

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Raquel da Cunha
Ribeiro da Silva E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 26 02 2010
[Assinatura]
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

Raquel da Cunha Ribeiro da Silva

**Estudo Experimental e Numérico da
Solidificação em Torno de um Tubo Aletado
Radialmente Com e Sem Promotor de
Turbulência**

Campinas, 2010.

Raquel da Cunha Ribeiro da Silva

Estudo Experimental e Numérico da Solidificação em Torno de um Tubo Aletado Radialmente Com e Sem Promotor de Turbulência

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail

Área de Concentração: Térmica e de Fluidos

Campinas, 2010
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Si38e Silva, Raquel da Cunha Ribeiro da
Estudo experimental e numérico da solidificação em
torno de um tubo aletado radialmente com e sem a
presença de promotor de turbulência / Raquel da Cunha
Ribeiro da Silva. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia - Armazenamento. 2. Gelo -
Armazenamento. 3. Solidificação. 4. Análise numérica.
5. Turbulência. I. Ismail, Kamal Abdel Radi . II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Experimental and numerical study of solidification around a
finned tube radially with and without turbulence promoter

Palavras-chave em Inglês: Energy storage, Ice storage, Solidification, Numerical
analysis, Turbulence

Área de concentração: Térmica e de Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Alcides Padilha, Luiz Felipe Mendes Moura

Data da defesa: 26/02/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Estudo Experimental e Numérico da Solidificação em Torno de um Tubo Aletado Radialmente Com e Sem Promotor de Turbulência

Autor: Raquel da Cunha Ribeiro da Silva
Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Instituição: Unicamp/FEM



Prof. Dr. Alcides Padilha
Instituição: UNESP/FEB



Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes Moura
Instituição: Unicamp/FEM

Campinas, 26 de fevereiro de 2010.

Dedicatória

*Aos meus pais Genito (in memoriam) e Dora e às
minhas irmãs Luciana e Iara.*

Agradecimentos

Uma palavra especial de agradecimento a todos aqueles que de formas diversas, e em momentos diferentes, foram importantes para a realização deste trabalho, sobretudo:

Ao Professor Dr Kamal A. R. Ismail, pela orientação deste trabalho e pela confiança que depositou em mim.

As pessoas que mais amo nesta vida, aos meus pais Genito (in memorian) e Dora e às minhas irmãs Luciana e Iara.

Ao Setembrino Vaz e Silva Neto meu muito obrigado, por toda amizade, ajuda, ensinamentos e pela convivência diária no laboratório de tubos e armazenamento de calor do DETF/FEM.

Aos funcionários do departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos: Cleusa e Robson Vasconcelos de Lima, Eloi, Luis Zanaga e Luiz Gama, Luis, por toda ajuda, paciência, e pela agradável convivência.

Aos sempre amigos, Carol Matsuo, Pedro Raposo Barros, Ed Carlos, Danilo Alcântara, Karlos Braga, Lourival Souza, Lourival Paixão, Adilto Cunha, pelos bons momentos que passamos juntos.

Ao Leandro Molon em especial.

À CAPES, pela concessão de bolsa de mestrado.

A Deus e minha Nossa Senhora.

*Talvez não tenhamos conseguido fazer o melhor,
mas lutamos para que o melhor fosse feito . . .
Não somos o que deveríamos ser, não somos o que
iremos ser. Mas graças a Deus, não somos o que
éramos.*

(Martin Luther King)

Resumo

SILVA, Raquel da Cunha Ribeiro, *Estudo Experimental e numérico da solidificação em torno de um tubo aletado radialmente com e sem promotor de turbulência*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010.

O armazenamento de calor na forma de calor latente representa uma alternativa de grande potencial em sistemas intermitentes e de conservação. Uma das geometrias menos exploradas na literatura e no campo de aplicação é a geometria cilíndrica com aletas fixadas radialmente ao longo do tubo. As aletas neste caso representam dispositivos para aumentar a taxa de transferência de calor e assim a solidificação do PCM. Com o intuito de aumentar ainda mais a taxa de solidificação do PCM, a inserção de um promotor de turbulência ao longo do tubo, provoca maior agitação e turbulência que por sua vez aumenta o coeficiente de troca de calor e assim a taxa de solidificação do PCM. Assim este estudo visa investigar as influências dos parâmetros geométricos e operacionais sobre a velocidade da interface, tempo de solidificação completa e massa total solidificada e conseqüentemente a energia total armazenada. Na investigação experimental foram testados tubos com diversas aletas variando os diâmetros de 40 a 180 mm, várias vazões de fluido secundário e várias temperaturas de operação com e sem promotor de turbulência e com e sem aletas com o objetivo principal de quantificar os efeitos das aletas e promotor de turbulência sobre a taxa de solidificação ou velocidade da interface, tempo de solidificação completa e a massa solidificada total. Um programa numérico foi adaptado para simular o processo de solidificação em torno de tubo horizontal com aletas radiais. As medidas experimentais são usadas para validação do modelo e confirmar a possibilidade de sua utilização na previsão de desempenho desse tipo de arranjo de tubos. As medidas e as previsões numéricas mostram boa concordância estabelecendo assim a validade do modelo proposto.

Palavras - chaves: tubo aletado, aleta radial, PCM, armazenador de frio, calor latente, promotor de turbulência, solidificação de líquido.

Abstract

SILVA, Raquel da Cunha Ribeiro, *Experimental and numerical study of solidification around a finned tube radially with and without turbulence promoter*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010.

The heat storage in the form of latent heat represents an alternative of great potential in intermittent systems and conservation. One of the geometries less explored in literature and in the field of application is to use a cylindrical geometry with radial fins fixed along the tube. The fins in this case represent devices to increase the rate of heat transfer and thus the solidification of the PCM. In order to further increase the rate of solidification of PCM, the insertion of a promoter of turbulence along the tube, causing further unrest and turmoil, which in turn increases the coefficient of heat exchange and thus the rate of solidification of PCM. So this study aims to investigate the influences of geometric and operational parameters on the interface speed, time to complete solidification and the total mass solidified and therefore the total energy stored. In the experimental investigation were tested with several fins tubes ranging from 40 to 180 mm, number of secondary fluid flow rates and various operating temperatures with and without turbulence promoter and with or without flaps with the main objective to quantify the effect of fins and promoter turbulence on the solidification rate or interface speed, time to complete solidification and total mass solidified. A numerical program was adapted to simulate the process of solidification around horizontal tube with radial vanes. The experimental measurements are used to validate the model and confirm the possibility of its use in forecasting performance of such an arrangement of tubes. Measurements and numerical predictions show good agreement thus establishing the validity of the proposed model.

Keywords: finned tube, fin radial, PCM, storage, latent heat, turbulence promoter.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3. 1 Esquema Experimental.	15
Figura 3. 2 – Montagem da seção de testes 700x240x235mm.	16
Figura 3. 3 – Reservatório do Fluido Refrigerante Secundário.	17
Figura 3. 4 – Fotografia da unidade de refrigeração.	17
Figura 3. 5 – Fotografia do reservatório de água gelada e gelo.	18
Figura 3. 6 – Sistema de aquisição de dados (aqdados).	19
Figura 3. 7 – Promotor de turbulência.	21
Figura 4. 1 - Layout do Problema.	24
Figura 4. 2 – Comportamento das propriedades do material de mudança de fase com a temperatura.	28
Figura 5. 1 – Representação dos Volumes de Controle na Seção Longitudinal.	32
Figura 5. 2 – Variação da Temperatura com o Tempo para Diferentes Tipos de Formulação.	35
Figura 6. 1 - Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 60 mm	42
Figura 6. 2-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 60 mm.	42
Figura 6. 3-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 120 mm.	43
Figura 6. 4-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -10°C e uma aleta de 40 mm.	43
Figura 6. 5-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm.	44
Figura 6. 6-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 180 mm.	45
Figura 6. 7-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de 25°C e uma aleta de 60 mm.	45

Figura 6. 8-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 120 mm.....	46
Figura 6. 9-Efeito da temperatura sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 60 mm.....	47
Figura 6. 10-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 60 mm.....	48
Figura 6. 11-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 40 mm.	48
Figura 6. 12-Efeito da temperatura sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 40 mm.....	49
Figura 6. 13-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 120 mm.	49
Figura 6. 14-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 120 mm.....	50
Figura 6. 15-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 120 mm.	50
Figura 6. 16-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre velocidade final da interface para uma aleta de 120 mm.....	51
Figura 6. 17-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre velocidade da interface para uma aleta de 40 mm.....	52
Figura 6. 18-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 120 mm.	53
Figura 6. 19-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 60 mm.	53
Figura 6. 20-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 40 mm.	54
Figura 6. 21-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 180 mm.	54
Figura 6. 22-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -25°Ce aleta de 60 mm.	55

Figura 6. 23- -Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -25°C e aleta de 120 mm.....	56
Figura 6. 24-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -15°C e aleta de 40 mm.	56
Figura 6. 25-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma temperatura de trabalho de -25°C e aleta de 120 mm.	57
Figura 6. 26-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma temperatura de trabalho de -15°C e aleta de 60 mm.	57
Figura 6. 27-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 120 mm.	58
Figura 6. 28-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 60 mm.	59
Figura 6. 29-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 40 mm.	59
Figura 6. 30-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 40 mm.	60
Figura 6. 31-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 60 mm.	60
Figura 6. 32-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 120 mm.	61
Figura 6. 33-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo completo de solidificação para uma aleta de 40 mm.	62
Figura 6. 34-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo completo de solidificação para uma aleta de 60 mm.	63
Figura 6. 35-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo completo de solidificação para uma aleta de 120 mm.	63
Figura 6. 36-Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface para uma temperatura de -20°C e um tempo de 600 minutos.	64
Figura 6. 37-Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface para uma temperatura de -10°C e um tempo de 600 minutos.	64

Figura 6. 38-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -10°C e um tempo de 300 minutos.	65
Figura 6. 39-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -15°C e um tempo de 600 minutos.	66
Figura 6. 40-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -20°C e um tempo de 600 minutos.	66
Figura 6. 41-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -25°C.....	67
Figura 6. 42-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -20°C.....	67
Figura 6. 43-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -15°C.....	68
Figura 6. 44-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm.	69
Figura 6. 45-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 120 mm.	69
Figura 6. 46-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -10°C e uma aleta de 60 mm.	70
Figura 6. 47-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade de interface para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 40 mm.	71
Figura 6. 48-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 40 mm.	71
Figura 6. 49-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 120 mm.	72
Figura 6. 50-Efeito da vazão sobre massa solidificada para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	
Figura 6. 50 a - Efeito da vazão sobre a razão da massa solidificada para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	
Figura 6. 51-Efeito da vazão sobre massa solidificada para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	

Figura 6. 51 a - Efeito da vazão sobre razão da massa solidificada para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	74
Figura 6. 52-Efeito da vazão sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	75
Figura 6. 52 a -Efeito da vazão sobre a razão do tempo completo de solidificação para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.	75
Figura 6. 53-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -25°C utilizando o promotor de turbulência.....	76
Figura 6. 53 a - Efeito da vazão sobre a razão da queda de pressão do tubo com e sem promotor de turbulência.	77
Figura 6. 54-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -20°C utilizando promotor de turbulência.....	77
Figura 6. 54 a-Efeito da vazão sobre a razão da queda de pressão do tubo com e sem promotor de turbulência.	77
Figura 6. 55-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -15°C utilizando promotor de turbulência.....	78
Figura 6. 55 a - Efeito da vazão sobre a razão da queda de pressão do tubo com e sem promotor de turbulência.	79
Figura 6. 56-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -10°C utilizando promotor de turbulência.....	79
Figura 6. 56 a - Efeito da vazão sobre a razão da queda de pressão do tubo com e sem promotor de turbulência.	80
Figura 6. 57-Testes realizados para escolha da malhas do volume de controle.	81
Figura 6. 58-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -25°C e diâmetro da aleta 40 mm.....	82
Figura 6. 59-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -20°C e diâmetro da aleta 40 mm.....	83

Figura 6. 60-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -15°C e diâmetro da aleta 40 mm.....	84
Figura 6. 61-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -25°C e diâmetro da aleta 120 mm.....	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 2 – Parâmetros Experimentais	13
Tabela 3. 3 – Experimentos realizados	14
Tabela 6. 1-Propriedade Termofísica da Água a 0°C (Bejan, 1993 apud Paixão, 2009).	40
Tabela 6. 2-Propriedade do material da parede (Paixão, 2009).	41

NOMENCLATURA

Bi	Número de Biot	$\left[\frac{h r_w}{k} \right]$
c	Calor específico	$[J kg^{-1} K^{-1}]$
c_r	Calor específico do refrigerante	$[J kg^{-1} K^{-1}]$
C_l	Capacidade térmica por unidade de volume do líquido	$\rho_l c_l [J / m^3 K]$
C_s	Capacidade térmica por unidade de volume do sólido	$\rho_s c_s [J / m^3 K]$
\bar{C}	Capacidade térmica por unidade de volume do material de mudança de fase	$\rho c [J / m^3 K]$
k	Condutividade Térmica	$[W m^{-1} K^{-1}]$
k_{fs}	Condutividade Térmica adimensional para a aleta	$\frac{k_f}{k_s}$
k_{ls}	Condutividade Térmica adimensional para o material de mudança de fase	$\frac{k_l}{k_s}$
k_t	Condutividade Térmica do material do tubo	$[W m^{-1} K^{-1}]$
l	Comprimento do tubo aletado	$[m]$
L	Calor Latente	$[J kg^{-1}]$
\dot{m}	Fluxo de massa do refrigerante	$[kg s^{-1}]$
NTU	Número de unidades de transferência	
Pr_s	Número de Prandtl baseado nas propriedades da fase sólida	
Q	Fluxo de Calor	$[W]$
r	Coordenadas radiais	$[m]$
R	Coordenadas adimensional radial	$\frac{r}{r_w}$
r_e	Raio externo do cilindro ou raio do círculo de simetria	$[m]$
Re	Número de Reynolds do refrigerante	
T	Temperatura	$[K]$
T_m	Temperatura de mudança de fase	$[K]$

T_r	Temperatura do refrigerante	[K]
u_m	Velocidade média do refrigerante	[m/s]
z	Coordenada axial	[m]
z^*	Posição Adimensional axial	$\frac{z}{z_w}$
ε	Efetividade	
δ	Função delta de Dirac	
ΔT	Metade da faixa de temperatura de mudança de fase	[K]
ξ	Faixa da temperatura adimensional de mudança de fase	[J m ⁻³]
λ	Calor latente por unidade de volume	
ϕ	Temperatura Adimensional	
ρ	Densidade	[kg m ⁻³]
ρ_r	Densidade do refrigerante	[kg m ⁻³]
μ_r	Viscosidade dinâmica do refrigerante	[kg s ⁻¹ m ⁻¹]
τ	Tempo	

Subscritos

f	aleta
l	líquido
s	sólido
w	parede

Abreviações

ADI	Implícita direção Alternada
MMF	Material de Mudança de Fase
PCM	Phase change Material

$$R_p = \frac{\Delta P \text{ do tubo com promotor de turbulência a}}{\Delta P \text{ do tubo sem promotor de turbulência a}}$$

$$R_{massa} = \frac{\text{massa acumulada com promotor de turbulência a}}{\text{massa acumulada sem promotor de turbulência a}}$$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivo Geral	3
1.2	Objetivo Específico	3
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	4
2.1	Introdução.....	4
2.2	Problemas de mudança de fase: solidificação e fusão.....	4
2.3	Aprimoramento da transferência de calor	7
2.3.1	Superfície Estendida (Aletas).....	7
2.3.2	Promotor de turbulência	9
2.4	Armazenadores de calor latente.....	9
3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	11
3.1	Introdução.....	11
3.2	Planejamento Experimental.....	11
3.3	Descrição do Sistema Experimental.....	14
3.3	Medidas realizadas	17
3.3.1	Sistema de medição de temperatura	17
3.3.2	Espessura do gelo	19
3.3.3	Vazão do fluido secundário.....	19
3.4	Análise da perda de carga no tubo interno sem e com promotor de turbulência.....	20
3.5	Procedimento experimental	20
4	ANÁLISE TEÓRICA.....	22
4.1	Introdução.....	22
4.2	Modelo Físico.....	23
4.3	Modelamento Matemático.....	24
5	ANÁLISE NUMÉRICA DO PROBLEMA DO PCM.....	30
5.1	Introdução.....	30

5.2	Obtenção das Equações Algébricas	30
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	38
6.1	Introdução	38
6.2	Parâmetros térmicos	38
6.3	Movimento da Interface.....	39
6.4	Efeito da variação da temperatura do fluido de trabalho.....	44
6.4.1	Efeito da variação da temperatura sobre a posição da interface.....	44
6.4.2	Efeito da variação da temperatura do fluido secundário sobre a velocidade da interface	49
6.4.3	Efeito da temperatura do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa	50
6.5	Efeito da vazão do fluido secundário	53
6.5.1	Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição de interface	53
6.5.2	Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada.....	55
6.5.3	Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade de interface.....	58
6.5.4	Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa... ..	59
6.6	Efeito do diâmetro da aleta.....	61
6.6.1	Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface	61
6.6.2	Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface	63
6.6.3	Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo de solidificação completa	65
6.7	Efeito do Promotor de Turbulência	67
6.7.1	O efeito do promotor de turbulência sobre a posição da interface	67
6.7.2	Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface	69
6.7.3	Comparação das técnicas de aprimoramento da transferência de calor com o tubo liso.	71
6.8	Perda de Carga do Promotor.....	73
6.9	Convalidação do Modelo Numérico Proposto	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	81
	APÊNDICE A – Análise de incerteza na medida experimental.....	84
	APÊNDICE B – Análises de erro dos gráficos 6.58 a 6.61.....	86

1 INTRODUÇÃO

Com a conscientização do problema energético e com a procura de alternativas para substituir o petróleo, ocorreu uma significativa mudança de conceito nos projetos de unidades armazenadoras de calor e frio. A importância do armazenamento deste tipo de energia está relacionado com a não coincidência da demanda e do fornecimento de energia disponível, e tem como finalidade o nivelamento desta curvas.

Segundo Abugdera (1999), fusão e solidificação em materiais de mudança de fase são de grande importância nas aplicações de engenharia. Nos últimos anos o calor latente por mudança de fase tem sido amplamente usado na utilização do processamento de alimentos, processo de soldagem, controle térmico de ambientes, geofísica, na obtenção de sistemas eficientes de processamento de alimentos, energia solar e em sistemas de bancos de gelo que são utilizados para minimizar o consumo de energia elétrica nas horas de pico.

Nestes processos de solidificação e fusão, a matéria é submetida a uma mudança de fase. Uma fronteira ou interface que separa as duas diferentes fases desenvolve e move-se na matéria durante o processo.

A compreensão destes fenômenos é de fundamental importância na elaboração do projeto e no desenvolvimento de diversos equipamentos que envolvam processos de mudança de fase, tanto na área industrial quanto na área científica.

Uma das aplicações do processo de mudança de fase é chamada banco de gelo, apresentando elevada capacidade de armazenamento de energia em forma de calor latente comparada a um armazenador de calor sensível. Esta diferença na capacidade de armazenamento é possível devido à mudança de fase que sofre a água ou outro material de mudança de fase (MMF).

Os bancos de gelo são equipamentos de armazenamento de energia em forma de calor latente a baixas temperaturas. Estes equipamentos são utilizados principalmente no condicionamento de ar em prédios, residências, escritórios, comércio e indústria em geral. Entre outras aplicações, pode-se citar o uso na indústria de alimentos e em centrais termoelétricas para o resfriamento das turbinas, Quispe (1996).

Segundo Ismail (1998), o objetivo fundamental destes equipamentos é aliviar os efeitos dos picos de carga elétrica, que são períodos de tempo críticos da demanda de energia elétrica.

Segundo Mainardes (2007) uma instalação frigorífica utiliza sistemas de refrigeração dimensionados para atender uma carga térmica, que é a quantidade de energia térmica a ser retirada do ambiente ou processo, de forma a manter as condições de temperatura e umidade relativa desejadas. Para que o sistema de refrigeração por compressão de vapor opere é necessário o consumo de uma quantidade de energia elétrica. Na maioria das vezes, isto é feito, através de motores de indução. A refrigeração tem uma participação importante neste total, aproximadamente 70% da energia elétrica consumida em instalações frigoríficas deve-se aos equipamentos de refrigeração.

A eficiência no uso de processos de mudança de fase para o armazenamento de energia depende do material de mudança de fase considerado. A propriedade termofísica do calor latente é maior do que o calor sensível, o que resulta na redução dos sistemas de armazenamento térmico.

O processo de mudança de fase possui uma fronteira móvel que separa duas fases. A forma de tratamento desta superfície deve ser determinada, pois o calor é liberado e absorvido através desta fronteira. Os problemas de fusão e solidificação por natureza não são lineares, isso acontece devido á existência do movimento da frente de solidificação.

O problema de mudança de fase consiste em uma região com uma temperatura de mudança de fase inicial constante, na qual a temperatura da sua superfície é colocada à uma temperatura mais baixa do que a temperatura de mudança de fase.

Os métodos numéricos oferecem uma maneira mais prática para resolver os problemas de mudança de fase. Uma das classificações para este tipo de problema está baseada na temperatura de mudança de fase.

Há dois grupos de modelos matemáticos para resolver problemas de mudança de fase, são baseados na temperatura e na entalpia.

Método entálpico é uma escolha comum nos problemas de frente móvel de mudança de fase, os chamados problemas de Stefan. Uma razão importante para isto, é que a frente de solidificação móvel não precisa ser seguida sobre a grade numérica discretizada. Assim, o problema é formulado numa região estacionária, e o esquema numérico não precisa ser modificado para satisfazer as condições na interface da fronteira móvel de mudança de fase. Além do mais, este método é especialmente conveniente para os dois casos, seja na mudança de fase em uma temperatura constante ou em uma determinada faixa de temperatura.

1.1 Objetivo Geral

Estudar numericamente e experimentalmente a solidificação de líquido em torno de um cilindro radialmente aletado.

1.2 Objetivo Específico

Realizar um estudo experimental em um tubo aletado, submerso em um material de mudança de fase, para investigar os efeitos da massa acumulada, tempo de solidificação completa, velocidade de solidificação e comparar os resultados dos efeitos para o caso do tubo com e sem promotor de turbulência no escoamento do refrigerante através do tubo interno e para o tubo sem aletas.

Outro objetivo é a convalidação dos resultados numéricos proposto por Ismail et.al (1998) com os resultados experimentais do tubo radialmente aletado.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Introdução

Esta revisão bibliográfica teve com objetivo estudar vários trabalhos relacionados aos problemas de mudança de fase e armazenadores de calor latente, com seus diversos métodos analíticos e numéricos de solução. Na medida do possível, foi feita uma classificação neste sentido.

2.2 Problemas de mudança de fase: solidificação e fusão

Diversos pesquisadores têm estudado e salientam a importância dos problemas de fronteira móvel, destacando-se aqueles que envolvem mudança de fase, em várias aplicações na área da engenharia. No contexto deste trabalho, o termo “mudança de fase” refere-se aos processos relativos à solidificação e fusão.

Segundo Ismail (1998) as fases sólida e líquida são caracterizadas pela presença de forças coesivas mantendo os átomos em contato. No caso de sólido as moléculas vibram em torno de posições de equilíbrio fixas, enquanto no caso de líquido são mais energéticos do que na fase sólida e, portanto, para que a fase sólida mude para a fase líquida é necessária uma energia adicional que vença as forças coesivas. Essa energia é chamada de calor latente ou de calor de fusão, representada como a diferença térmica (entalpia) entre os dois estados líquido e sólido.

Ainda segundo Ismail (1998) a transição de uma fase para outra, isto é absorção ou liberação de calor latente, acontece numa certa temperatura em função da energia disponível. A região de transição de fase onde o sólido e o líquido coexistem é chamada de interface.

Uma extensa literatura pode ser encontrada sobre a diversidade da aplicação dos processos de mudança de fase, tornando-se relevante a descrição e o estudo da condução de calor com mudança de fase. Entre tais aplicações pode-se destacar a formação de gelo em lagos e rios, o congelamento da água em sistemas de tubulações, sistema de energia térmica, congelamento de alimentos, solidificação de metais, etc. (González, 2006).

Problemas de mudança de fase têm um número limitado de soluções analíticas. Um dos primeiros trabalhos publicados sobre o assunto foi de Stefan (1891), que resolve um problema clássico de mudança de fase. O modelo está baseado na condução de calor transiente e unidimensional de uma geometria plana semi-infinita, com temperatura inicial constante e com suas bordas resfriadas a uma temperatura constante, e menor do que a temperatura de solidificação do material envolvido. Devido ao pioneirismo do autor, os problemas de mudança de fase em geral, são denominados problemas de Stefan.

Os modelos numéricos relacionados à solidificação oferecem uma maneira mais prática de resolver problemas de mudança de fase.

Segundo Gonçalves (1996), o modelamento matemático de armazenadores de calor latente envolve o problema de mudança de fase, e este é descrito pelos fenômenos de difusão e de continuidade e a solução deste problema é muito difícil, pois a interface entre as fases sólida e líquida se move à medida que o calor latente é absorvido ou liberado.

Os primeiros trabalhos analíticos relatados na literatura são de Lamé & Clapeyron (1831), Stefan (1891) e Franz Neumann (1860).

Posteriormente a estes trabalhos publicaram-se outros para os casos de maior complexidade e para condições de fronteira diferentes, entre eles destaca-se o de Lo

ndon e Seban (1943). Estes autores descreveram um método aproximado para a determinação da taxa de formação de gelo para as superfícies plana, cilíndrica e esférica.

González (2006) cita em sua dissertação, que o método das diferenças finitas começou a ter sucesso em 1928 com o trabalho de Courant, Friederich e Levy apud Carhanan et. al (1969).

Com o desenvolvimento desta nova técnica numérica, Murray e Landis (1959) resolveram o problema de mudança de Stefan por dois enfoques referentes ao deslocamento da frente de solidificação; malha móvel e malha fixa.

Resolveu-se este problema para as seguintes condições: uma fase inicialmente presente, temperatura inicial maior que da fusão, região finita, resfriamento a temperatura da parede constante, e condução pura na interface. Na resolução pelo método de malha móvel nota-se que o incremento cresce na região sólida e diminui na região líquida. Enquanto que pelo método na malha fixa o incremento de espaço permanece constante ao longo do processo de solidificação.

González (2006) cita que o método da malha móvel é mais apropriado para a determinação da frente de solidificação, enquanto no método de malha fixa, a temperatura e posição são calculados diretamente.

Um exemplo de solução exata foi apresentado por Shamsundar e Sparrow (1974) para uma geometria plana aplicando diferentes condições de contorno.

Bonacina (1975) aplicou o método entálpico para o caso unidimensional, mas o enfoque analítico consistia na aproximação do efeito do calor latente como uma grande capacidade de calor em pequeno intervalo de temperatura, que resultou em um efeito apreciável sobre os resultados.

Gonçalves (1991) analisou um modelo bidimensional do problema de mudança de fase em uma unidade de armazenamento térmico com tubos axialmente aletados. Assumiu a temperatura de entrada do fluido de trabalho e o coeficiente convectivo como sendo constantes e a transferência de calor como sendo puramente por condução. Foi utilizado o método entálpico na solução numérica, aplicando o conceito do volume de controle para a discretização das equações governantes. Neste trabalho o número de aleta e a alturas da aleta foram fatores importantes no tempo de solidificação.

Segundo Okada et al. (1984), os métodos numéricos usados para resolver problemas de mudança de fase são divididos em dois grupos principais. O primeiro é denominado de soluções numéricas fortes, nos quais se aplicam técnicas de diferenças finitas e elementos finitos. Esses métodos são aplicáveis para aqueles processos envolvendo mais de uma fase.

O segundo grupo é chamado de soluções numéricas fracas. Neste grupo, os métodos mais importante e amplamente usado são os métodos entálpicos. A vantagem da formulação entálpica é que o problema é formulado em uma região fixa, e não necessita de modificações do esquema numérico a fim de satisfazer as condições na interface móvel de mudança de fase.

Chun e Park (2000) utilizaram o método das diferenças finitas para avaliar o problema de mudança de fase sólido-líquido com uma malha fixa e implícita no tempo. A proposta deste trabalho foi desenvolver um método numérico num sistema de malha fixa de maneira eficiente e precisa para o problema de mudança de fase onde a condução era dominante, utilizando a discretização por diferenças finitas para a equação da condução na forma entálpica.

2.3 Aprimoramento da transferência de calor

2.3.1 Superfície Estendida (Aletas)

Superfícies estendidas têm larga aplicação industrial como aletas instaladas nas paredes de equipamentos de transferência de calor, a fim de aumentar a taxa de aquecimento ou resfriamento (Kreith e Bohn, 2003).

Segundo Lamberg e Sirén (2003) o aumento da transferência interna de calor é essencial, especialmente em processos de solidificação onde a principal forma de transferência é através da condução. O objetivo do trabalho destes autores foi apresentar um modelo analítico simplificado que possa prever a localização da interface móvel e a distribuição da temperatura na aleta no processo de solidificação com a temperatura da parede constante. Foram comparados resultados analíticos e numéricos. Foi observado que o modelo analítico é o mais adequado para prever a localização da interface e a distribuição da temperatura na aleta. Calculou-se também a fração de massa de MMF solidificado. Estes autores concluíram que a simplificação do modelo bidimensional de transferência de calor para unidimensional afeta a precisão dos cálculos.

Stritih (2004) apud González (2006) estudou experimentalmente as características de transferência de calor de um armazenador térmico de calor latente com superfície aletada, em termos dos processos de solidificação e fusão e comparando-os com uma superfície lisa. O material de mudança de fase usado foi à parafina, com ponto de fusão de 30°C. Foi feita uma correlação entre os números adimensionais de Nusselt e Rayleigh. Na solidificação a condição foi dominante. A efetividade das aletas durante a solidificação mostra que melhora até um valor de 3,06. Isto mostra que a transferência de calor durante a solidificação aumenta se as aletas são incluídas. Neste caso, o tempo de solidificação é reduzido em 40%.

Durante a mudança de fase em um sistema de armazenamento de calor latente, a interface sólido-líquido se afasta da superfície de transferência de calor e o fluxo de calor da superfície diminui por causa do aumento da resistência térmica do meio solidificado. Técnicas para melhorar a transferência de calor, tais como aleta, precisam ser usadas para aumentar a fração de transferência de calor no armazenamento.

Segundo Ereck et al. (2005), trocadores de calor do tipo casco e tubo são os dispositivos mais promissores para o uso em sistemas de calor latente, os quais requerem máxima eficiência com um volume mínimo. Um dos métodos usados para acrescentar a taxa de energia armazenada é aumentar a superfície de transferência de calor utilizando superfícies aletadas. Estes autores estudaram o processo de mudança de fase experimental e numericamente. Utilizaram para este fim, um tubo radialmente aletado, onde o PCM ficava em volta do tubo e o fluido refrigerante passa pelo interior deste. A simulação numérica foi desenvolvida para avaliar os efeitos das aletas no dispositivo, tais com espaçamento e diâmetro, e os parâmetros de escoamento, número de Reynolds e temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante. Estes resultados foram comparados experimentalmente.

Ismail et al (1996) apresentaram resultados numéricos e experimentais de tubo aletado imerso em material de mudança de fase. Neste trabalho os resultados experimentais e numéricos mostraram uma boa concordância. Também foram mostrados os efeitos dos números de aletas, espessura e o comprimento das aletas e a razão entre os raios do tubo do material de mudança de fase no comportamento do sistema de armazenamento.

Kalthori e Ramadanyam (1985) estudaram a transferência de calor num cilindro vertical com e sem aletas imerso no material de mudança de fase. Foi observado o comportamento do calor total liberado ou consumido em função do tempo, mantendo a temperatura do sólido abaixo da temperatura de mudança de fase.

Sasaguchi et al. (1986) estudaram experimentalmente as características da transferência de calor em um armazenador de calor latente com tubos aletados. Mostraram que o comportamento do fluxo de calor em tubos aletados é muito maior em relação aos tubos sem aletas.

Ismail e Gonçalves (1992) apresentaram resultados de uma investigação de uma unidade armazenadora de calor latente do tipo vertical aletado, na qual os parâmetros geométricos e operacionais foram analisados. Em outro trabalho, Ismail e Gonçalves (1993) estudaram o desempenho da mesma unidade armazenadora em termos da efetividade e do NTU. Ismail e Melo (1992) estudaram problemas de fusão em torno de um cilindro vertical na presença de convecção natural, em que comparam a predição numérica com resultados experimentais obtendo boa concordância. Segundo este artigo, em outros trabalhos, os mesmos autores estudaram este modelo incluindo o efeito da variação do número de Stefan na fusão dominada por convecção. Foi utilizada a vorticidade e a função corrente para a formulação do problema.

2.3.2 Promotor de turbulência

Segundo Kreith e Bohn (2003) aumentar a transferência de calor é aumentar o coeficiente de transferência de calor entre a superfície e um fluido, modificando a superfície. Alguns exemplos práticos desse aprimoramento são as aletas e rugosidade da superfície.

O aumento da transferência de calor graças ao tratamento da superfície pode ser obtido pelo aumento da turbulência ou da área da superfície, da mistura mais eficiente ou de vórtices no escoamento. Esses efeitos resultam quase sempre no aumento da queda da pressão juntamente com o aumento da transferência de calor, (Kreith e Bohn, 2003).

Paixão (2009) utilizou em seu trabalho de solidificação em geometria anular cilíndrico um promotor de turbulência para a intensificação da troca térmica entre o MMF e o refrigerante. O autor utilizou um promotor de turbulência no escoamento do refrigerante através do tubo interno. O promotor de turbulência utilizado foi uma fita de cobre helicoidal.

Ainda segundo Paixão (2009), a intensificação da troca térmica entre o fluido refrigerante e o material de mudança de fase pode ser obtida pelo aumento da área superficial disponível para convecção por meio do uso de superfícies estendidas ou pelo aumento do coeficiente de transferência de calor. O aumento deste coeficiente pode ser alcançado através da indução de turbulência do escoamento do fluido no interior do tubo.

2.4 Armazenadores de calor latente

Uma das aplicações importantes de armazenadores de calor latente são os denominados bancos de gelo. Ismail (1998), Beckam e Gilli (1982) apresentam a definição do banco de gelo como um armazenador de energia térmica por calor latente e utilizado principalmente em processo de ar condicionado.

O armazenamento ou acumulação de energia térmica é essencial tanto para as aplicações de aquecimento de água como para aquecimento ambiental, além de ser relacionadas a agricultura e a produção de calor industrial, Sousa (2009).

Os princípios de funcionamento básicos de bancos de gelo são descritos por Grumman e Butkus (1988) da seguinte forma: a energia armazenada no gelo é produzida pelo sistema de

refrigeração. A recuperação e utilização desta energia contida no gelo é feita pelo sistema de transporte de energia na qual um fluido com temperatura de solidificação mais baixa do que a água circula através de tubos por meio do banco de gelo, absorve o calor e o transfere ao ar por meio de trocadores de calor.

Peebles (1994) descreveu a utilização dos bancos de gelo em uma indústria alimentícia na qual o resfriamento do leite e o aquecimento de água são críticos. Este autor comparou vários tipos de equipamentos obtendo importantes vantagens dos sistemas de armazenamento por bancos de gelo, principalmente no alívio das cargas dos picos de demanda.

Ismail (1998) cita em seu trabalho que os sistemas de refrigeração, ar condicionado e tecnologia de frio são os grandes responsáveis pelos desnecessários picos de consumo de energia elétrica. Neste caso, o desenvolvimento e a utilização da tecnologia de banco de gelo visam uniformizar estes perfis de consumo.

Silver et al. (1989) desenvolveram modelos matemáticos dos sistemas de banco de gelo com o objetivo de simular o desempenho destes equipamentos. Estes autores mencionam os impactos dos picos de demanda de energia como o principal objetivo dos bancos de gelo.

Gonçalves (1998), em seu estudo de armazenador de calor latente, investigou o comportamento da frente de solidificação/fusão em um armazenador de geometria anular com aletas alternadas. Os resultados mostraram que a presença das aletas, bem como o aumento da sua quantidade, provocou aumento de calor transferido e na fração de massa solidificada.

Paixão (2009) estudou armazenadores térmicos com geometria anular, no trabalho o autor comparou resultados experimentais e numéricos. Os resultados experimentais foram realizados com e sem promotor de turbulência, foi observada a formação da camada solidificada em torno de um cilindro resfriado.

Segundo Tiewi et.al (1996) apud Sousa (2009), o armazenamento de calor latente incluindo estocagem a frio, é de grande importância para muitos sistemas de energia, tais como: sistema de aquecimento solar de água e sistema de ar condicionado. Foi analisado através de um modelo simplificado, o desempenho da estocagem a frio num tanque fechado de forma retangular cheio de material de mudança de fase usado em sistemas de ar condicionado, calculou-se os efeitos dos fatores operacionais como, taxa de fluxo de resfriamento, super-resfriamento do material de mudança de fase, etc., durante o processo de armazenamento a frio.

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 Introdução

Este capítulo é dedicado à montagem e execução do procedimento experimental. A bancada experimental foi projetada, montada e testada no Laboratório de Armazenamento Térmico e Tubos de Calor do Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos (DETF) da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas. O objetivo desse trabalho é investigar as influências dos parâmetros geométricos e operacionais sobre a velocidade da interface, tempo de solidificação completa e massa total solidificada e conseqüentemente a energia total armazenada.

3.2 Planejamento Experimental

Os experimentos realizados no armazenador térmico foram com um tubo aletado com e sem promotor de turbulência e também para o tubo sem aletas. O diâmetro do tubo para todos os ensaios foi de 12,25 mm de diâmetro interno e 18,35 mm de diâmetro externo.

No trocador de calor do tubo aletado, o tubo de cobre tinha 5 aletas com espaçamento entre elas de 60 mm, sendo 240 mm o comprimento entre primeira aleta até a última.

Para o tubo aletado, foram utilizados quatro tamanhos de aletas, seis vazões do refrigerante secundário (álcool etílico) e quatro temperaturas do fluido refrigerante secundário, -10°C, -15°C, -20°C e -25°C, conforme mostrado na tabela 3.1. Os mesmos testes foram repetidos utilizando o promotor de turbulência. Também foram realizados experimentos com tubos sem aletas para efeitos comparativos.

A tabela 3.1 apresenta os parâmetros utilizados como, temperatura, vazão e número de Reynolds.

Tabela 3. 1 – Parâmetros Experimentais

Diâmetro das Aletas (mm)	Temperatura	Vazão kg/s	Número de Reynolds
40, 60, 120, 180	-10°C, -15°C, -20°C, -25°C	0,031	2168,70
		0,029	2028,78
		0,026	1818,91
		0,022	1539,08
		0,018	1259,24
		0,013	909,45

Analisou-se a influência das variáveis: temperatura do fluido, vazão do fluido secundário e diâmetros da aletas.

Os fluidos de transferência de calor utilizados no sistema foram o monoclorodifluormetano (R-22) como refrigerante primário e o álcool etílico com refrigerante secundário. Segundo Stoecker (1985), o refrigerante primário é usado em sistemas de compressão de vapor e o refrigerante secundário é utilizado para transportar energia térmica à baixa temperatura de um local para outro, estando estes geralmente na fase líquida.

A tabela 3.2 mostra os ensaios realizados. Os experimentos foram realizados para todas as temperaturas com todas as vazões.

Tabela 3. 2 – Experimentos realizados.

SEM PROMOTOR			COM PROMOTOR		
aleta	Temp. (°C)	Vazão	aleta	Temp. (°C)	Vazão

		kg/s			kg/s
40 mm	-10; -15; -20; -25	0,031	40 mm	-10; -15; -20; -25	0,031
	-10; -15; -20; -25	0,029		-10; -15; -20; -25	0,029
	-10; -15; -20; -25	0,026		-10; -15; -20; -25	0,026
	-10; -15; -20; -25	0,022		-10; -15; -20; -25	0,022
	-10; -15; -20; -25	0,018		-10; -15; -20; -25	0,018
	-10; -15; -20; -25	0,013		-10; -15; -20; -25	0,013
60 mm	-10; -15; -20; -25	0,031	60 mm	-10; -15; -20; -25	0,031
	-10; -15; -20; -25	0,029		-10; -15; -20; -25	0,029
	-10; -15; -20; -25	0,026		-10; -15; -20; -25	0,026
	-10; -15; -20; -25	0,022		-10; -15; -20; -25	0,022
	-10; -15; -20; -25	0,018		-10; -15; -20; -25	0,018
	-10; -15; -20; -25	0,013		-10; -15; -20; -25	0,013
120 mm	-10; -15; -20; -25	0,031	120 mm	-10; -15; -20; -25	0,031
	-10; -15; -20; -25	0,029		-10; -15; -20; -25	0,029
	-10; -15; -20; -25	0,026		-10; -15; -20; -25	0,026
	-10; -15; -20; -25	0,022		-10; -15; -20; -25	0,022
	-10; -15; -20; -25	0,018		-10; -15; -20; -25	0,018
	-10; -15; -20; -25	0,013		-10; -15; -20; -25	0,013
180 mm	-10; -15; -20; -25	0,031	180 mm	-10; -15; -20; -25	0,031
	-10; -15; -20; -25	0,029		-10; -15; -20; -25	0,029
	-10; -15; -20; -25	0,026		-10; -15; -20; -25	0,026
	-10; -15; -20; -25	0,022		-10; -15; -20; -25	0,022

-10; -15; -20; -25	0,018	-10; -15; -20; -25	0,018
-10; -15; -20; -25	0,013	-10; -15; -20; -25	0,013

3.3 Descrição do Sistema Experimental

O esquema geral do sistema proposto, apresentado na figura 3.1 é composto por dois circuitos: de refrigeração e circuito de transporte de energia.

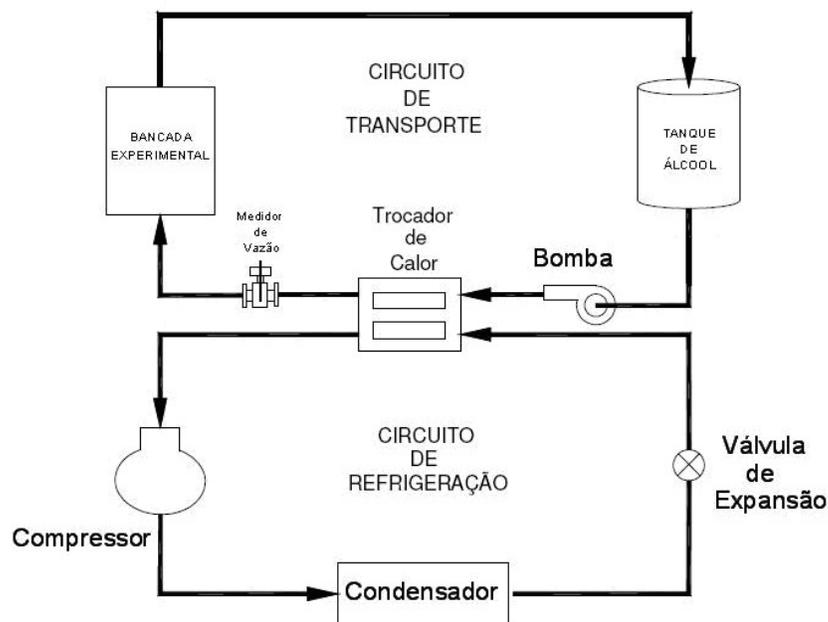


Figura 3. 1 Esquema Experimental.

Foram utilizados dois tanques diferentes para as seções de testes. O primeiro consistia num tanque de seção retangular de medidas internas 700 mm de comprimento, 240 mm de altura e 235 mm de largura. Foi fabricado com chapas de acrílico transparente (10 mm de espessura). Neste tanque foram realizados testes para três tipos de evaporadores (tubos aletados) diferentes. Os diâmetros das aletas eram de 40, 60 e 120 mm. O segundo tanque, também construído com chapas de acrílico transparente (10 mm de espessura) possuía seção retangular de 700x500x500 mm. O diâmetro das aletas foi de 180 mm. Ambos os tanques eram isolados externamente com polipropileno (20 mm de espessura).

No interior do tubo aletado circulava o fluido refrigerante secundário (álcool etílico) a uma temperatura especificada para cada ensaio, conforme mostrado na Tabela 3.2.

A unidade de refrigeração (figura 3.4) era formada por um compressor e condensador juntos em uma só unidade, onde era realizado o ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Pela mudança de fase do fluido refrigerante primário, neste caso o R – 22, retirava energia térmica do fluido refrigerante secundário, em um trocador de calor resfriando o álcool etílico.

A Figura 3.2 mostra a imagens das seções de testes com o tubo aletado.



Figura 3. 2 – Montagem da seção de testes 700x240x235mm.

O reservatório de fluido refrigerante secundário consistia em um tanque de aço inox isolado com polipropileno. A finalidade deste tanque era armazenar o álcool etílico do sistema. O Álcool etílico era bombeado para o trocador de calor para ser resfriado e conduzido de volta até o evaporador (tubo aletado), onde ocorria o processo de solidificação, objetivo de estudo deste trabalho. A Figura 3.3 mostra a imagem do reservatório de fluido refrigerante secundário



Figura 3. 3 – Reservatório do Fluido Refrigerante Secundário.

Para resfriar o PCM utilizou-se um reservatório que comporta um volume de aproximadamente 474 litros de água, cujo no interior havia uma serpentina fria (evaporador) com o objetivo de pré-resfriar a água antes de entrar na seção de testes até a temperatura desejada para a realização de cada ensaio, neste caso, próxima à temperatura de mudança de fase (0°C), conforme mostrado na figura 3.5..



Figura 3. 4 – Fotografia da unidade de refrigeração.



Figura 3. 5 – Fotografia do reservatório de água gelada e gelo.

3.3 Medidas realizadas

3.3.1 Sistema de medição de temperatura

Para garantir a qualidade e a precisão necessárias para avaliação das temperaturas calibrou-se os termopares de acordo com as normas de medição de temperatura ANSI/ASHARE 41.1 – 1986. No sentido de cumprir as especificações da norma, todos os termopares apresentaram uma incerteza de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Para a bancada experimental foram utilizados termopares do tipo T, isto é, de cobre e constantan, que atende com grande confiabilidade o intervalo de temperatura de interesse (-5°C a -25°C). Estes termopares foram distribuídos na seção de teste no seguinte modo:: 1 termopar na entrada do tubo , 1 termopar na saída do tubo, de 3 termopares ao longo da aleta, 2 termopares na zona externa do tubo para avaliar a temperatura do banho e um no meio do tubo.

Para garantir o nível de incerteza exigido pela norma ASHRAE, optou-se pela calibração de todos os termopares em conjunto com o sistema de aquisição de dados (aqdados) da marca LYNX, conforme figura 3.6. O sistema de aquisição de dados da LYNX coletava os sinais analógicos e através de uma interface que comunicava com o computador, foi configurado para que fornecesse, a temperatura instantânea, na escala Celsius [°C], a cada 60 segundos, a partir do início da gravação dos dados para cada um dos termopares.

Para a calibração foi utilizado um recipiente retangular de metal, totalmente isolado com polipropileno, onde foram inseridos os termopares e um termômetro aferido pelo Instituto de Pesquisa Tecnológica (IPT), cuja precisão era de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Este recipiente foi colocado em um banho termostático (álcool etílico) cuja temperatura variou-se entre -25°C a -10°C . Para cada valor de temperatura foi feito o mesmo procedimento para obter a curva de calibração desejada.



Figura 3. 6 – Sistema de aquisição de dados (aqdados).

3.3.2 Espessura do gelo

A espessura da camada de gelo foi determinada mediante aquisição de imagens, através de uma câmera fotográfica da marca SONY com resolução de 5.1 megapixels. Por meio de uma escala, em milímetros, acoplada ao tubo, eram obtidas as imagens da evolução da camada de gelo em intervalos regulares e pré-determinados de tempo. As imagens eram descarregadas da memória da câmera e armazenadas no computador em formato JPEG para depois serem digitalizadas utilizando o software Autocad 2006, o qual fornecia os valores reais da espessura da camada de gelo para cada intervalo de tempo, tendo como padrão a escala conhecida.

3.3.3 Vazão do fluido secundário

A vazão do fluido secundário ou fluido de trabalho foi determinada através de uma placa de orifício previamente calibrada. Esta placa estava conectada nas tomadas de pressão de uma coluna de mercúrio que proporcionava a medida da queda de pressão ocasionada pelo escoamento do fluido secundário através da placa de orifício. Esta queda de pressão se traduzia em medida de vazão e substituindo esta variável na equação de calibração da placa de orifício, encontrada através do software Origin 7.0. Para cada queda de pressão tinha-se uma medida de vazão.

Para obter a curva de calibração foi coletado o volume de álcool etílico durante um determinado intervalo de tempo, sendo que para cada valor de vazão obtinha-se um valor correspondente da perda de pressão. Foram realizadas varias medidas com valores diferentes de vazão para a construção da curva de calibração.

3.4 Análise da perda de carga no tubo interno sem e com promotor de turbulência

Na montagem experimental foi colocado um manômetro inclinado com uma tomada de pressão na entrada e outra na saída do evaporador. Isso foi feito para comparar a perda de carga com e sem promotor de turbulência no interior do tubo aletado.

O aumento da perda de carga ocorreu devido ao aumento da rugosidade interna da parede do tubo interno, ocasionado pela inserção do promotor de turbulência.

O material utilizado com promotor de turbulência foi uma fita torcida de cobre conforme mostrado na figura 3.7.



Figura 3. 7 – Promotor de turbulência.

3.5 Procedimento experimental

Para iniciar os experimentos aproximava-se a temperatura do material de mudança de fase (água) da temperatura de solidificação. Isto era possível devido à fusão de uma massa solidificada que se encontrava juntamente com o material de mudança de fase em um reservatório de água gelada ao lado da bancada.

A temperatura do fluido secundário (álcool etílico) foi ajustada e estava indicada por um termostato.

Quando o material de mudança de fase se aproximava da temperatura de solidificação e a temperatura do fluido secundário, que era o fluido de trabalho que passava no interior do tubo, atingia a temperatura ajustada no termostato, o fluido secundário era bombeado para o interior do tubo (seção de testes). O fluido ao escoar pelo interior do tubo retirava calor da água, aumentando assim, a sua temperatura, iniciando o processo de solidificação da água.

O fluido refrigerante secundário saía da seção de testes e retornava ao trocador de calor para trocar calor com o fluido primário (R22), mantendo assim a sua temperatura.

As medidas da espessura da camada de gelo foram obtidas por meio do registro de imagem através de uma câmera fotográfica digital. Nos instantes iniciais do processo, as fotos eram tiradas em pequenos intervalos de tempo de 5 minutos na primeira hora, 10 minutos para a segunda hora, 20 minutos para terceira hora e finalmente de 1 em 1 hora.

O experimento se finalizava quando a medida da posição da camada solidificada era praticamente a mesma em um tempo de 3 horas consecutivas.

4 ANÁLISE TEÓRICA

4.1 Introdução

Para entender e avaliar um fenômeno físico é necessário elaborar um modelo matemático que representa satisfatoriamente o processo, assim este modelo terá validade.

O objetivo deste capítulo é apresentar um modelamento matemático do problema de mudança de fase envolvendo a solidificação da água.

Problemas transientes de troca de calor envolvendo mudança de fase são importantes em aplicações industriais como congelamento de alimentos, fabricação de gelo, solidificação e soldagem de metais e armazenamento de energia.

Problemas deste tipo não são lineares, devido a existência do movimento da posição da frente de solidificação. Segundo Abugderah (1999) existem poucas soluções analíticas para estes problemas, os chamados problemas de Stefan. Várias técnicas têm sido desenvolvidas, entretanto, a maioria destes estudos numéricos focalizaram-se em problemas de mudança de fase controlados por difusão, ou que envolviam convecção natural.

O problema de mudança de fase é por natureza um problema transitório e, por isso, a temperatura do contorno do fluido de transferência de calor muda com o progresso da interface sólido/líquido. Portanto, o campo da temperatura do fluido de transferência de calor pode não atingir o regime permanente. Isto é especialmente válido para sistemas de armazenamento de mudança de fase com metais líquidos como fluido de transferência de calor, devido às suas condutividades térmicas elevadas.

Pelo fato da convecção natural ser indesejável, a análise considerou-se que inicialmente todo o MMF estava na fase líquido e a temperatura de mudança de fase. Com esta hipótese, a distribuição de temperatura foi uniforme através do líquido, e conseqüentemente o processo de solidificação foi controlada por condução de calor através da camada solidificada e das aletas.

Para efeito de modelagem admitimos as seguintes considerações:

- Propriedades físicas do material armazenador constante;
- Material de mudança de fase à temperatura de solidificação
- Processo de solidificação regido apenas por condução, sendo desprezado o efeito da convecção natural na fase líquida;
- Material de mudança de fase, inicialmente no estado líquido, incompressível e considerado uma substância pura.

4.2 Modelo Físico

O modelo físico consiste no processo de solidificação em um tubo radialmente aletado, onde o MMF está em volta do tubo e o fluido de transferência de calor secundário passa pelo interior do tubo.

O fluido de transferência de calor secundário circulava no interior do tubo e absorvia calor do PCM, inicialmente na fase líquida. No início do processo, a velocidade de formação da camada era alta e diminuía com o tempo.

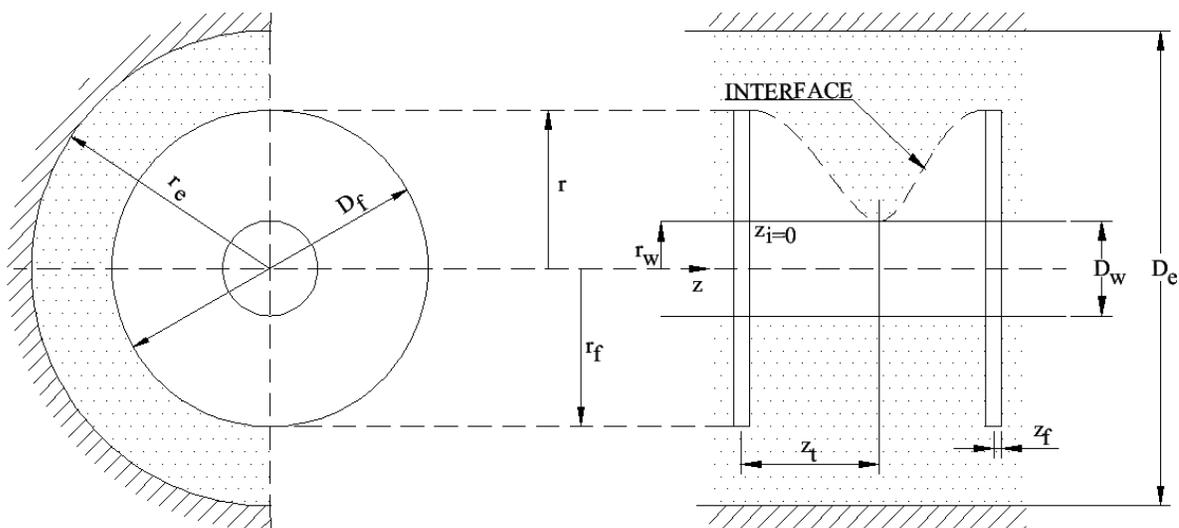


Figura 4. 1 - Layout do Problema

4.3 Modelamento Matemático

Considerando-se os tubos cilíndricos com radialmente aletadas, utilizou-se a equação da condução de calor em coordenadas cilíndricas.

A equação de energia para o PCM na fase sólida é:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) \quad (4.1)$$

A equação de energia para o PCM na fase líquido é:

$$\rho_l c_l \frac{\partial T_l}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_l \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_l \frac{\partial T_l}{\partial z} \right) \quad (4.2)$$

Conforme Ismail et al (1998) e Gonçalves (1996) as condições de contorno do problema na interface sólida/ líquido podem ser escritas como:

$$\left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} - k_l \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) \left(1 + \left(\frac{\partial s}{\partial z} \right)^2 \right) = \rho_s L \frac{\partial s}{\partial t}; \quad r = s(t) \quad (4.3)$$

$$T_s = T_l = T_m \quad r = s(t) \quad (4.4)$$

$$r = r_w \quad \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{h}{k} (T(r_w, z, t) - T_r) \quad (4.5)$$

$$r = r_e \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (4.6)$$

$$z = z_l = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (4.7)$$

$$z = z_t \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (4.8)$$

As condições inicial e final podem ser escritas como:

$$T(r, z, t = 0) = T_m + \Delta T \quad (\text{líquido saturado}) \quad (4.9)$$

$$T(r, z, t_f) = T_m - \Delta T \quad (\text{sólido saturado}) \quad (4.10)$$

onde ΔT é a metade da faixa de mudança de fase.

A entalpia $\overline{H}(T)$ é dada por unidade de volume no material de mudança de fase pode ser especificada em função da temperatura como sugere Bonacina (1973) apud Gonçalves (1996), para diferentes aplicações.

$$\overline{H}(T) = \int_{T_m}^T C(T) + \lambda \delta(T - T_m) dT \quad (4.11)$$

Onde $C(T)$ é a capacidade térmica por unidade de volume, λ é o calor latente por unidade de volume, $\delta(T - T_m)$ é uma função de Dirac, indicando que na interface sólido – líquido ocorre um salto de magnitude λ . Como a entalpia é uma função da capacidade térmica tem-se:

$$\overline{C}(T) = \frac{d\overline{H}(T)}{dT} = C(T) + \lambda \delta(T - T_m) \quad (4.12)$$

O comportamento da capacidade térmica equivalente no material de mudança de fase é descrito a seguir:

$$C(T) = \begin{cases} C_s(T) & T < T_m = T_m - \Delta T \text{ capacidade térmica do sólido} \\ C_l(T) & T > T_m = T_m + \Delta T \text{ capacidade térmica do líquido} \end{cases} \quad (4.13)$$

Nesta região de mudança de fase a capacidade térmica equivalente por unidade de volume será determinada pela integração desta propriedade nesta região como mostra a figura 4.2, simulando o efeito do calor latente.

$$\int_{T_m^-}^{T_m^+} \overline{C}(T) dT = \lambda + \int_{T_m^-}^{T_m} C_s(T) dT + \int_{T_m}^{T_m^+} C_l(T) dT \quad (4.14)$$

A equação (4.14) resulta em:

$$\overline{C}(T)(T_m^+ - T_m^-) = \lambda + C_s(T)(T_m - T_m^-) + C_l(T)(T_m^+ - T_m) \quad (4.15)$$

como $(T_m^+ - T_m^-) = 2(T_m - T_m^-) = 2(T_m^+ - T_m)$, rearranjando a equação 4.15 tem-se:

$$\overline{C}(T) = \frac{\lambda + C_s(T)(T_m - T_m^-) + C_l(T)(T_m^+ - T_m)}{(T_m^+ - T_m^-)}$$

$$\bar{C}(T) = \frac{\lambda}{(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_s(T)(T_m - T_m^-)}{(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_l(T)(T_m^+ - T_m)}{(T_m^+ - T_m^-)}$$

$$\bar{C}(T) = \frac{\lambda}{(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_s(T)(T_m - T_m^-)}{2(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_l(T)(T_m^+ - T_m)}{2(T_m^+ - T_m^-)} = \frac{\lambda}{(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_s(T)}{2} + \frac{C_l(T)}{2}$$

ou

$$\bar{C}(T) = \frac{\lambda}{(T_m^+ - T_m^-)} + \frac{C_s(T) + C_l(T)}{2} \quad (4.16)$$

Assim a capacidade térmica equivalente pode ser escrita como

$$\bar{C}(T) = \begin{cases} C_s(T) & T < T_m^- \\ C_l(T) & T > T_m^+ \\ \frac{\lambda}{2\Delta T} + \frac{C_s(T) + C_l(T)}{2} & T_m^- \leq T \leq T_m^+ \end{cases} \quad (4.17)$$

para todo o processo de mudança de fase.

No tratamento da condutividade térmica, adotando uma forma similar a aplicada à capacidade térmica equivalente possui o seguinte comportamento da condutividade térmica.

$$\bar{k}(T) = \begin{cases} k_s(T) & T < T_m^- \\ k_l(T) & T > T_m^+ \\ k_s(T) + \frac{k_l(T) - k_s(T)}{2\Delta T} (T - T_m^-) & T_m^- \leq T \leq T_m^+ \end{cases} \quad (4.18)$$

onde

$$\begin{aligned} C_s &= \rho_s c_s \\ C_l &= \rho_l c_l \\ \lambda &= \rho_s L \end{aligned} \quad (4.19)$$

Neste estudo considerou-se que o processo de transferência de calor seja dominado por condução, para que não haja atraso no processo de solidificação ou aceleração na fusão por causa

da convecção natural. Usando parâmetros mostrados na figura (4.2) termos a equação da energia escrita para todo o processo de mudança de fase como;

$$\bar{C}(T) = \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \bar{k}(T) \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\bar{k}(T)}{r} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4.20)$$

A equação (4.12) converge para a equação (4.10) quando a temperatura se aproxima a da temperatura de mudança de fase. Na utilização da equação (4.10), deve-se adotar que:

$$\bar{C}(T) = \rho_f c_f = C_f$$

$$\bar{k}(T) = k_f \quad (4.21)$$

Este é o modelo matemático para a região de mudança de fase para este tipo de armazenador.

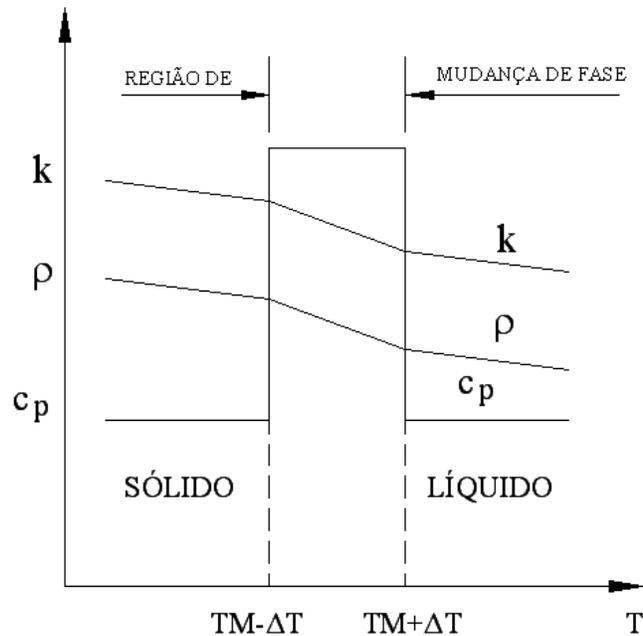


Figura 4. 2 – Comportamento das propriedades do material de mudança de fase com a temperatura.

Para facilitar a solução dos cálculos numéricos, utilizam-se os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\phi = \frac{T - T_r}{(T_m + \Delta T) - T_r} \quad (4.22)$$

$$\bar{k} = \frac{k}{k_s(T_m - \Delta T)} \quad (4.23)$$

$$\tau = \frac{k_s(T_m - \Delta T)t}{C_s(T_m - \Delta T)r_w^2} \quad (4.24)$$

$$k_{ls} = \frac{k_s}{k_s(T_m - \Delta T)} \quad (4.25)$$

$$k_{fs} = \frac{k_f}{k_s} \quad (4.26)$$

$$C_{fs} = \frac{C_f}{C_s(T_m - \Delta T)} \quad (4.27)$$

$$\bar{C} = \frac{C}{C_s(T_m - \Delta T)} \quad (4.28)$$

$$C_{ls} = \frac{C_l}{C_s(T_m - \Delta T)} \quad (4.29)$$

$$Bi = \frac{hr_w}{k} \quad (4.30)$$

$$R = \frac{r}{r_w} \quad (4.31)$$

$$Ste_{\Delta T} = \frac{C_s(T_m - \Delta T)\Delta T}{\rho_s L} = \frac{C_s(T_m - \Delta T)\Delta T}{\lambda} \quad (4.32)$$

$$\xi = \frac{\Delta T}{(T_m + \Delta T) - T_f} \quad (4.33)$$

A equação (3.10) na forma adimensional fica;

$$\bar{C}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial \tau} = \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \bar{k}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\bar{k}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right) \quad (4.34)$$

As condições de contorno em termos das novas variáveis podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \phi(1, \tau)}{\partial R} = Bi \phi(1, \tau) \quad R = 1 \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial R} = 0 \quad R = R_e \quad (4.36)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial Z} = 0 \quad Z = Z_i = 0 \quad (4.37)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial Z} = 0 \quad Z = Z_i \quad (4.38)$$

Para as condições inicial e final tem-se respectivamente

$$\phi = 1 \quad (4.39)$$

$$\phi = 1 - 2\xi \quad (4.40)$$

5 ANÁLISE NUMÉRICA DO PROBLEMA DO PCM

5.1 Introdução

O programa numérico foi baseado no trabalho desenvolvido por Ismail et al (1998) no trabalho *Ice formation around isothermal radial finned tubes* (1999). Para implementação deste programa utilizou-se a linguagem o programa Fortran.

Alguns parâmetros do programa inicial foram modificados para este estudo.

Os parâmetros geométricos modificados em relação à simetria do modelo físico foram:

- Raio do tubo aletado em mm
- Comprimento do tubo aletado em mm
- Determinação da área do MMF (relação D_e/d_w)
- Determinação da altura da Aleta (relação D_f/d_w)

5.2 Obtenção das Equações Algébricas

Segundo Gonçalves (1996) para obter a solução da equação diferencial da equação (4.34) que representa o fenômeno físico, dividiu-se o domínio do problema em um número adequado de volumes de controle conforme a (Figura 5.1). A transformação da equação diferencial foi realizada utilizando a técnica de volume de controle descrita por Patankar (1980) apud Gonçalves (1999), integrando-se a equação diferencial neste volume de controle.

Em um volume de controle mostrado na Figura 5.1, integrou-se a equação (4.34) em τ , R e Z , obtendo-se:

$$\int_{\tau} \int_Z \int_R \bar{C} \frac{\partial \phi}{\partial \tau} dR dZ d\tau = \int_{\tau} \int_Z \int_R \frac{\partial}{\partial R} (R \bar{K} \frac{\partial \phi}{\partial R}) dR dZ d\tau + \int_{\tau} \int_Z \int_R R \frac{\partial}{\partial Z} (\bar{K} \frac{\partial \phi}{\partial Z}) dR dZ d\tau \quad (5.1)$$

Para a integração do primeiro membro da equação anterior, cujos limites das variáveis τ , Z e R são respectivamente; τ ($\tau \rightarrow \tau + \Delta\tau$), Z ($e \rightarrow w$) e R ($n \rightarrow s$), assumiu-se, de acordo com Patankar (1980), que o valor da temperatura no ponto P da grade era predominante em todo o volume de controle. Assim, obtém-se:

$$\int_{\tau} \int_Z \int_R R \bar{C}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial \tau} dR dZ d\tau = \int_{\tau} \int_z \frac{R^2}{2} \Big|_s^n \bar{C}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial \tau} dZ d\tau = \int_{\tau} \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \bar{C}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial \tau} \Delta Z d\tau =$$

$$\frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \bar{C}(\phi) (\phi_p^1 - \phi_p^0) \Delta Z \quad (5.2)$$

onde ϕ_p^1 representa a temperatura adimensional no tempo $\tau + \Delta\tau$ e ϕ_p^0 a temperatura adimensional no tempo τ .

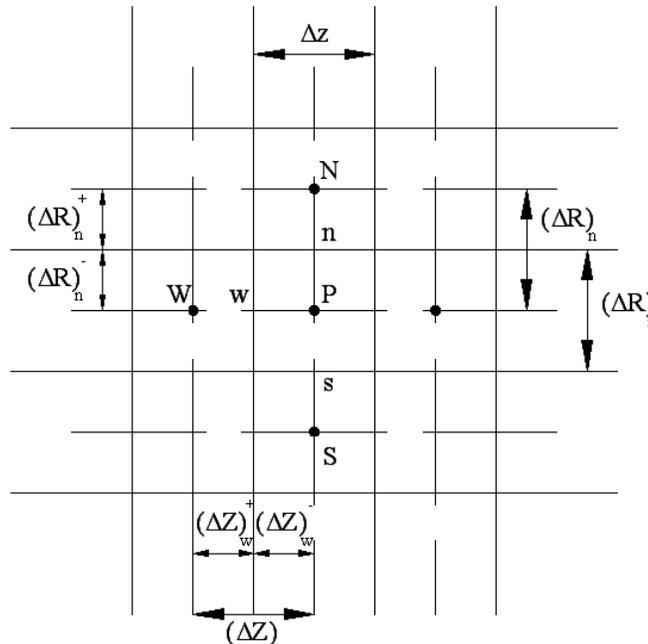


Figura 5. 1 – Representação dos Volumes de Controle na Seção Longitudinal

Para a integração do segundo membro da equação (5.1), assumiu-se conforme Patankar (1980), uma variação linear de temperatura com R e Z , e uma variação da temperatura com o tempo dada pela seguinte equação:

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \phi d\tau = [m\phi_p^1 + (1-m)\phi_p^0] \Delta\tau \quad (5.3)$$

onde m é um fator que varia de 0 a 1.

A expressão anterior é aplicada para uma direção com m = f e na outra m = g. Deste modo têm-se que:

$$\begin{aligned} \int_{\tau} \int_z \int_R \frac{\partial}{\partial R} \left(R \bar{K}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial R} \right) dR dZ d\tau &= \frac{R_n \bar{K}_n \Delta Z}{(\Delta R)_n} [g\phi_N^1 + (1-g)\phi_N^0] + \\ &+ \frac{R_s \bar{K}_s \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta R)_s} [g\phi_s^1 + (1-g)\phi_s^0] - \left[\frac{R_n \bar{K}_n \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta R)_n} + \frac{R_s \bar{K}_s}{(\Delta R)_s} \right] [g\phi_p^1 + (1-g)\phi_p^0] \end{aligned} \quad (5.4)$$

e

$$\begin{aligned} \int_{\tau} \int_R \int_z \frac{\partial}{\partial Z} \left(R \bar{K}(\phi) \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right) dR dZ d\tau &= \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \frac{\bar{K}_e \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_e} [f\phi_E^1 + (1-f)\phi_W^0] + \\ &+ \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \left[\frac{\bar{K}_e \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_e} - \frac{\bar{K}_w \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_w} \right] [f\phi_p^1 + (1-f)\phi_p^0] \end{aligned} \quad (5.5)$$

Obtendo-se assim a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \left(\frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \right) \bar{C}(\phi_p^1 - \phi_p^0) \Delta Z &= \frac{R_n \bar{K}_n}{(\Delta R)_n} \Delta Z \Delta \tau [g\phi_N^1 + (1-g)\phi_N^0] + \\ &+ \frac{R_s \bar{K}_s \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta R)_s} [g\phi_s^1 + (1-g)\phi_s^0] - \left[\frac{R_n \bar{K}_n \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta R)_n} + \frac{R_s \bar{K}_s \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta R)_s} \right] \\ &[g\phi_p^1 + (1-g)\phi_p^0] + \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \cdot \frac{\bar{K}_e \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_e} [f\phi_E^1 + (1-f)\phi_E^0] + \\ &+ \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \cdot \frac{\bar{K}_w \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_w} [f\phi_W^1 + (1-f)\phi_W^0] + \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \\ &\left[- \frac{\bar{K}_e \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_e} - \frac{\bar{K}_w \Delta Z \Delta \tau}{(\Delta Z)_w} \right] [f\phi_p^1 + (1-f)\phi_p^0] \end{aligned} \quad (5.6)$$

Dividindo-se os membros da equação (5.6) por $\Delta\tau$ e considerando:

$$a_N = \frac{R_n \bar{K}_n \Delta Z}{(\Delta R)_n} \quad (5.7)$$

$$a_S = \frac{R_S \bar{K}_S \Delta Z}{(\Delta R)_S} \quad (5.8)$$

$$a_E = \frac{R_n^2 - R_S^2}{2} \frac{\bar{K}_e \Delta Z}{(\Delta Z)_e} \quad (5.9)$$

$$a_W = \frac{R_n^2 - R_S^2}{2} \frac{\bar{K}_W \Delta Z}{(\Delta Z)_W} \quad (5.10)$$

$$a_P^0 = \frac{R_n^2 - R_S^2}{2} \frac{C \Delta Z}{\Delta \tau} \quad (5.11)$$

$$a_p = a_P^0 + fa_E + fa_W + ga_N + ga_S \quad (5.12)$$

A equação (5.13) é obtida equação da (5.6)

$$\begin{aligned} & a_p \phi_P^1 - ga_N \phi_N^1 - ga_S \phi_S^1 - fa_E \phi_E^1 - fa_W \phi_W^1 = \\ & = (1-g)a_N \phi_N^0 + (1-g)a_S \phi_S^0 + (1-f)a_E \phi_E^0 + (1-f)\phi_W^0 + \\ & + [a_P^0 - (1-f)a_E - (1-f)a_W - (1-g)a_N - (1-g)a_S] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Analisando-se a equação anterior, verifica-se que dependendo do valor atribuído aos fatores f e g, no intervalo entre 0 e 1, tem-se a possibilidade de diferentes formulações.

Segundo Patankar (1980) apud Gonçalves (1999), para f=g=0 tem-se uma formulação totalmente explícita, para f=g=1 uma formulação totalmente implícita e para f=g=0.5 uma formulação tipo Crank-Nicolson.

A Figura 5.2 mostra a variação da temperatura com o tempo para estes três tipos de formulação. Tem-se ainda, para f=1 e g=0 em um primeiro passo e f=0 e g=1 em um outro passo, uma formulação alternadamente direcional implícita (ADI); e uma formulação ADI- Crank-Nicolson considerando f=0.5 e g=0 em um primeiro passo e f=0 e g=0.5 em outro passo.

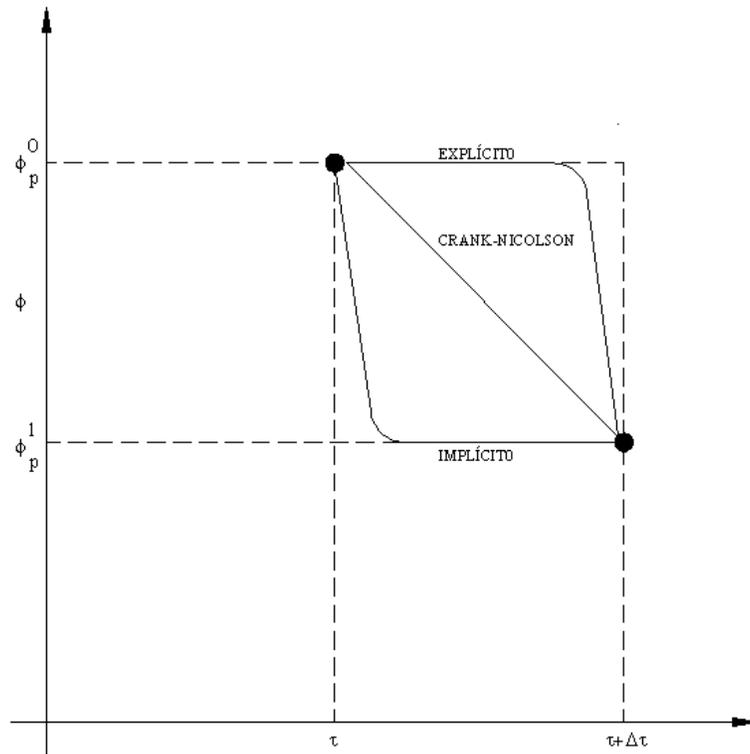


Figura 5. 2 – Variação da Temperatura com o Tempo para Diferentes Tipos de Formulação.

Segundo Gonçalves (1999), a vantagem de uma formulação do tipo ADI, é que se obtém matrizes algébricas tridiagonais de fácil solução em cada passo, além do método ser incondicionalmente estável.

Para solução do problema, considerou-se a brusca variação que a condutividade térmica sofre na interface aleta-MMF.

Para se obter a condutividade térmica na interface, faz-se um balanço do fluxo de calor entre dois volumes de controle considerando as paredes compostas, conforme Patankar (1980).

$$\bar{K}_e = \frac{(\Delta Z)_e}{\frac{(\Delta Z)_e^-}{K_p} + \frac{(\Delta Z)_e^+}{K_E}} \quad (5.14)$$

Para a face norte, obteve-se:

$$\bar{K}_n = \frac{(\Delta R)_n}{R \left[\frac{l_n(R_N / R_n)}{K_N} + \frac{l_n(R_n / R_p)}{K_p} \right]} \quad (5.15)$$

As mesmas considerações também são válidas para a condutividade térmica nas faces leste, oeste e sul.

Analisando-se ainda a equação (5.13), nota-se que seus coeficientes (equações 5.7 a 5.12) variam conforme a região do domínio e com a temperatura. Por isso, a maneira escolhida para a sua solução foi à elaboração de um método iterativo.

A equação (5.7) será simplificada nos casos em que uma das faces do volume de controle, seja isolada ou situada sobre a parede do tubo. Os seguintes casos ocorrem:

caso 1 - face oeste do volume de controle isolada.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_w = 0 \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} a_p \phi_P^1 - fa_w \phi_P^1 - ga_n \phi_N^1 - ga_s \phi_S^1 - fa_e \phi_E^1 &= \\ &= (1-g)a_n \phi_N^0 + (1-g)a_s \phi_S^0 + (1-f)a_e \phi_E^0 + \\ &+ [a_p^0 - (1-f)a_e - (1-g)a_n - (1-g)a_s] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.17)$$

caso 2 – face leste do volume de controle isolada.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_e = 0 \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} a_p \phi_P^1 - fa_e \phi_P^1 - ga_n \phi_N^1 - ga_s \phi_S^1 - fa_w \phi_W^1 &= \\ &= (1-g)a_n \phi_N^0 + (1-g)a_s \phi_S^0 + (1-g)a_w \phi_W^0 + \\ &+ [a_p^0 - (1-f)a_w - (1-g)a_n - (1-g)a_s] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.19)$$

caso 3 – face sul do volume de controle situada sobre a parede do tubo.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_s = Bi \phi \Big|_s \quad (5.20)$$

$$\begin{aligned} (a_p^0 + ga_n + gR_s \bar{K}_s Bi \Delta Z + fa_w + fa_e) \phi_P^1 - ga_n \phi_N^1 - fa_e \phi_E^1 - fa_w \phi_W^1 &= \\ &= (1-g)a_n \phi_N^0 + (1-f)a_e \phi_E^0 + (1-f)a_w \phi_W^0 + \\ &+ [a_p^0 - (1-f)a_e - (1-f)a_w - (1-g)R_s \bar{K}_s Bi \Delta Z - (1-g)a_n] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.21)$$

caso 4- face norte do volume de controle isolada.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_n = 0 \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned} & a_p \phi_p^1 - g a_n \phi_n^1 - f a_w \phi_w^1 - g a_s \phi_s^1 - f a_e \phi_e^1 = \\ & = (1-g) a_n \phi_n^0 + (1-g) a_s \phi_s^0 + (1-g) a_w \phi_w^0 + \\ & + [a_p^0 - (1-f) a_w - (1-f) a_e - (1-g) a_s] \phi_p^0 \end{aligned} \quad (5.23)$$

caso 5 - face oeste do volume de controle isolada e face sul situada sobre a parede do tubo.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_w = 0 \quad (5.24)$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_s = Bi \phi \Big|_s \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} & (a_p^0 + g a_n + g R_s \bar{K}_s Bi \Delta Z + f a_e) \phi_p^1 - g a_n \phi_n^1 - f a_e \phi_e^1 = \\ & = (1-g) a_n \phi_n^0 + (1-f) a_e \phi_e^0 + \\ & + [a_p^0 - (1-g) a_n - (1-g) R_s \bar{K}_s Bi \Delta Z - (1-f) a_e] \phi_p^0 \end{aligned} \quad (5.26)$$

caso 6 – face leste do volume de controle isolada e face sul situada sobre a parede do tubo.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_e = 0 \quad (5.27)$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_s = Bi \phi \Big|_s \quad (5.28)$$

$$\begin{aligned} & (a_p^0 + g a_n + g R_s \bar{K}_s Bi \Delta Z + f a_w) \phi_p^1 - g a_n \phi_n^1 - f a_w \phi_w^1 = \\ & = (1-g) a_n \phi_n^0 + (1-f) a_w \phi_w^0 + \\ & + [a_p^0 - (1-g) a_n - (1-g) R_s \bar{K}_s Bi \Delta Z - (1-f) a_w] \phi_p^0 \end{aligned} \quad (5.29)$$

caso 7 – faces oeste e norte isoladas.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_w = 0 \quad (5.30)$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_n = 0 \quad (5.31)$$

$$\begin{aligned} & a_p \phi_P^1 - g a_n \phi_P^1 - f a_w \phi_P^1 - g a_s \phi_S^1 - f a_e \phi_E^1 = \\ & (1-g) a_s \phi_S^0 + (1-f) a_e \phi_E^0 + [a_p - (1-f) a_e - (1-g) a_s] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.32)$$

caso 8 – faces leste e norte isoladas.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial Z} \right|_e = 0 \quad (5.33)$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial R} \right|_n = 0 \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} & a_p \phi_P^1 - g a_n \phi_P^1 - f a_e \phi_P^1 - g a_s \phi_S^1 - f a_w \phi_W^1 \\ & = (1-g) a_s \phi_S^0 + (1-f) a_w \phi_W^0 + [a_p - (1-f) a_w - (1-g) a_s] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (5.35)$$

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados os resultados numéricos e experimentais do processo de mudança de fase em um tubo com aletas através de uma série de gráficos. Estes ilustram a influência de diferentes parâmetros que compõe a análise, e que foram tratados nos capítulos anteriores.

À partir da posição da interface em função do tempo, que foi obtida através das fotos tiradas durante o experimento, foi possível ter a informação da velocidade de avanço da interface e da quantidade da massa solidificada.

As medidas da posição radial foram obtidas através de uma escala milimetrada fixada no espaçamento entre as aletas, conforme mostrada na figura A1 no apêndice A.

6.2 Parâmetros térmicos

As propriedades termofísicas do material de mudança de fase e do material da parede do tubo são mostradas nas tabelas seguintes:

Tabela 6. 1-Propriedade Termofísica da Água a 0°C (Bejan, 1993 apud Paixão, 2009).

Água	$\rho(kg / m^3)$	$c_p (J / kg.K)$	$k(W / m.K)$	$H(kJ / Kg)$
Fase Líquida	917	2040	2,25	333
Fase Sólida	999	4217	0,56	333

Tabela 6. 2-Propriedade do material da parede (Paixão, 2009).

	$\rho - (kg / m^3)$	$c_p - (J / kg.K)$	$k - (W / m.K)$
Cobre	8954	384	398

6.3 Movimento da Interface

Durante a realização dos testes experimentais foi observado que nos 60 minutos iniciais de cada experimento a solidificação do PCM no tubo ocorre de forma rápida comparando-se com os próximos minutos.

A principal característica de um armazenador de calor latente é a alta quantidade de energia armazenada depois de certo intervalo de tempo. A energia armazenada é diretamente proporcional à massa solidificada.

As Figuras 6.1 e 6.2 mostram a posição da interface em função do tempo para uma aleta de 60 mm de diâmetro e temperaturas de -25°C e -15°C . Percebe-se que para um mesmo tamanho de aletas e temperaturas diferentes, têm-se uma frente de solidificação maior para temperaturas menores e vazões maiores.

As Figuras 6.3 e 6.4 mostram o movimento da frente de solidificação para uma aleta de 120 mm e 40 mm de diâmetro respectivamente. A temperatura de trabalho no caso da aleta de 120 mm é de -20°C e da aleta de 40 mm diâmetro é de -10°C . Nota-se que com a diminuição da temperatura o tempo de solidificação completa é menor comparado com uma temperatura maior, e o avanço da frente de solidificação é pequeno comparando com outras temperaturas maiores.

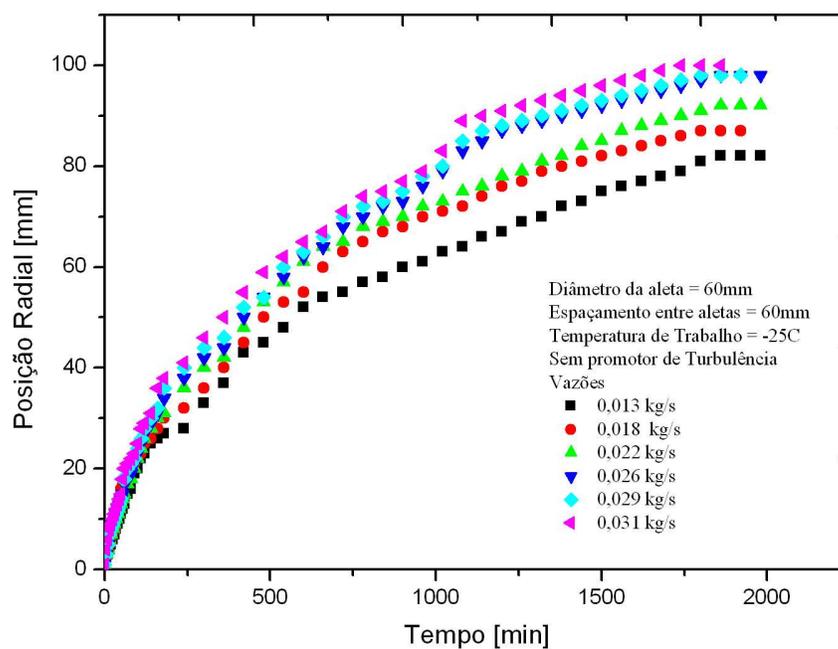


Figura 6. 1 - Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 60 mm.

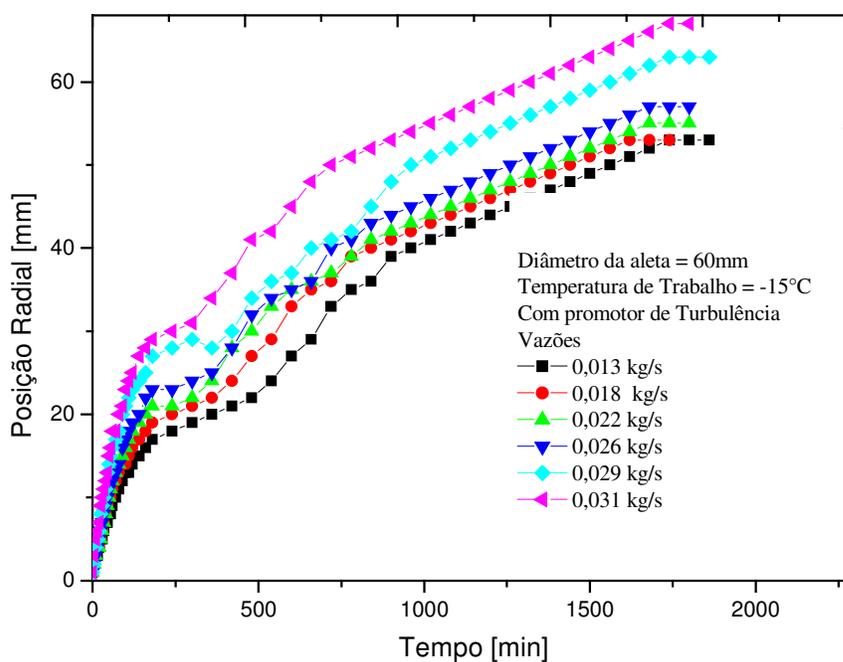


Figura 6. 2-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 60 mm.

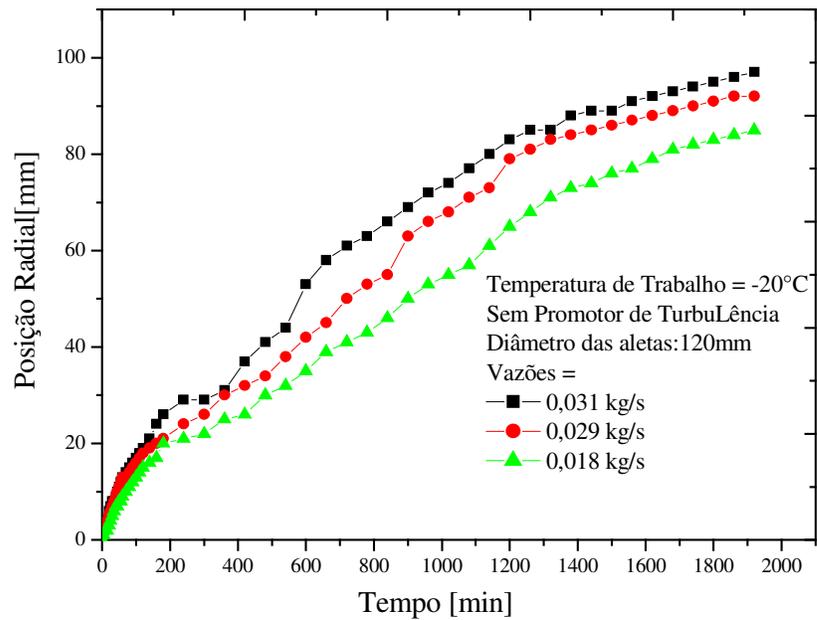


Figura 6. 3-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 120 mm.

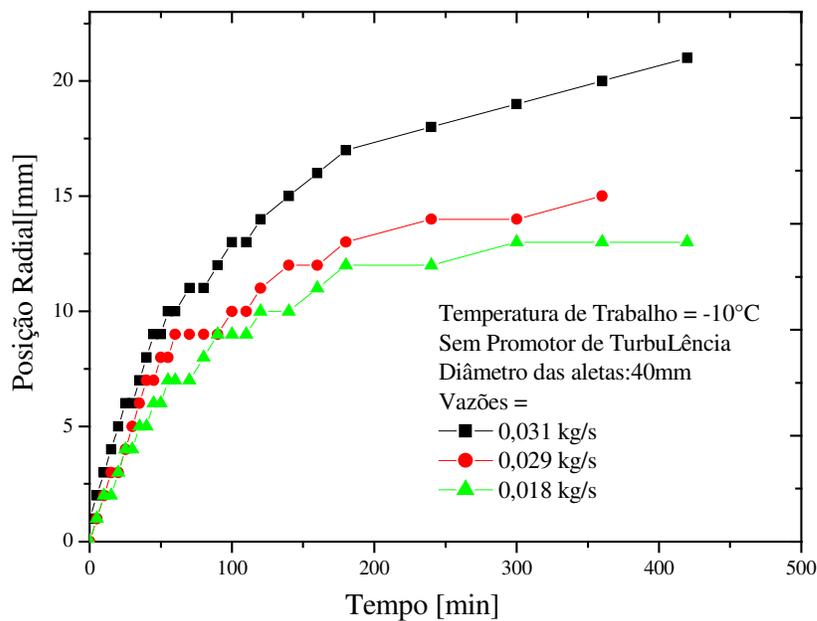


Figura 6. 4-Variação da posição da interface em função do tempo para uma temperatura de -10°C e uma aleta de 40 mm.

Através do registro das imagens periódicas obteve-se a posição da interface com o tempo. Foi possível assim ter a informação da velocidade da frente de solidificação.

Os gráficos da variação da velocidade da interface em função do tempo são mostrados na Figura 6.5 a 6.8. Este parâmetro permite estudar o comportamento da velocidade ao longo do processo. Percebe-se que nos instantes iniciais, e por um período muito curto, o movimento da frente da interface é acelerado, diminuindo após as primeiras horas.

À medida que o processo transcorre a camada de gelo formada se comporta como isolante, oferecendo resistência térmica para retirada de calor da fase líquida. Esta velocidade então tende a diminuir cada vez mais, até a velocidade tender zero.

É possível perceber nos gráficos a variação da velocidade em função do tempo, que para temperaturas menores a velocidade de solidificação é maior nos mesmos instantes em comparação com temperaturas maiores.

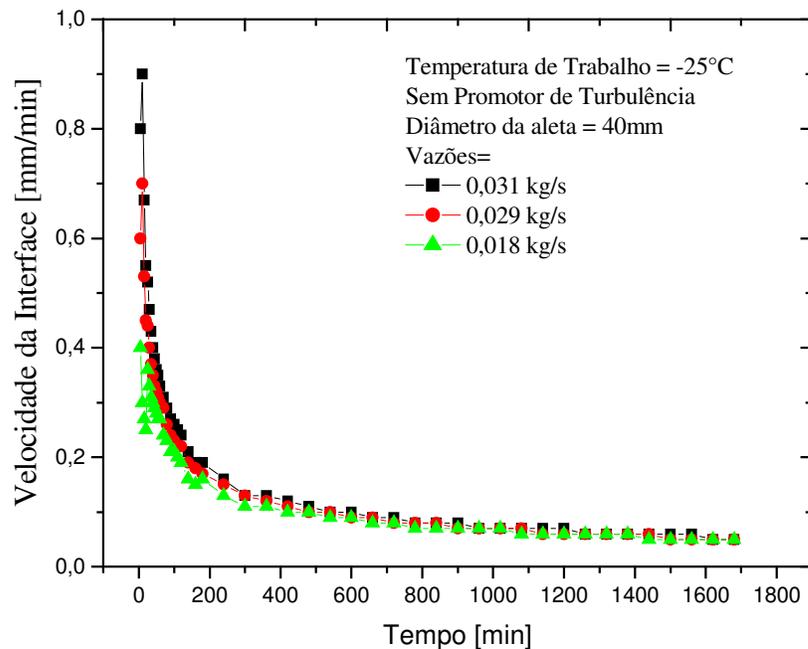


Figura 6. 5-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm.

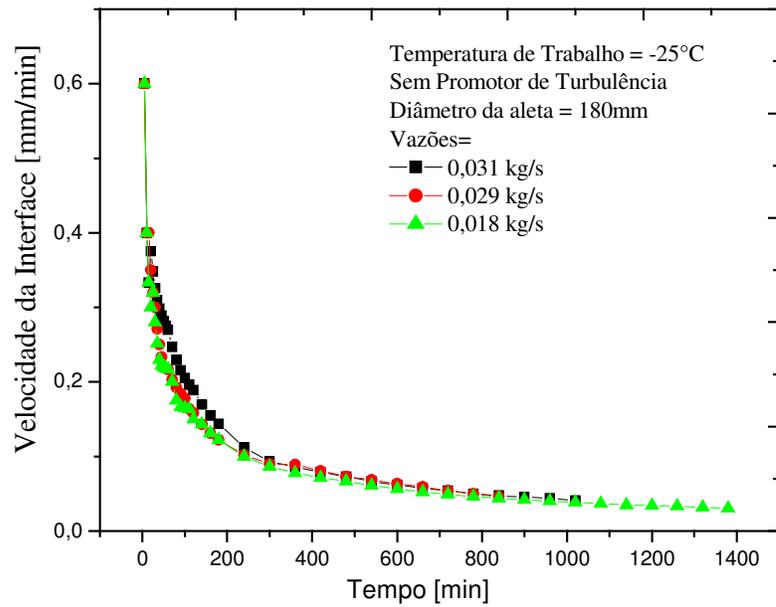


Figura 6. 6-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 180 mm.

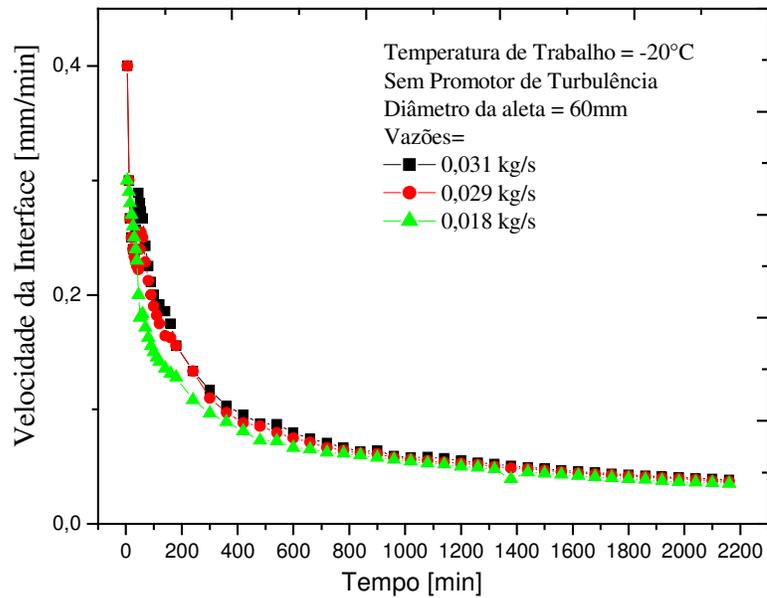


Figura 6. 7-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 60 mm.

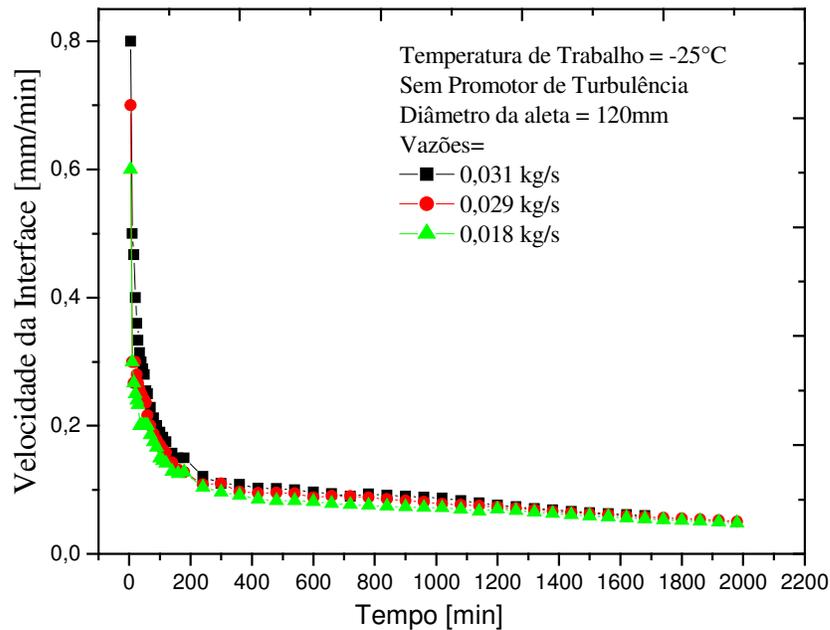


Figura 6. 8-Variação da velocidade da interface em função do tempo para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 120 mm.

6.4. Efeito da variação da temperatura do fluido de trabalho

A temperatura de trabalho é a temperatura do fluido secundário que passa no interior do tubo do trocador de calor em estudo.

Os tópicos abaixo mostram o efeito da variação de temperatura do fluido de trabalho sobre a posição da interface, a velocidade da interface e o tempo completo de solidificação.

6.4.1 Efeito da variação da temperatura sobre a posição da interface

No efeito da temperatura sobre a posição da interface observou-se que à medida que a temperatura de trabalho diminui a troca térmica é maior, devido a um maior gradiente de temperatura entre a superfície do cilindro e o material de mudança de fase, portanto é possível observar uma posição da interface maior para uma menor temperatura.

Para o mesmo intervalo de tempo a solidificação ocorre de forma mais rápida e atinge posições radiais maiores para temperaturas mais baixas.

As Figuras 6.9 à. 6.15 mostram graficamente este efeito da temperatura do fluido de trabalho sobre a posição da interface de solidificação

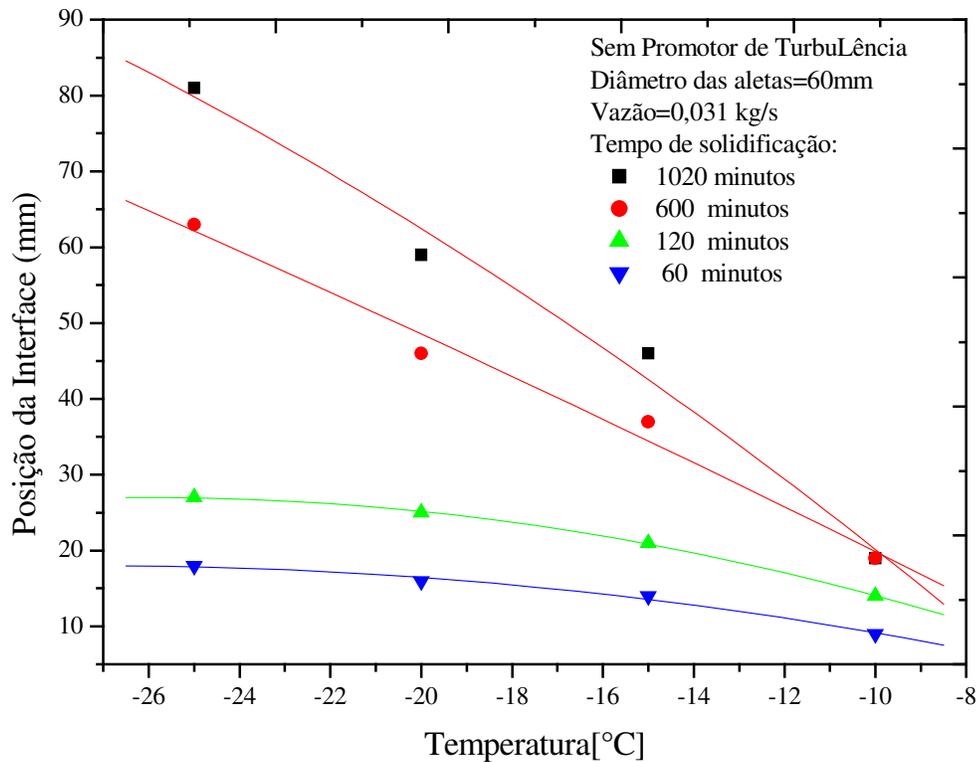


Figura 6. 9-Efeito da temperatura sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 60 mm.

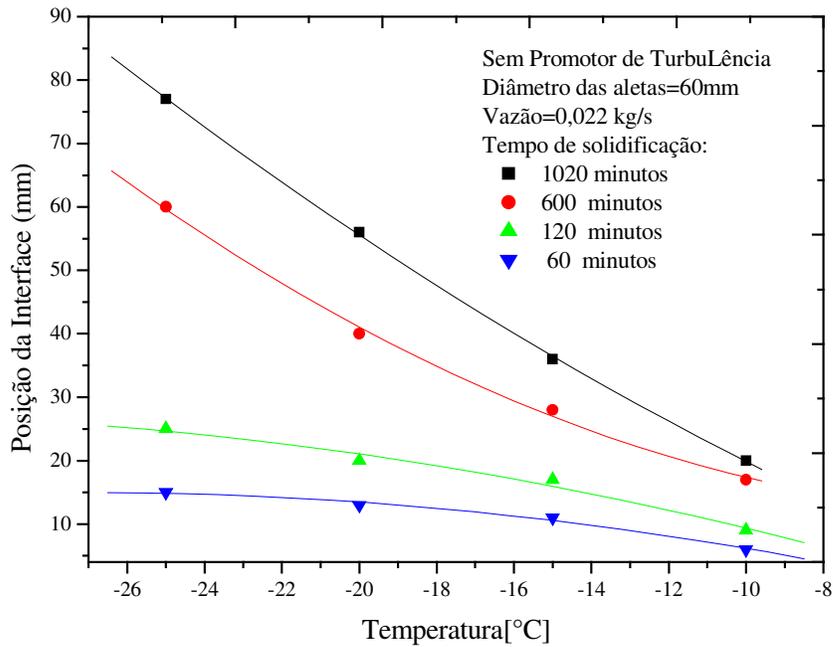


Figura 6. 10-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 60 mm.

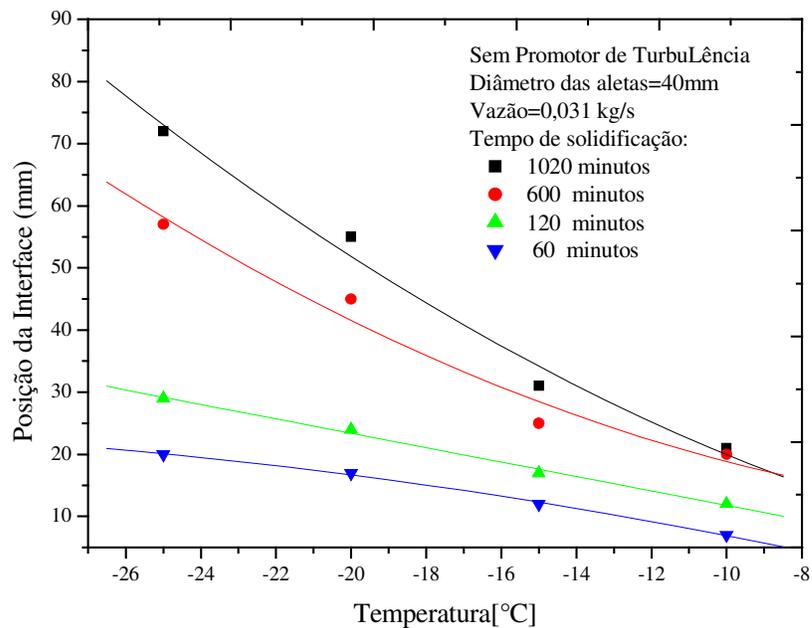


Figura 6. 11-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 40 mm.

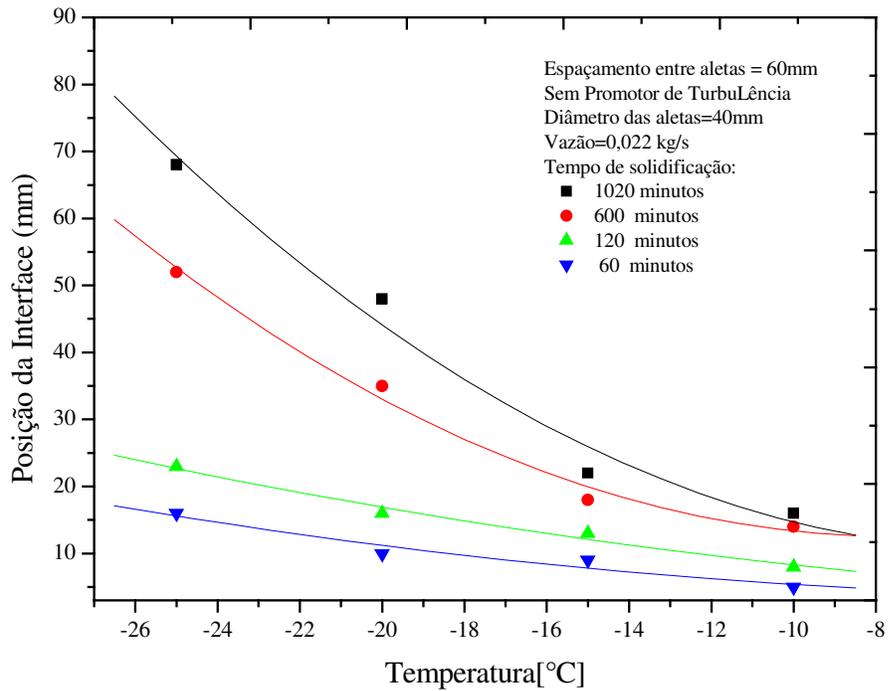


Figura 6. 12-Efeito da temperatura sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 40 mm.

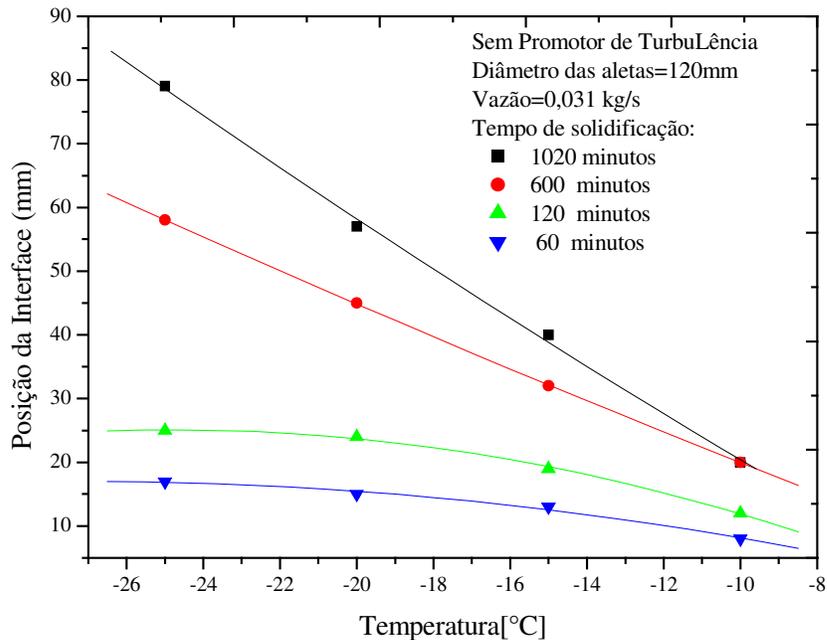


Figura 6. 13-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 120 mm.

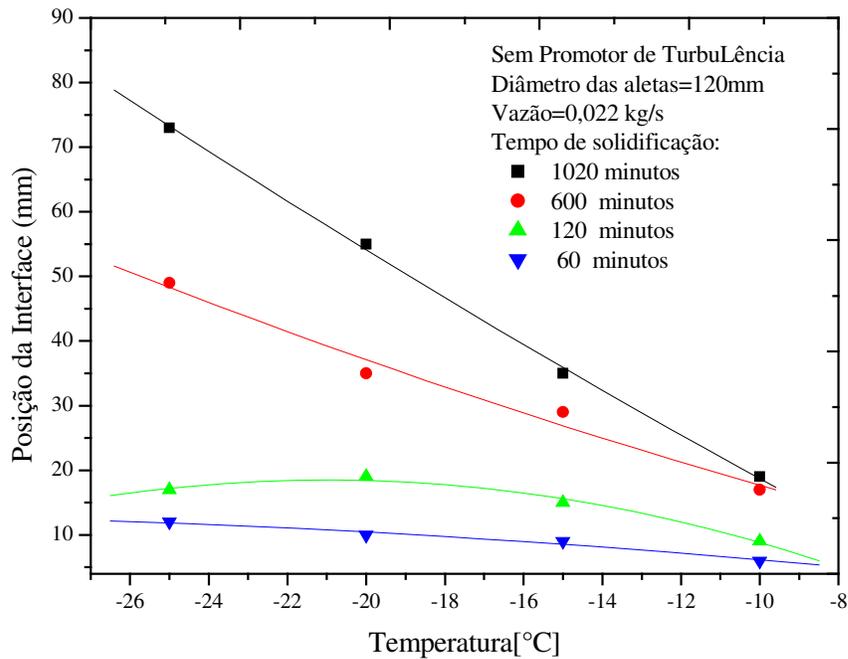


Figura 6. 14-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,022 kg/s e uma aleta de 120 mm.

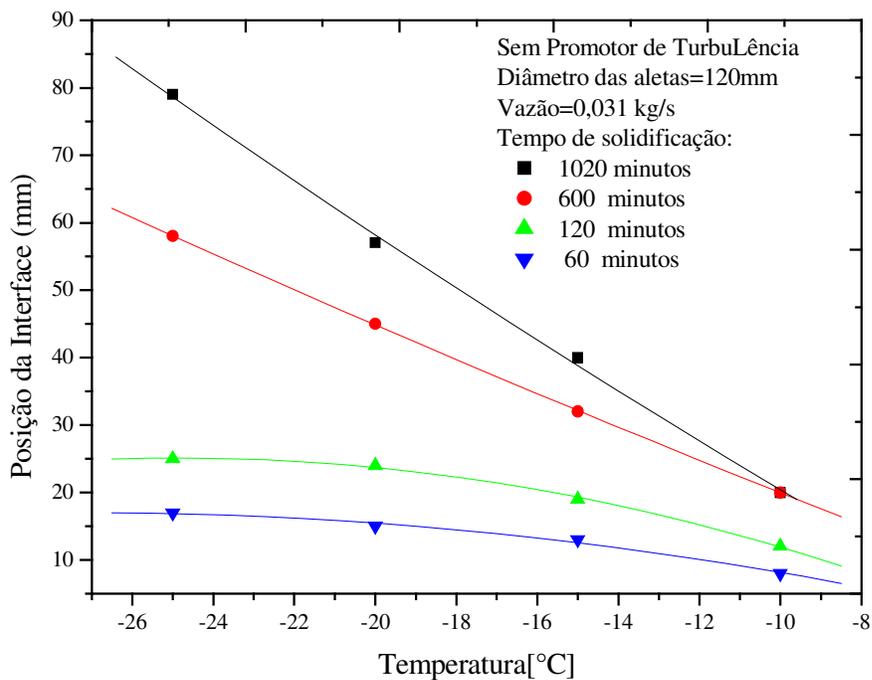


Figura 6. 15-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre a posição da interface para uma vazão 0,031 kg/s e uma aleta de 120 mm.

6.4.2 Efeito da variação da temperatura do fluido secundário sobre a velocidade da interface

O efeito da temperatura sobre a velocidade é mostrado graficamente nas Figuras 6.16 e 6.17.

Pode-se observar que à medida que a temperatura de trabalho diminui a velocidade de solidificação aumenta.

Este aumento da velocidade para temperaturas menores ocorre devido à troca térmica entre o PCM e o cilindro ser maior para temperaturas menores, por causa do aumento do gradiente de temperatura.

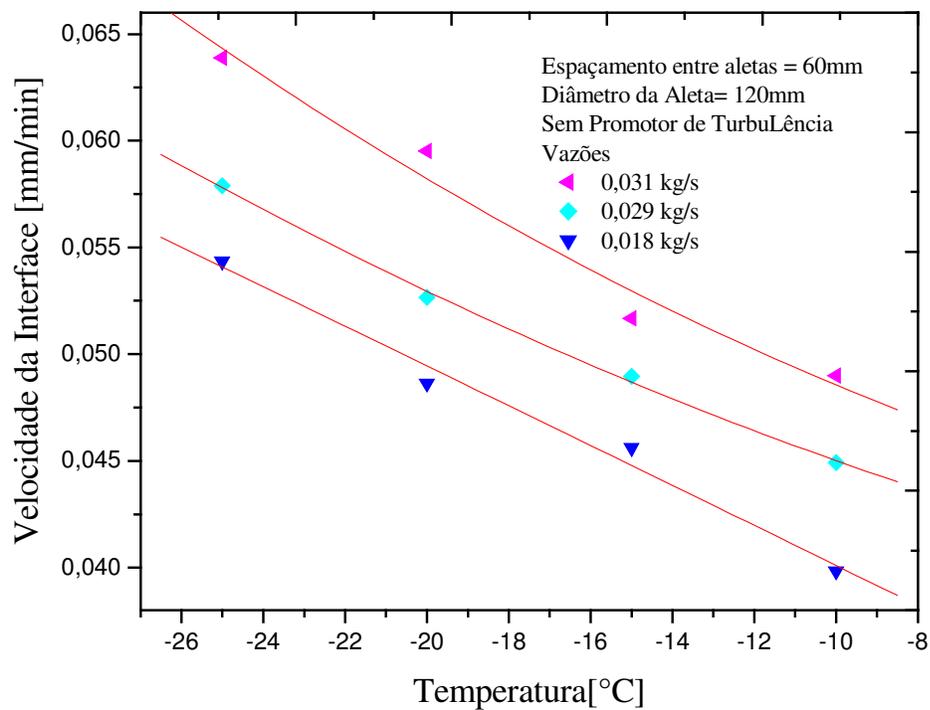


Figura 6. 16-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre velocidade final da interface para uma aleta de 120 mm.

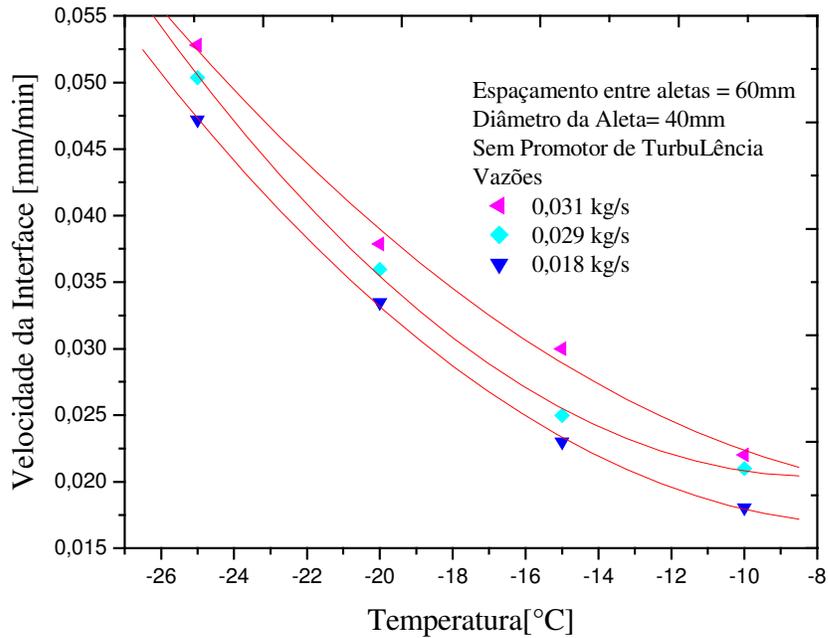


Figura 6. 17-Efeito da temperatura do fluido secundário sobre velocidade da interface para uma aleta de 40 mm.

6.4.3 Efeito da temperatura do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa

As Figuras 6.18 e 6.21 mostram o efeito da temperatura de trabalho sobre o tempo de solidificação completa. O tempo de solidificação completa é representado pelo último ponto de cada gráfico. Considerou-se o tempo completo de solidificação a terceira hora consecutiva sem avanço da frente de solidificação significativo.

Cada figura mostra graficamente o efeito da temperatura de trabalho sobre o tempo de solidificação completa, para quatro temperaturas do fluido secundário.

Percebe-se que para o mesmo tempo, quanto menor a temperatura, maior a posição radial. O tempo de solidificação completa e a posição final da interface são maiores para as temperaturas de -25 e -20°C.

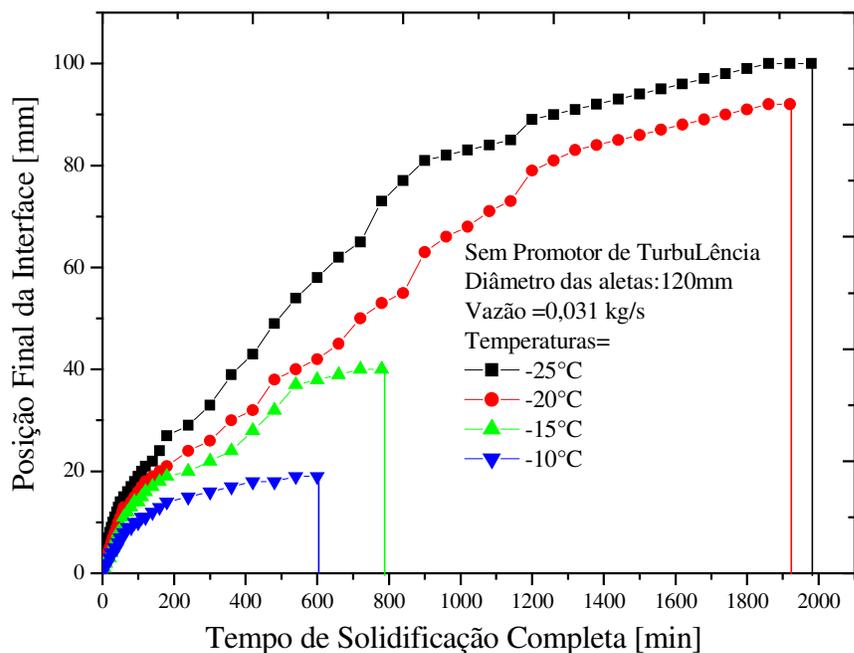


Figura 6. 18-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 120 mm.

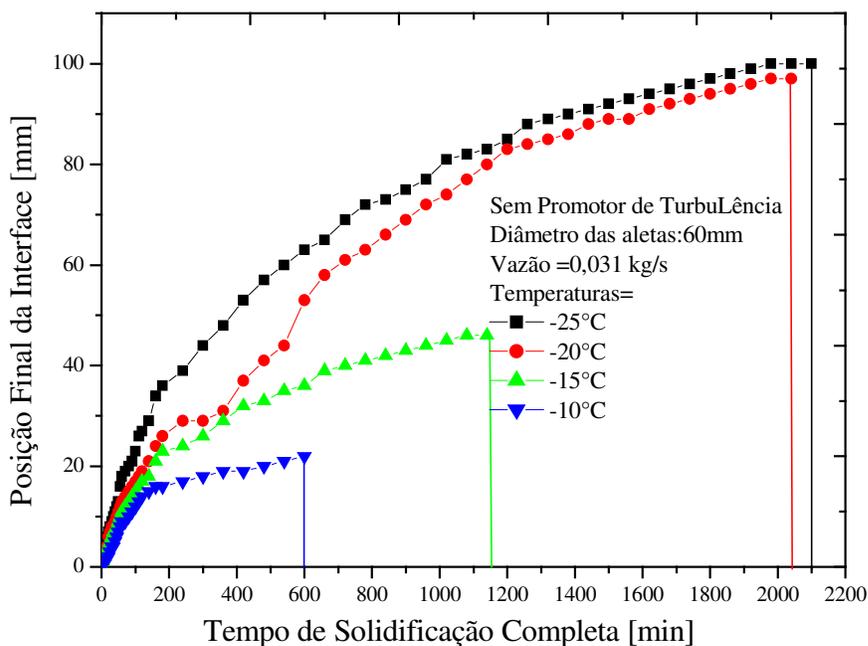


Figura 6. 19-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 60 mm.

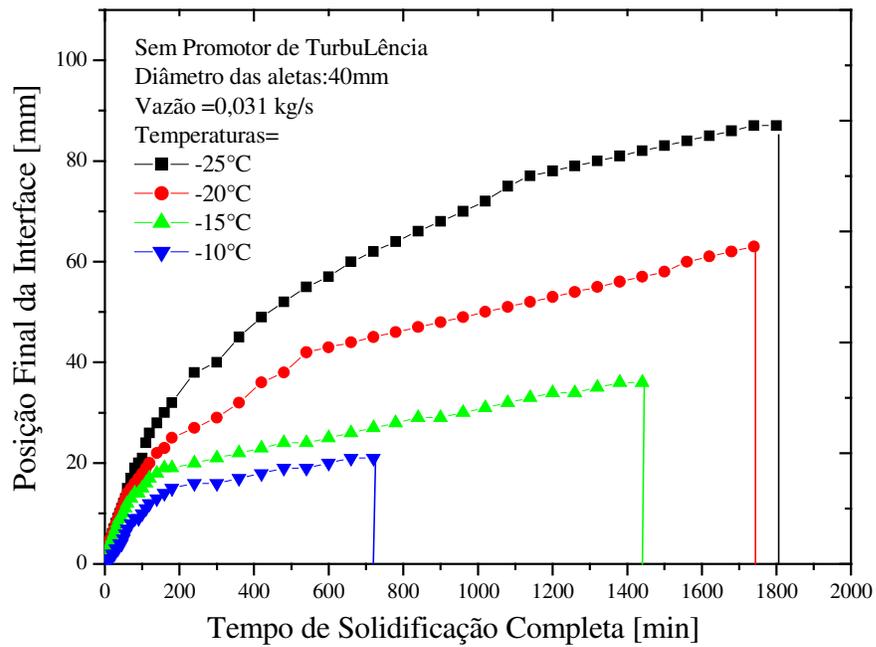


Figura 6. 20-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 40 mm.

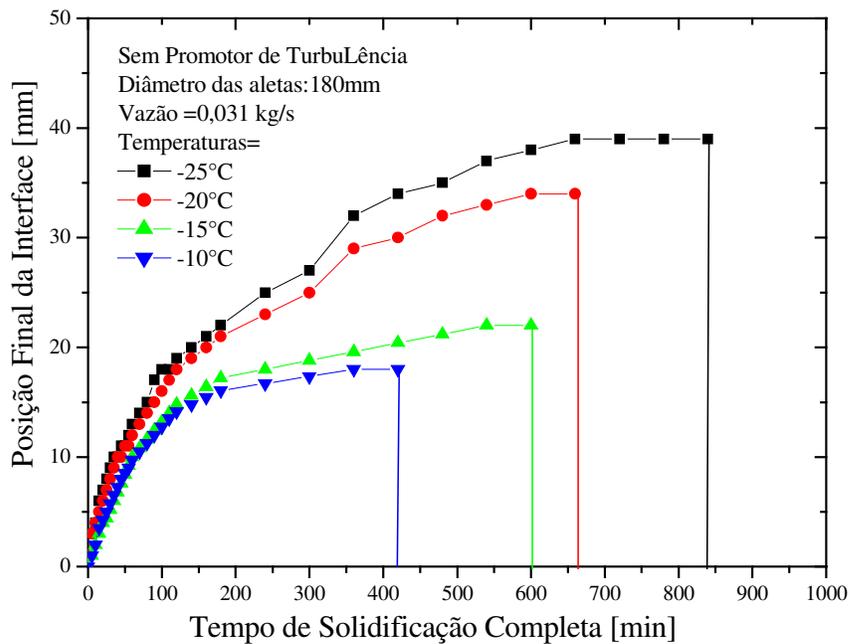


Figura 6. 21-Efeito da temperatura de trabalho sobre a posição final da interface para uma vazão de 0,031 kg/s e aleta de 180 mm.

6.5. Efeito da vazão do fluido secundário

Os tópicos abaixo mostram o efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial da interface, a massa solidificada, a velocidade da interface e o tempo de solidificação completa.

6.5.1 Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição de interface

As Figuras 6.22 a 6.24 mostram o efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para temperaturas de -25°C e -15°C e aletas de 120,60 e 40 mm de diâmetro.

É possível perceber que nos primeiros minutos a variação da vazão tem uma influência muito pequena em relação à posição radial.

Nos tempos de 600 e 1020 minutos, para os três gráficos, nota-se que o efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial já é maior.

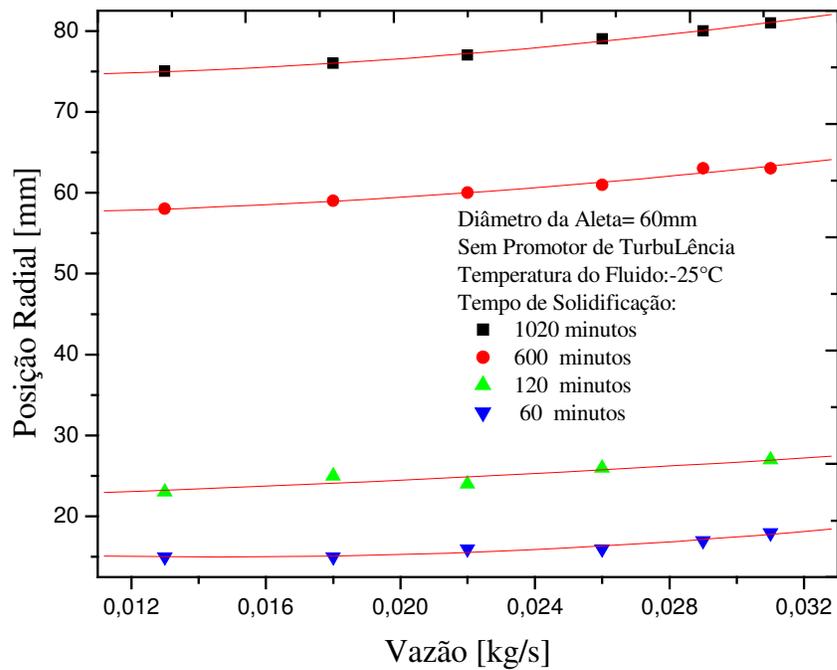


Figura 6. 22-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -25°C e aleta de 60 mm.

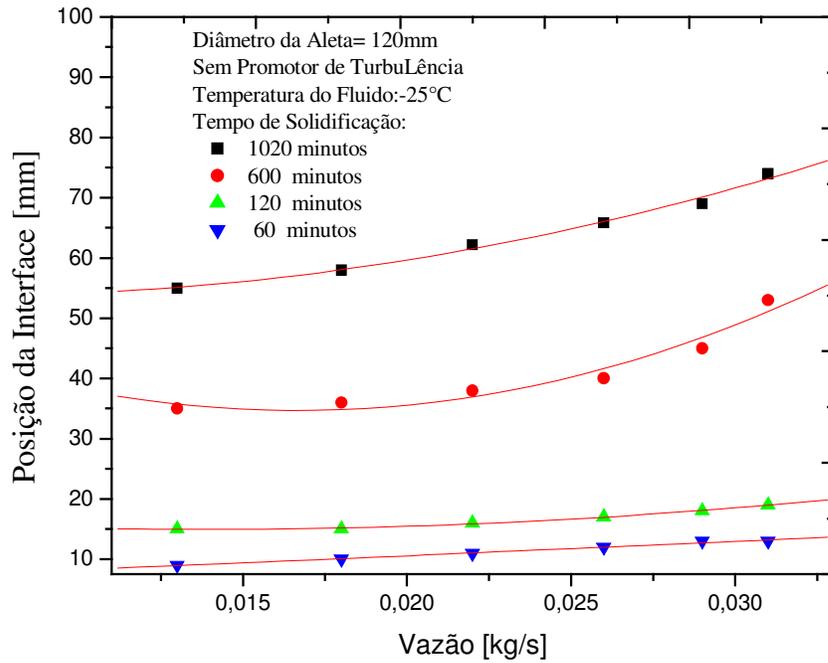


Figura 6. 23- -Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -25°C e aleta de 120 mm.

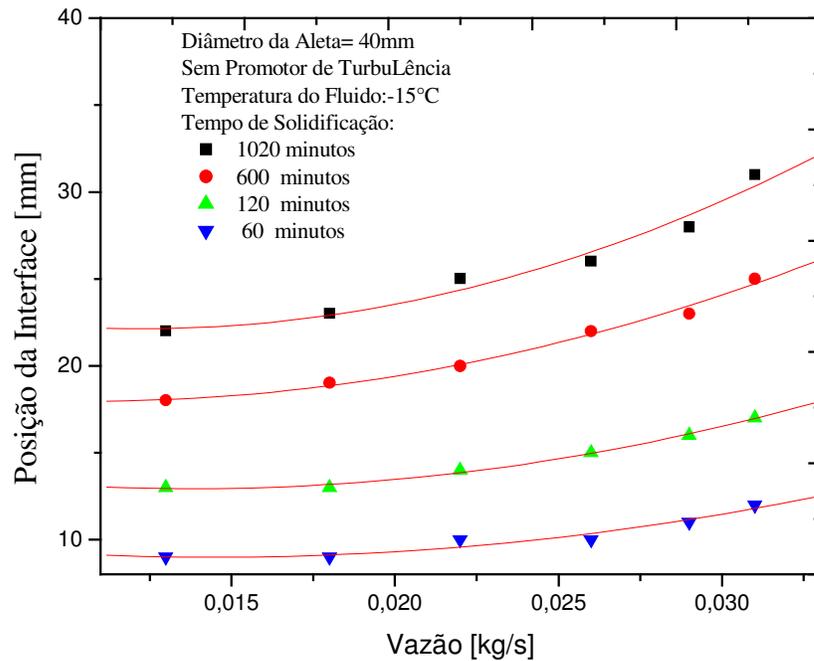


Figura 6. 24-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a posição radial para uma temperatura de trabalho de -15°C e aleta de 40 mm.

6.5.2 Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada

Com o aumento da vazão mássica observou-se um pequeno aumento na camada solidificada. A visualização do efeito da vazão sobre a massa acumulada é mostrada nas Figuras 6.25 e 6.26 para os tempos de 60, 120, 600, 1020 minutos. Já as Figuras 6.27 a 6.29 mostram o efeito da vazão sobre a massa acumulada total para as temperaturas de -10, -15, -20 e -25°C.

Analisando estes gráficos nota-se que nos tempos de 1020 e 600 minutos há um pequeno aumento na massa solidificada, para as vazões estudadas. Característica semelhante com o efeito sobre a vazão para as temperaturas, ou seja, para temperaturas maiores não há diferença significativa na massa acumulada, já para as temperaturas menores houve um pequeno aumento na massa acumulada.

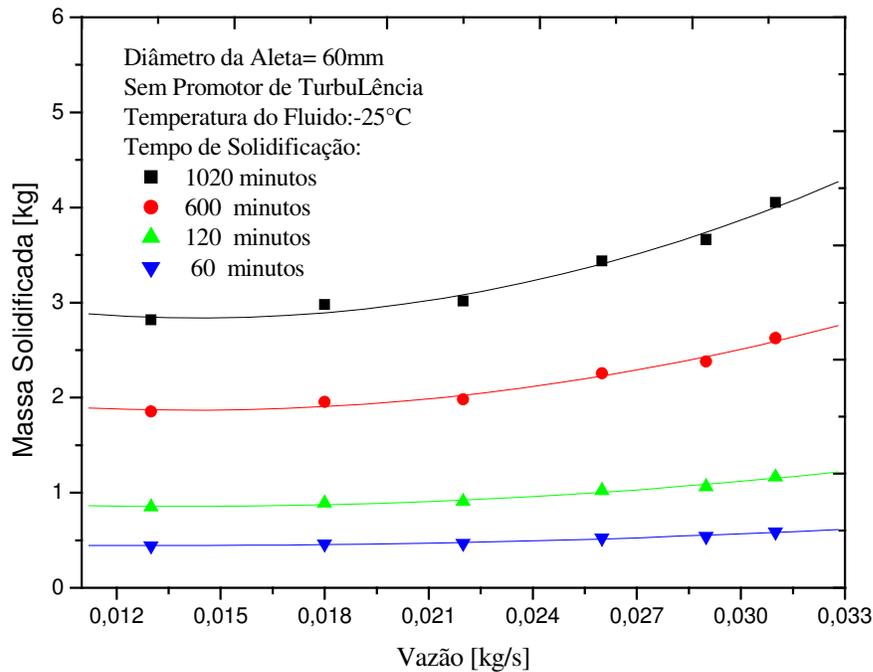


Figura 6. 25-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma temperatura de trabalho de -25°C e aleta de 120 mm.

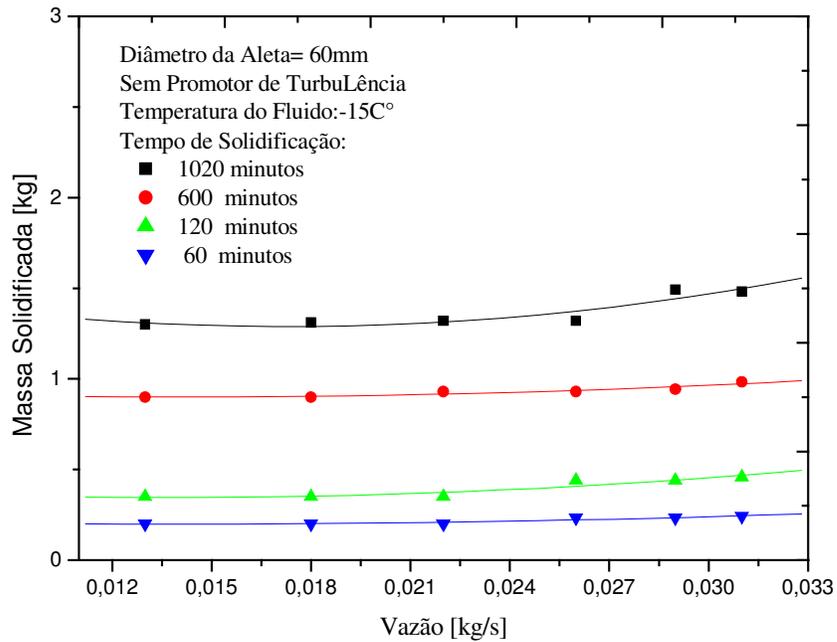


Figura 6. 26-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma temperatura de trabalho de -15°C e aleta de 60 mm.

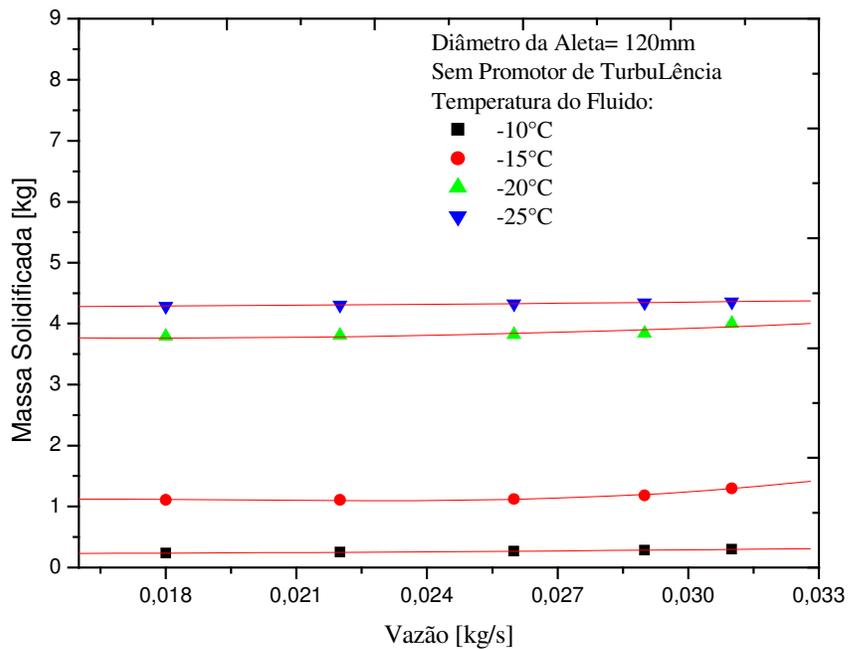


Figura 6. 27-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 120 mm.

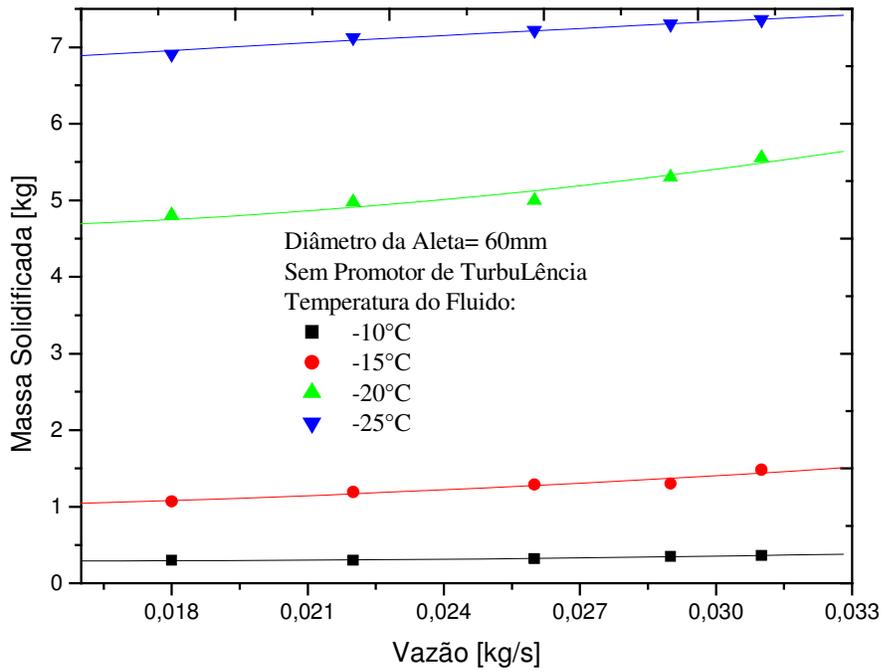


Figura 6. 28-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 60 mm.

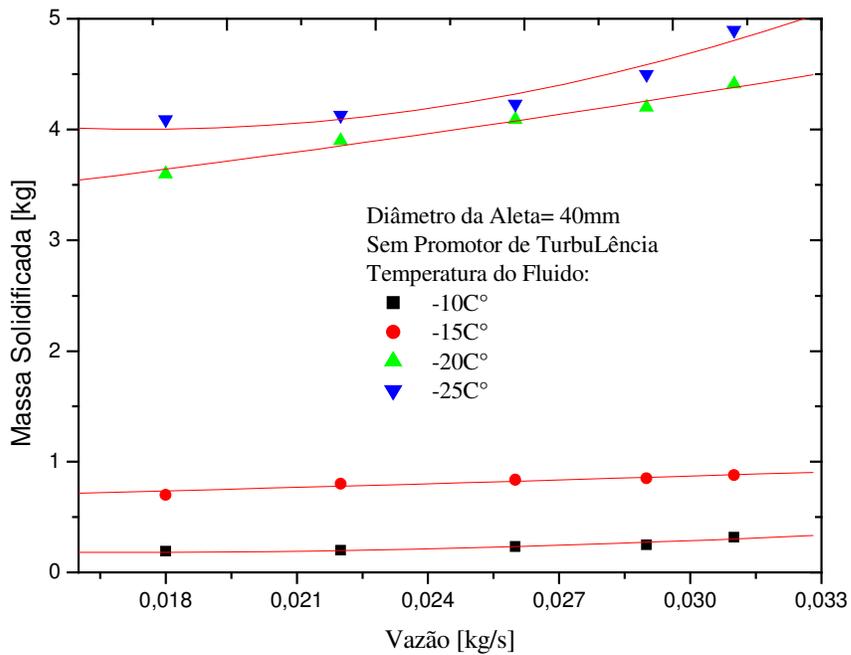


Figura 6. 29-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a massa solidificada para uma aleta de 40 mm.

6.5.3 Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade de interface

As Figuras 6.30 a 6.32 mostram o efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade na interface para aletas de 40, 60 e 120 mm, comparando com todas as temperaturas de trabalho.

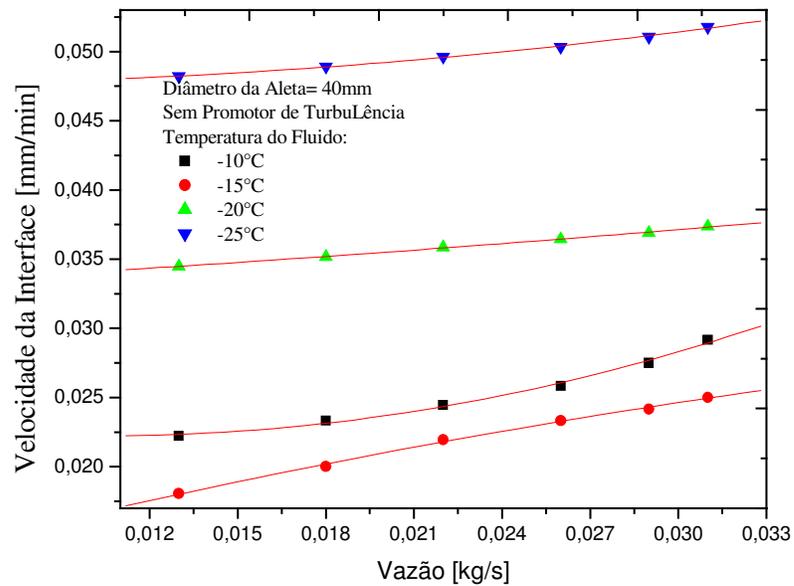


Figura 6. 30-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 40 mm.

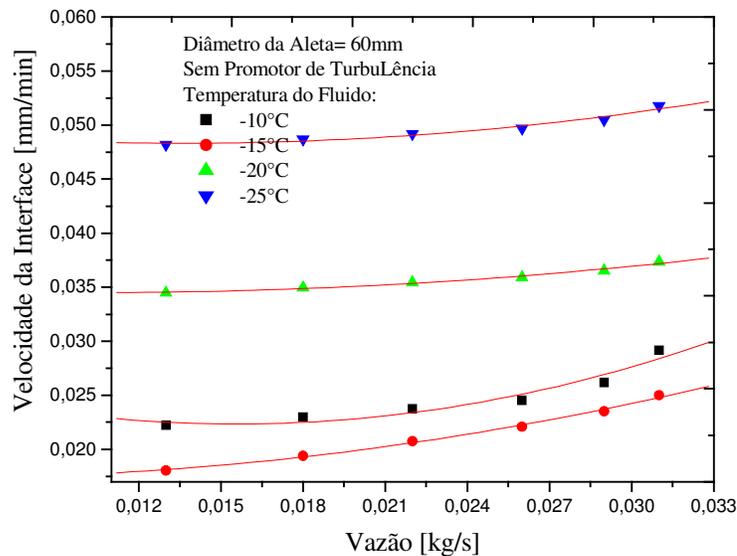


Figura 6. 31-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 60 mm.

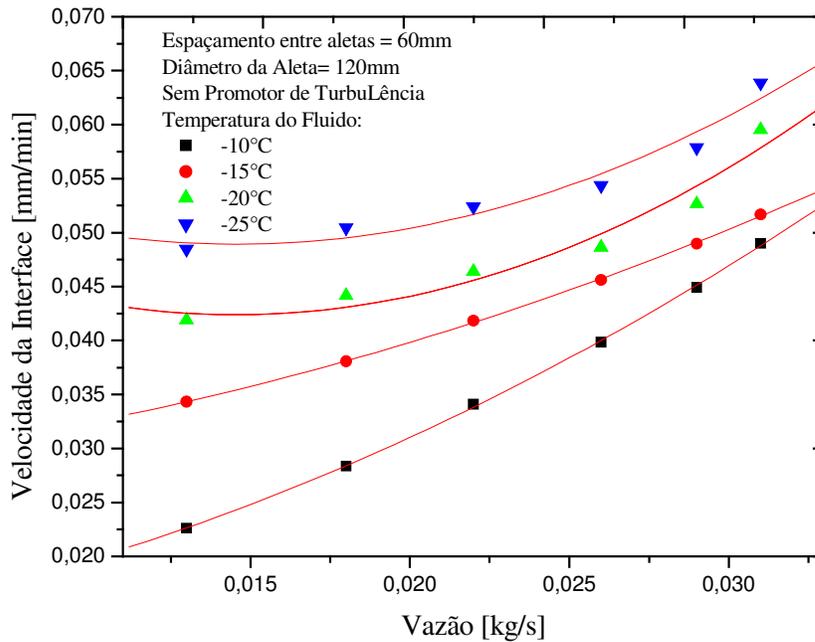


Figura 6. 32-Efeito da vazão do fluido secundário sobre a velocidade da interface para uma aleta de 120 mm.

6.5.4 Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa

Os efeitos da vazão do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa são mostrados nas Figuras 6.33 a 6.35.

Percebe-se graficamente que o efeito da vazão sobre o tempo completo de solidificação tem pequenas variações para as diferentes vazões.

O tempo de solidificação completa, com já mencionado, é o instante em que o avanço da frente de solidificação já não é significativo.

Para os gráficos que tiveram uma diferença no tempo de solidificação, percebeu que para as vazões maiores, como 0,031 e 0,029 kg/s, tiveram em média uma diferença de uma hora comparando com as outras vazões.

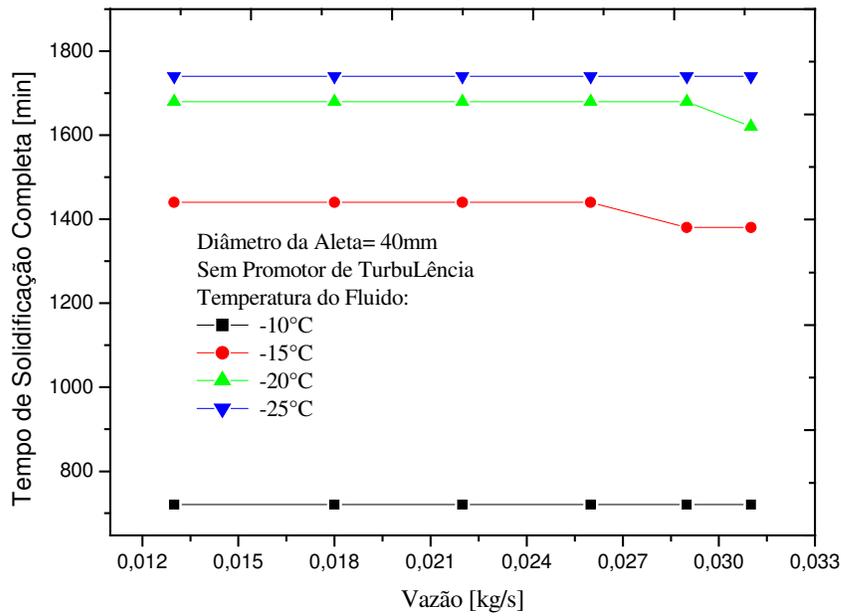


Figura 6. 33-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo completo de solidificação para uma aleta de 40 mm.

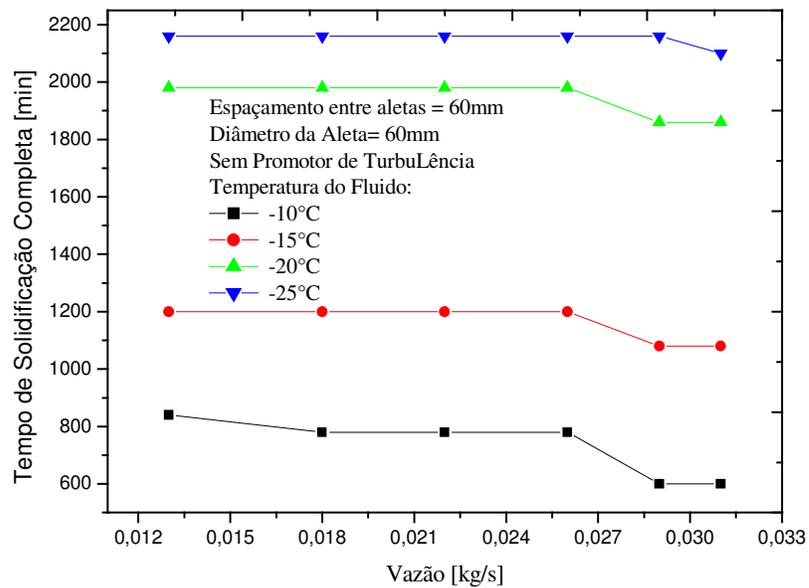


Figura 6. 34-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completo para uma aleta de 60 mm.

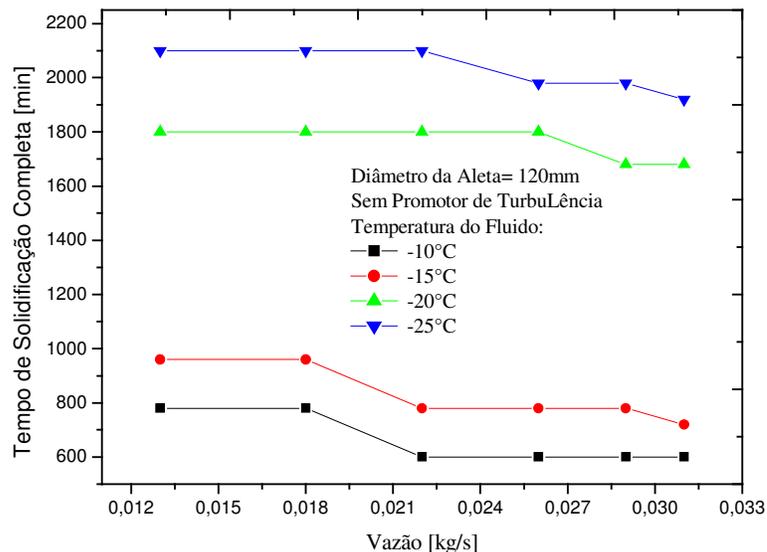


Figura 6. 35-Efeito da vazão do fluido secundário sobre o tempo de solidificação completa para uma aleta de 120 mm.

6.6. Efeito do diâmetro da aleta

A aplicação de superfície estendida serve para aumentar a transferência de calor entre uma superfície e o fluido

Nas seções abaixo serão mostrados o efeito do diâmetro da aleta sobre a posição de solidificação da interface e a velocidade da interface sobre o tempo de solidificação completa.

6.6.1 Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface

As Figuras 6.36 e 6.37 mostram o efeito do diâmetro da aleta sobre a posição radial da interface, para temperaturas de -10, -20 e -25°C.

Percebe-se em todos os gráficos, que a aleta de 60 mm, é a aleta com a maior posição de solidificação para os mesmos parâmetros comparando com as aletas maiores de 120 mm e 180 mm. Verifica-se ainda que a aleta de 120 mm solidifica mais do que aleta de 180 mm para o mesmo intervalo de tempo.

Isto pode ser explicado devido às condições física que dependem da condição física da aleta. Duas condições de contorno seriam que quando a aleta é muito longa a temperatura na extremidade se aproxima a temperatura do fluido e, portanto quase não forma gelo, e outra que a ponta perde calor por convecção.

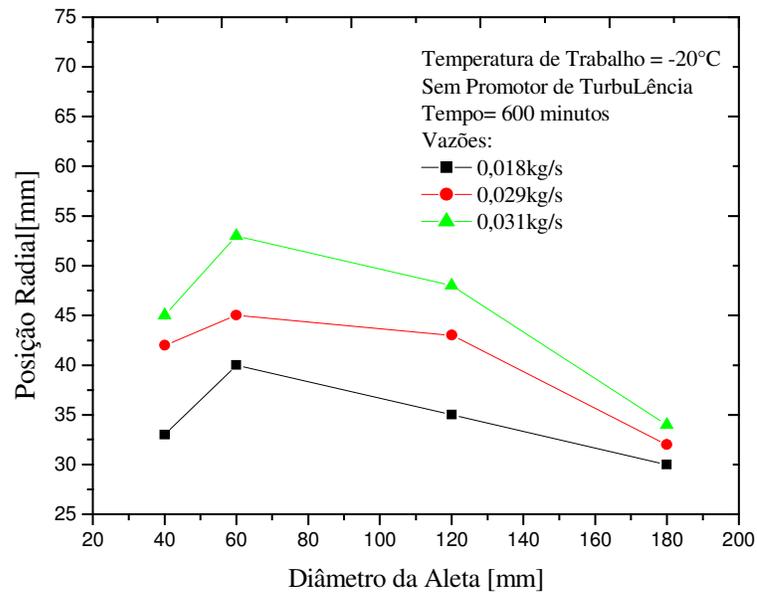


Figura 6. 36 - Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface para uma temperatura de -20°C e um tempo de 600 minutos.

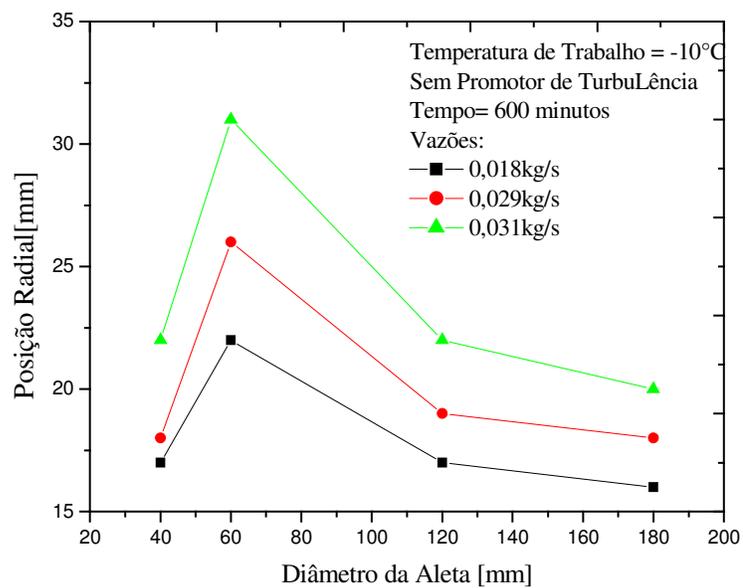
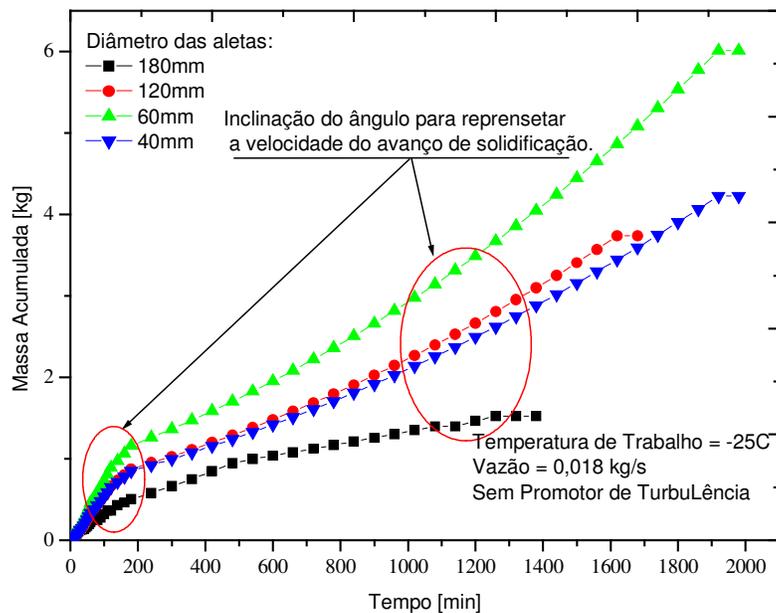


Figura 6. 37-Efeito do diâmetro da aleta sobre a posição da interface para uma temperatura de -10°C e um tempo de 600 minutos.

6.6.2 Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface

As Figuras 6.38 a 6.40 mostram o efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para temperaturas de -10, -15 e -20°C.

A figura 6.38 a, mostra a inclinação do ângulo de cada curva. Dessa forma é possível entender o porque da velocidade da aleta de 60 mm ser menor do que os outros tamanhos de aletas.



6. 38 - Inclinação do ângulo para representar a velocidade do avanço de solidificação

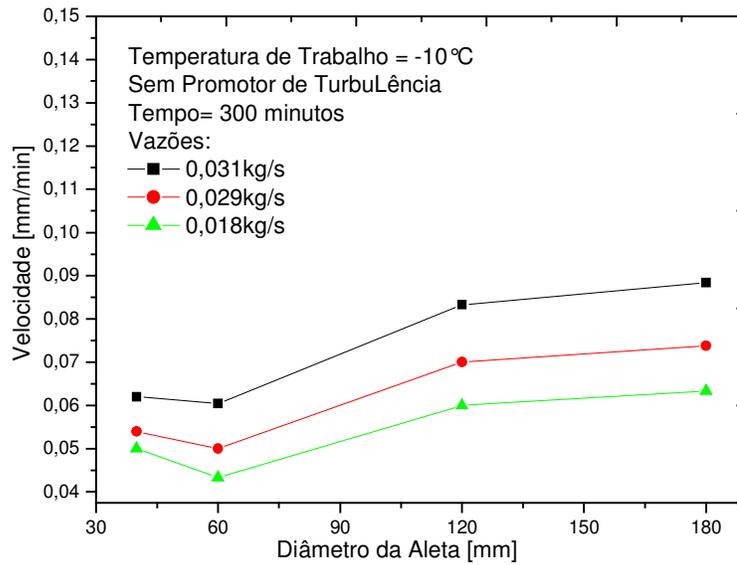


Figura 6. 39-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -10°C e um tempo de 300 minutos.

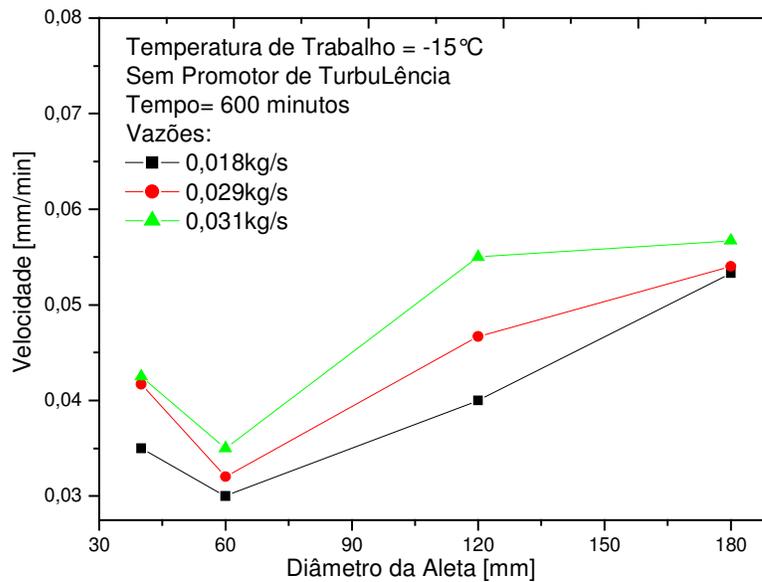


Figura 6. 39-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -15°C e um tempo de 600 minutos.

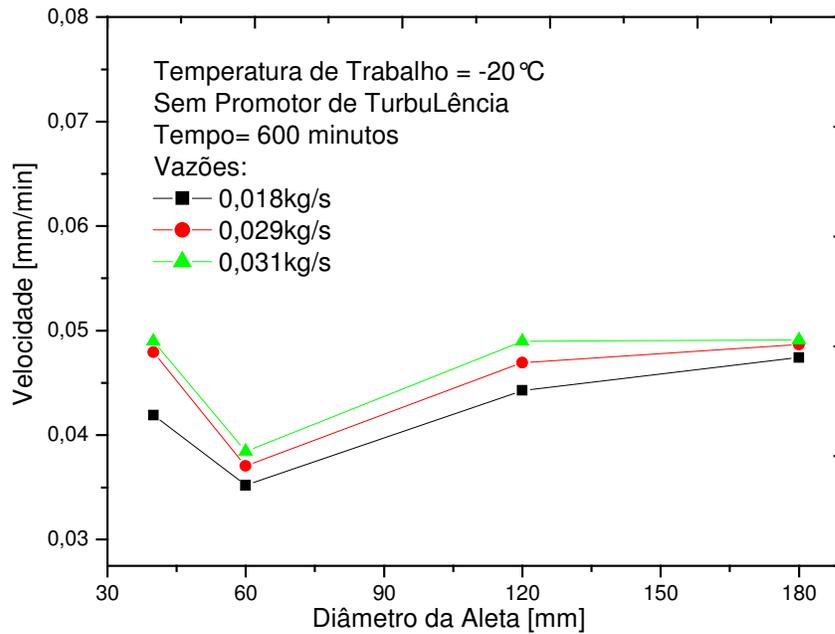


Figura 6. 40-Efeito do diâmetro da aleta sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -20°C e um tempo de 600 minutos.

6.6.3 Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo de solidificação completa

As Figuras 6.41 a 6.43 mostram o efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para temperatura de -15, -20 e -25°C.

Nos gráfico da Figuras 6.41 e 6.42 percebe-se que o tempo de solidificação completa da aleta de 120 mm é maior do que a aleta de 40 mm. Já no gráfico 6.43 que tem a temperatura de trabalho maior do que a dos outros gráficos, o tempo de solidificação da aleta de 40 mm foi maior do que a aleta de 120 mm. Isto pode acontecer devido ao aumento do gradiente de temperatura para uma temperatura maior.

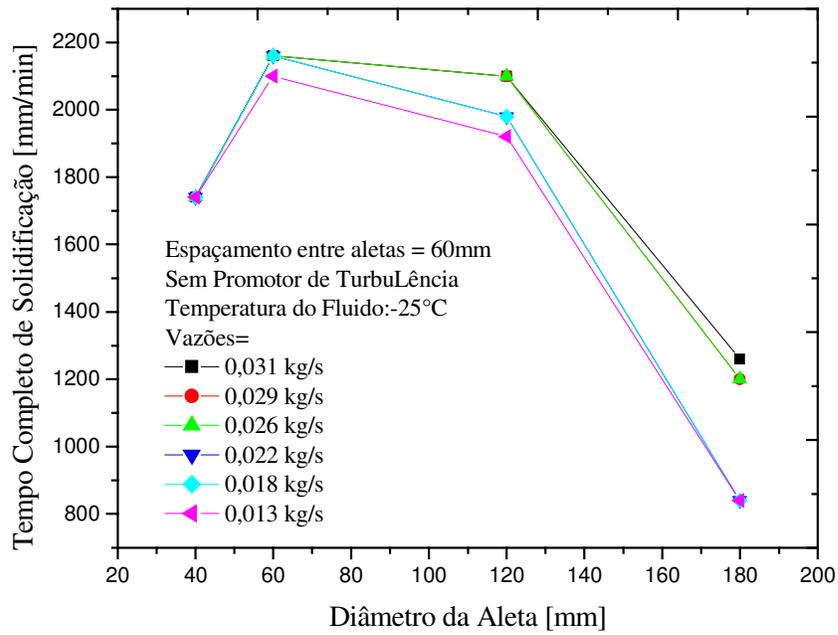


Figura 6. 40-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -25°C.

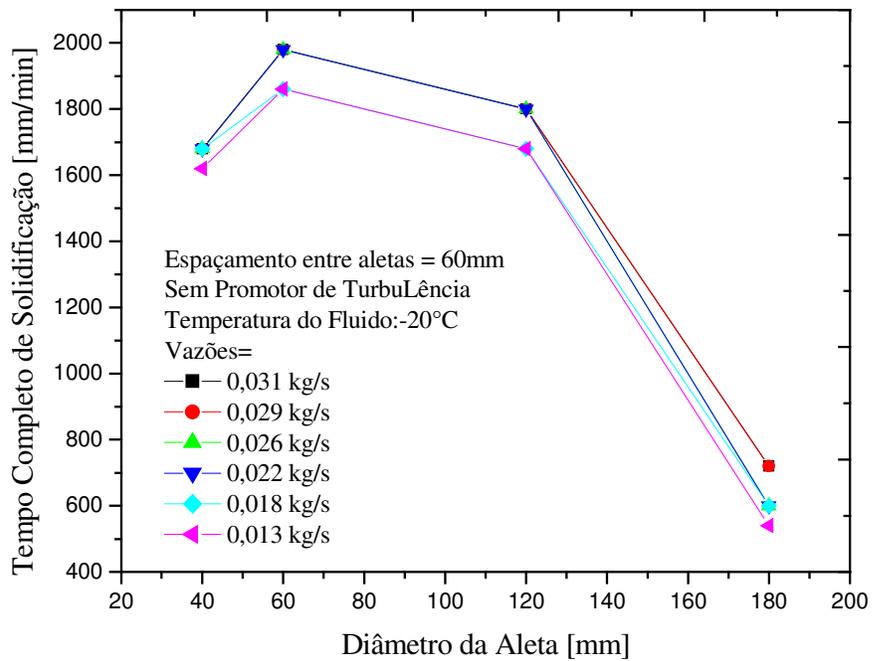


Figura 6. 41-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -20°C.

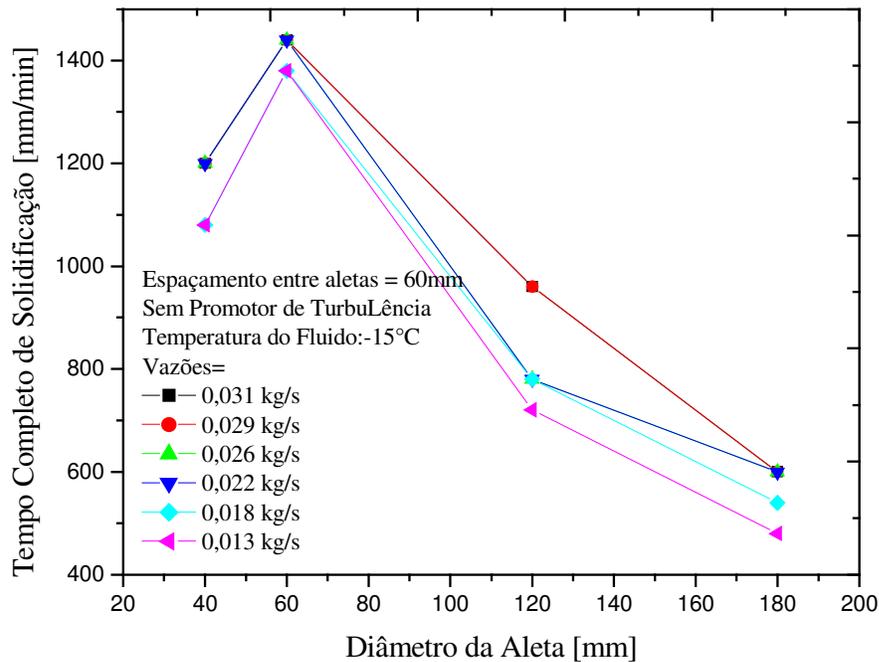


Figura 6. 42-Efeito do diâmetro da aleta sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -15°C.

6.7. Efeito do Promotor de Turbulência

Os tópicos abaixo mostram o efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface, a massa solidificada, a velocidade da interface de solidificação e o tempo completo de solidificação.

6.7.1 O efeito do promotor de turbulência sobre a posição da interface

O uso da mola helicoidal como dispositivo de aumento de turbulência no interior do tubo do trocador de calor aumenta a rugosidade da parede interna, aumenta dessa forma o coeficiente de transferência de calor por convecção através da indução do turbilhamento do escoamento do fluido secundário.

As Figuras 6.44 a 6.46 mostram o efeito do promotor de turbulência sobre a posição da interface para temperaturas de -10, -15 e -25°C.

É possível perceber nas Figuras que para temperatura mais baixa com promotor de turbulência, -10°C , mostrou uma diferença de espessura da camada solidificada maior em relação às temperaturas maiores. Pode-se perceber que a diferença de espessura solidificada utilizando o promotor de turbulência para a temperatura de -25°C foi menor comparando com a temperatura de -15 e -10°C .

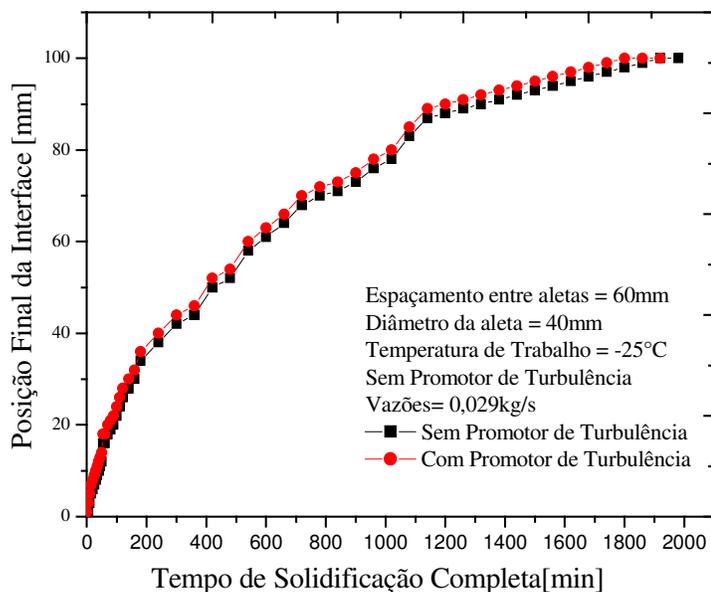


Figura 6. 43-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm.

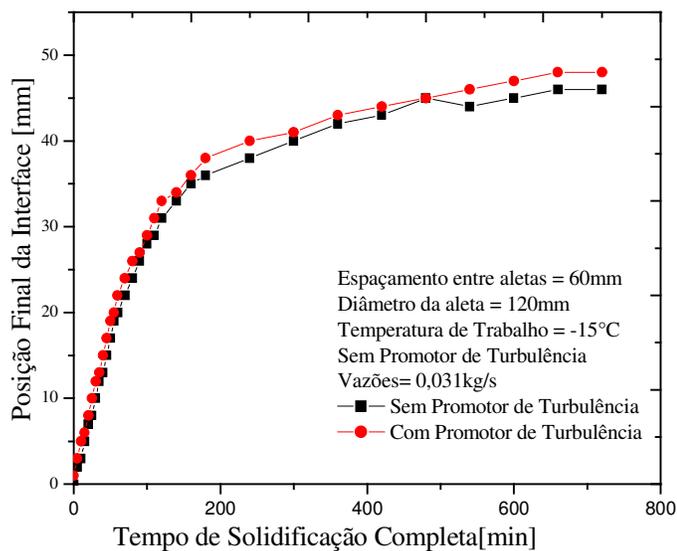


Figura 6. 44-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 120 mm.

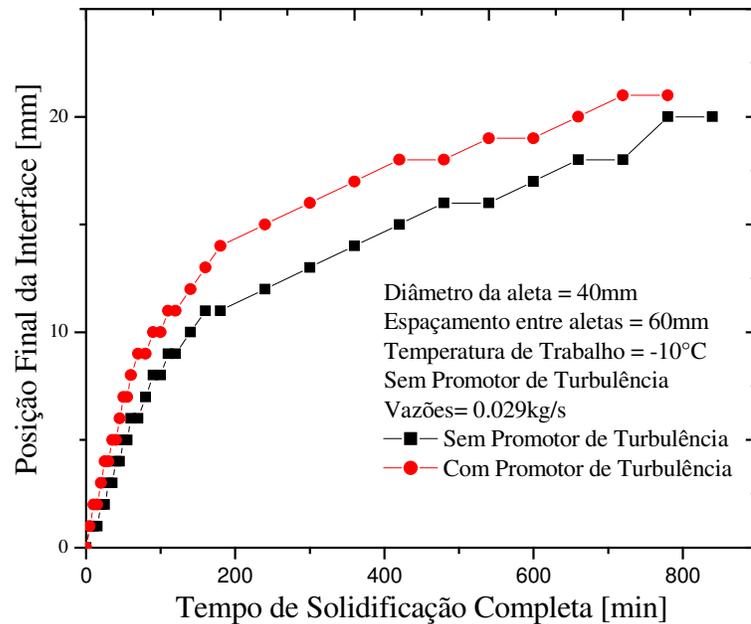


Figura 6. 45-Efeito do promotor de turbulência sobre a posição radial da interface para uma temperatura de -10°C e uma aleta de 60 mm.

6.7.2 Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface

As Figuras 6.47 a 6.49 mostram graficamente o efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade de interface para temperaturas de -25 , -20 e -15°C .

A velocidade do início do processo de mudança de fase mostrou-se significativamente mais alta em relação ao tubo sem promotor de turbulência.

Percebe-se uma velocidade maior para as temperaturas de -20 e -15°C .

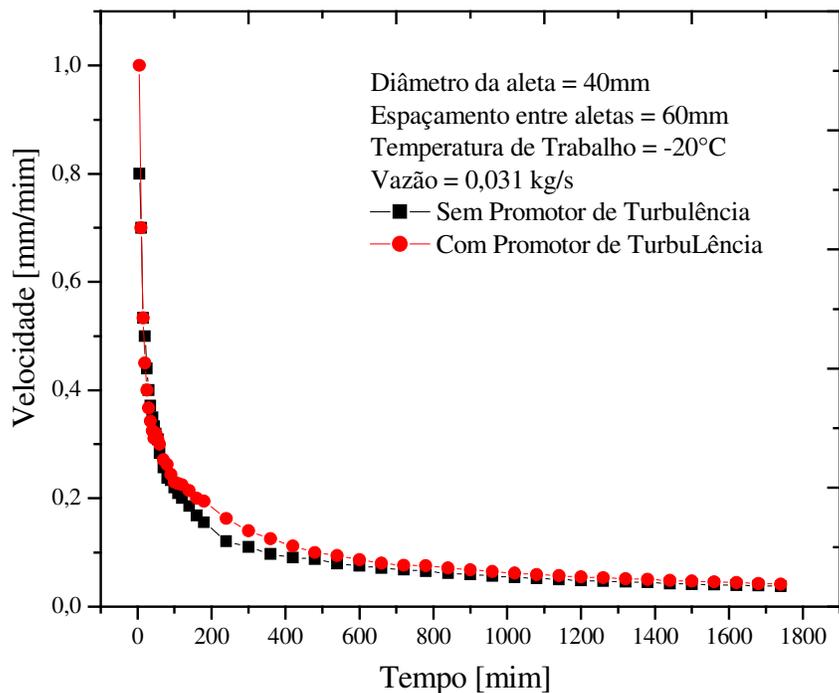


Figura 6. 46-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade de interface para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 40 mm.

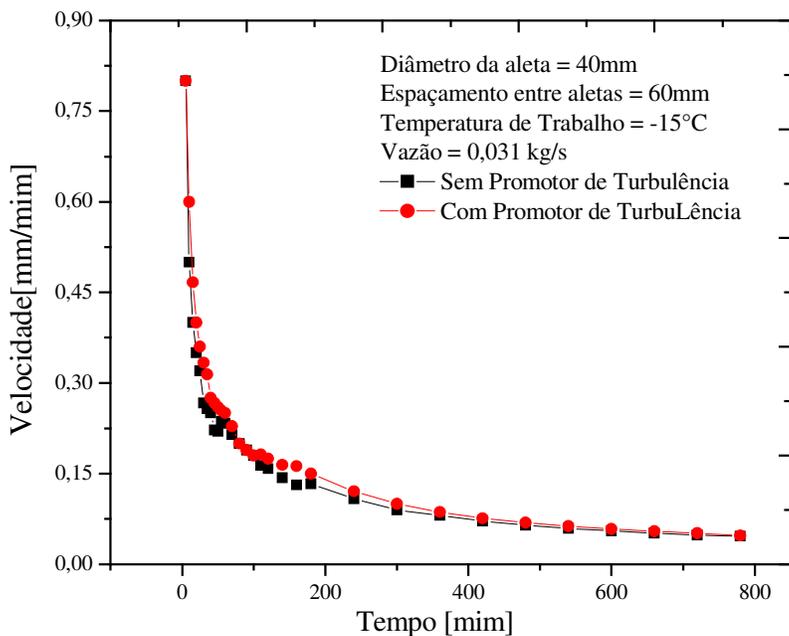


Figura 6. 47-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -15°C e uma aleta de 40 mm.

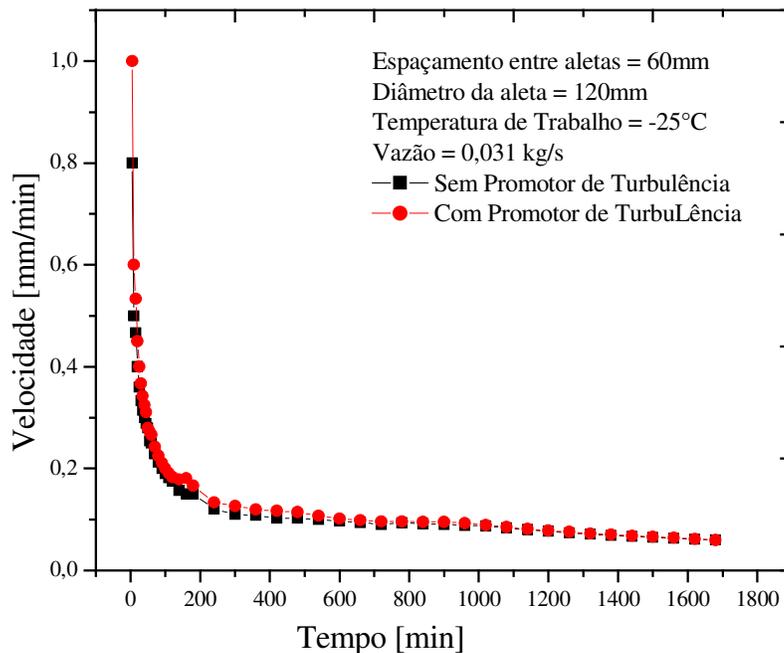


Figura 6. 48-Efeito do promotor de turbulência sobre a velocidade da interface para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 120 mm.

6.7.3 Comparação das técnicas de aprimoramento da transferência de calor com o tubo liso.

Superfícies estendida e promotor de turbulência são técnicas de aprimoramento para transferência de calor.

As Figuras 6.50 a 6.52 mostram a comparação destas técnicas de aprimoramento de transferência de calor com o tubo liso (sem aletas e sem promotor de turbulência).

As Figuras 6.50 e 6.51 mostram o efeito da vazão sobre a massa solidificada e a Figura 6.52 mostra o efeito da vazão sobre o tempo de solidificação completa, todos os gráficos comparam estes efeitos para os 3 casos de cilindros. Já as figuras 6.50a e 6.51a mostram o efeito da vazão sobre a razão da massa solidificada e a Figura 6.52 a mostra o efeito da vazão sobre a razão do tempo de solidificação completa.

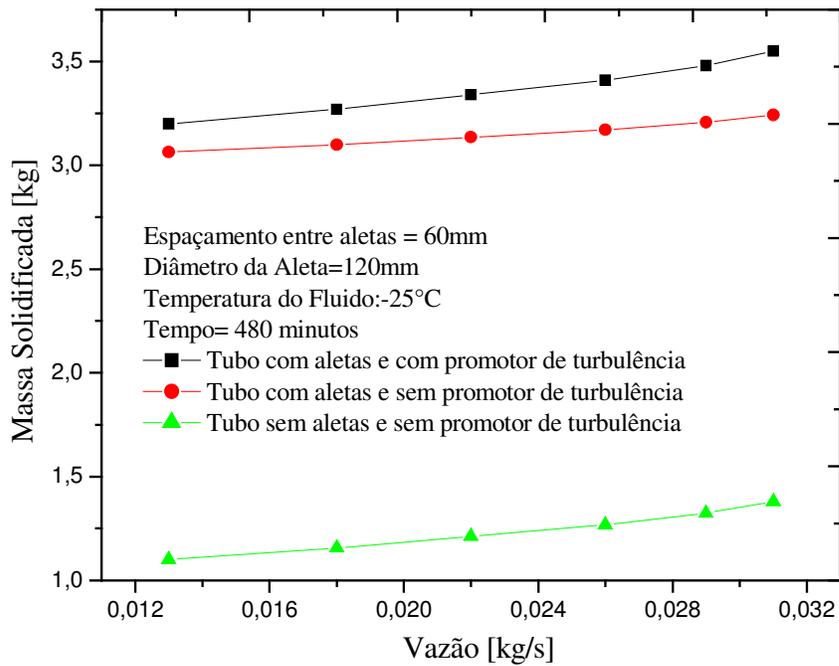


Figura 6. 49-Efeito da vazão sobre massa solidificada para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.

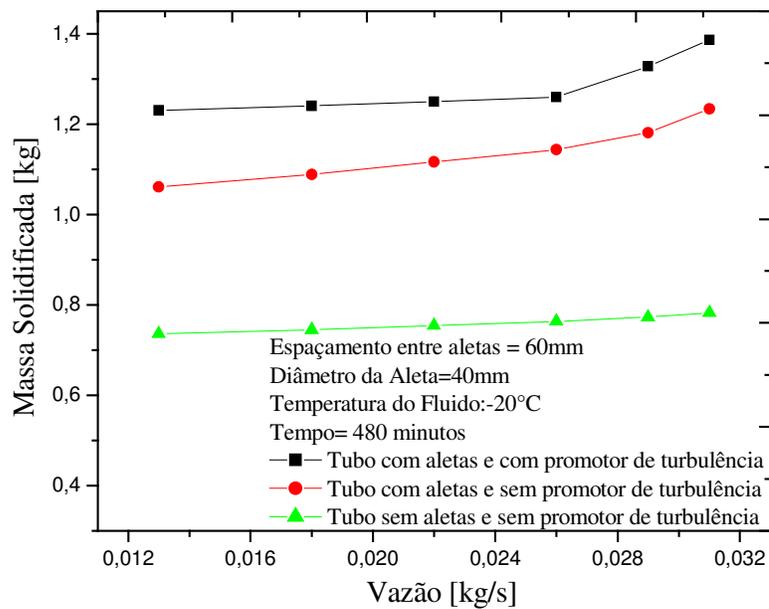


Figura 6. 50-Efeito da vazão sobre massa solidificada para uma temperatura de -20°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.

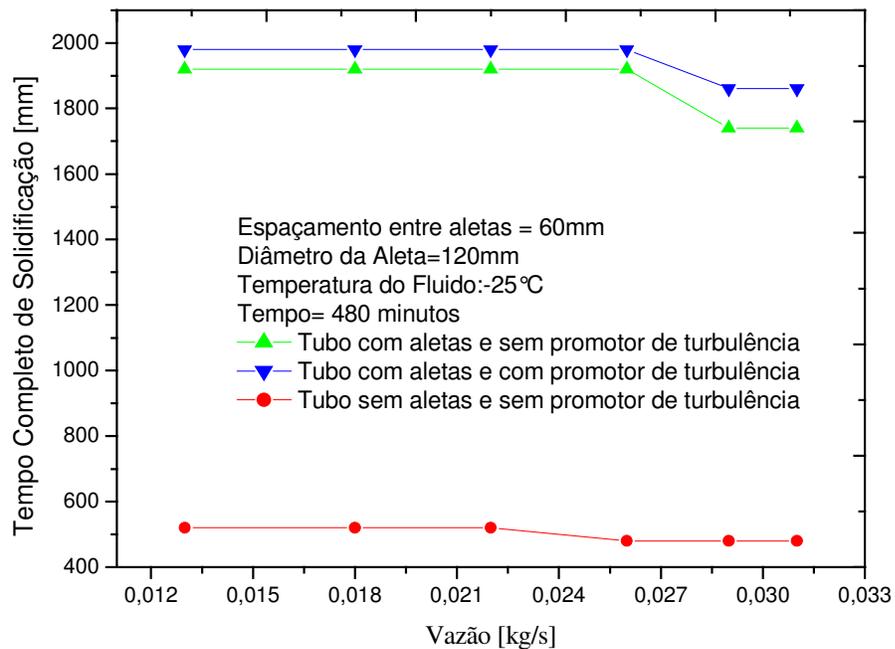


Figura 6. 51-Efeito da vazão sobre o tempo completo de solidificação para uma temperatura de -25°C e uma aleta de 40 mm em comparação com as técnicas de aprimoramento de transferência de calor.

6.8. Perda de Carga do Promotor

Pode-se obter o aumento da transferência de calor inserindo um promotor de turbulência. A rugosidade do tubo interno aumenta resultando no aumento da transferência de calor.

Uma outra característica do promotor de turbulência é o aumento da perda de carga. Esse aumento da perda de carga deve-se ao aumento da rugosidade interna da parede.

As Figuras 6.53 a 6.56 mostram o efeito da vazão sobre a pressão. Estes gráficos mostram a perda de carga por metro do tubo sem promotor e com promotor de turbulência.

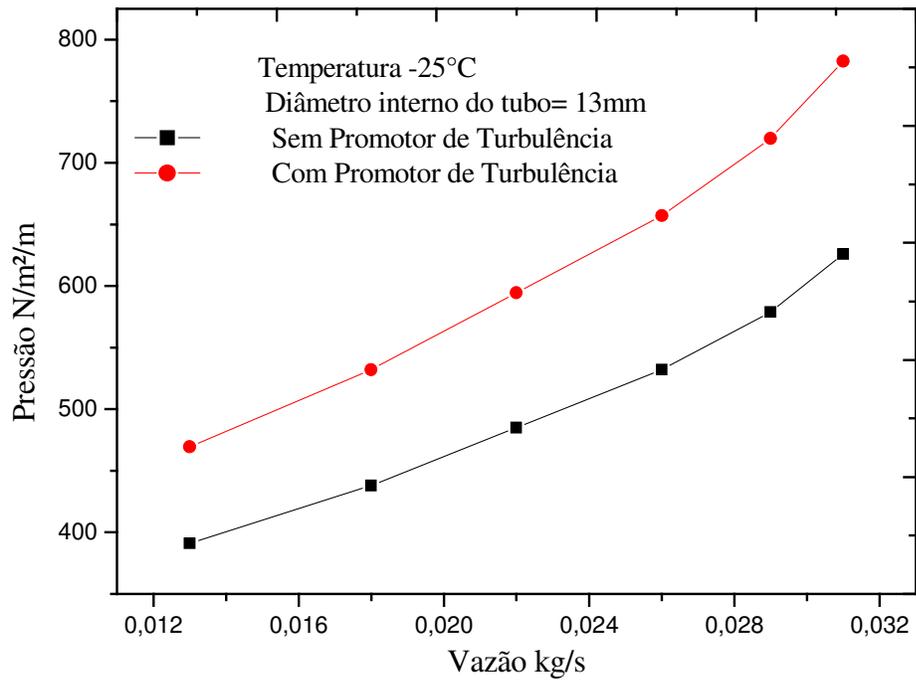


Figura 6. 52-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -25°C utilizando o promotor de turbulência.

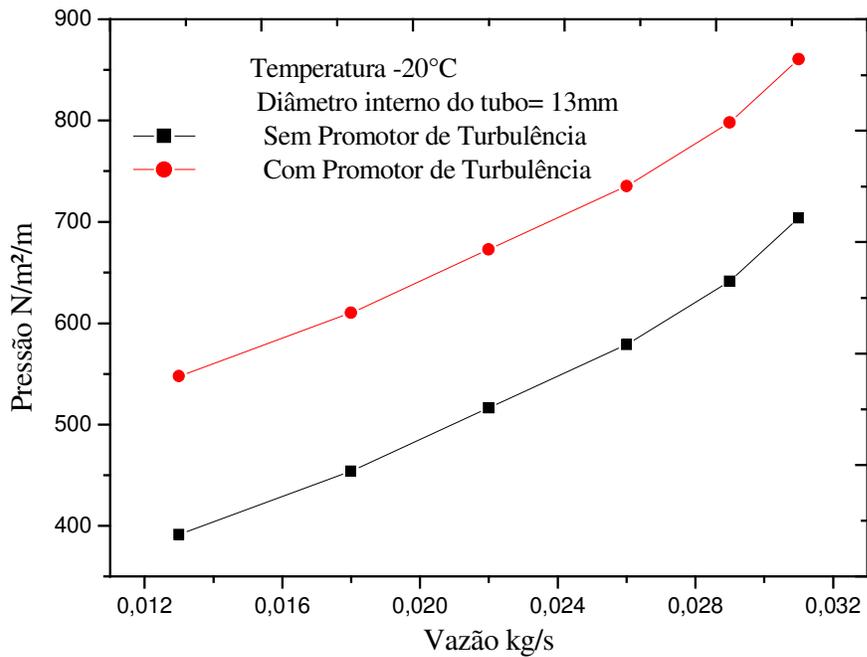


Figura 6. 53-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -20°C utilizando promotor de turbulência.

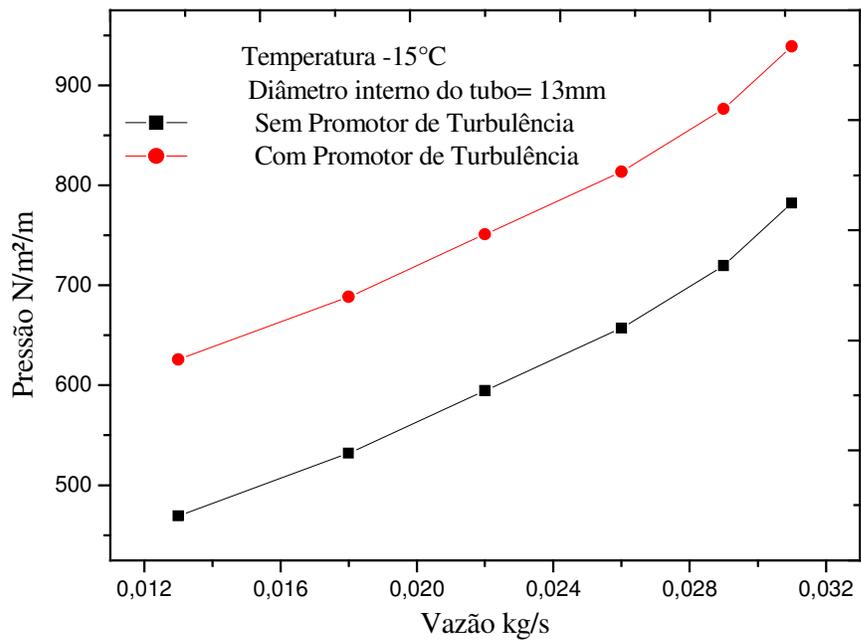


Figura 6. 54-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -15°C utilizando promotor de turbulência.

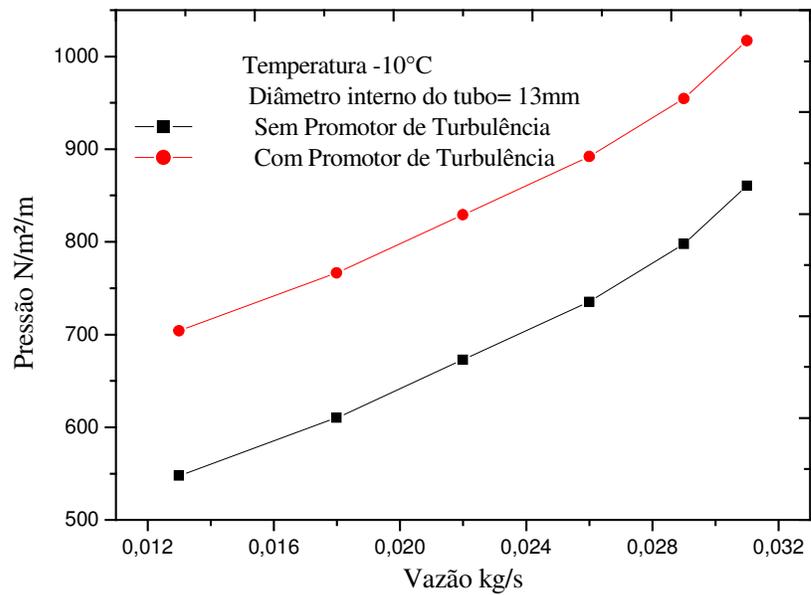


Figura 6. 56-Efeito da vazão sobre a queda de pressão para uma temperatura de -10°C utilizando promotor de turbulência.

6.9. Convalidação do Modelo Numérico Proposto

Antes da apresentação dos resultados numéricos foi feita uma análise para a escolha da malha computacional, conforme mostrado na Figura 6.57.

Para se obter os resultados numéricos foi feitos testes numéricos para diversos tamanhos de malhas como é apresentado na Figura 6.57. Dos resultados obtidos é fácil identificar que a malha de 100 pontos é a malha desejada já que aumento de valores além de 100 pontos não resultou em variações significativas.

Para malha horizontal, três combinações entre o número de pontos da faixa da aleta, o número de pontos da faixa após a aleta e o número de pontos da faixa final foram analisados. Escolheram-se uma malha com 20 pontos na faixa da aleta, 10 pontos na faixa após a aleta e 30 pontos na faixa final.

Para a malha de tempo foram feitos testes e foi encontrado que $\Delta t=10^{-7}$ foi a malha de tempo mais adequada.

Assim foram adotadas estas malhas em todas as simulações realizadas neste trabalho.

Foi adotada uma malha com 100 volumes de controle. Os testes para o passo de tempo adimensional mostraram que o valor da ordem de 10^{-7} apresentou resultados consistentes.

O código computacional foi validado com resultados disponíveis.

A comparação com resultados experimentais para a posição da interface com o tempo é demonstrada nas Figuras 6.58 a 6.61.

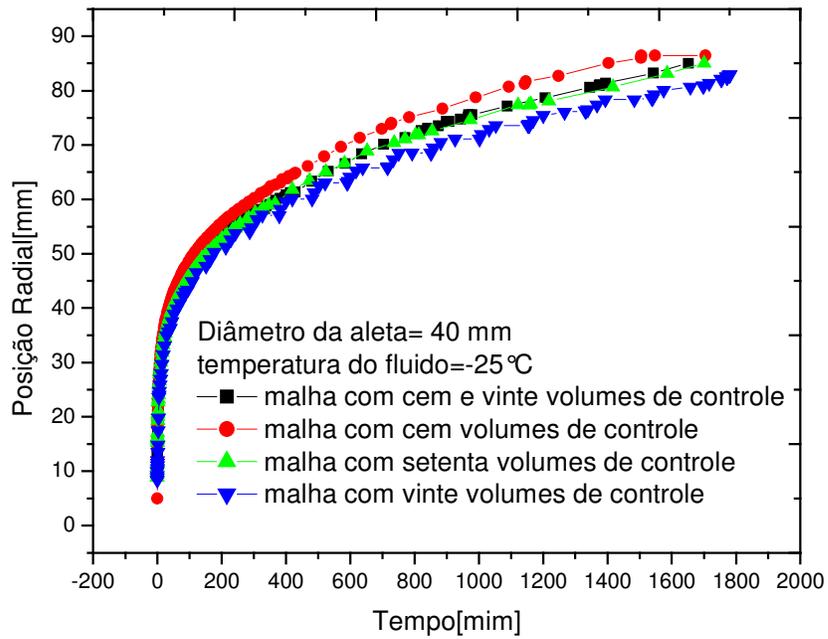


Figura 6. 57-Testes realizados para escolha da malhas do volume de controle.

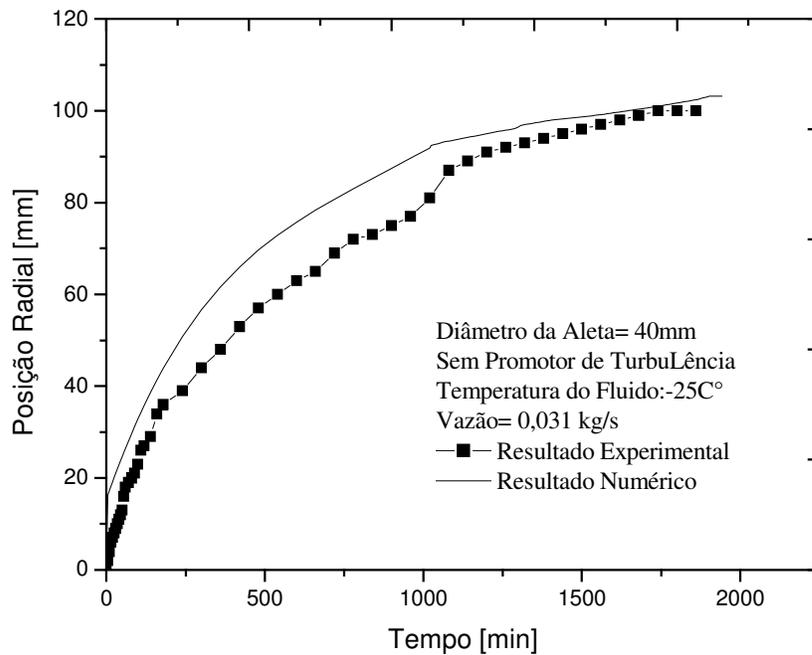


Figura 6. 58-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -25°C e diâmetro da aleta 40 mm.

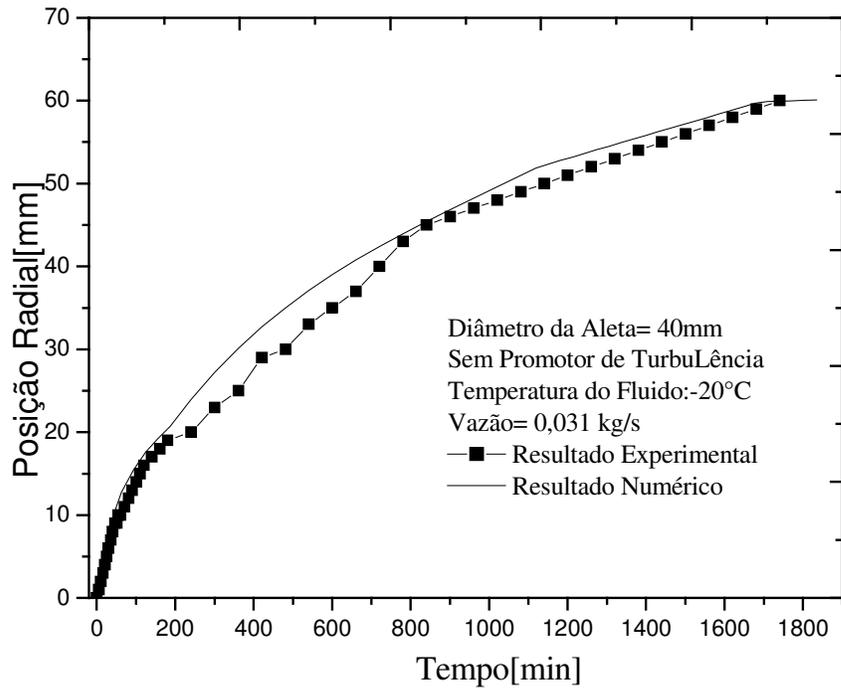


Figura 6. 59-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -20°C e diâmetro da aleta 40 mm.

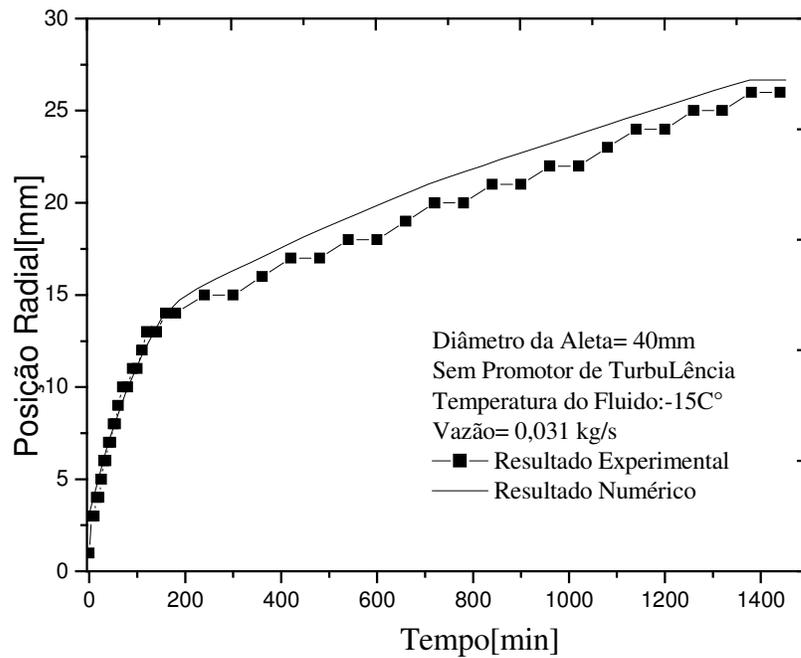


Figura 6. 60-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -15°C e diâmetro da aleta 40 mm.

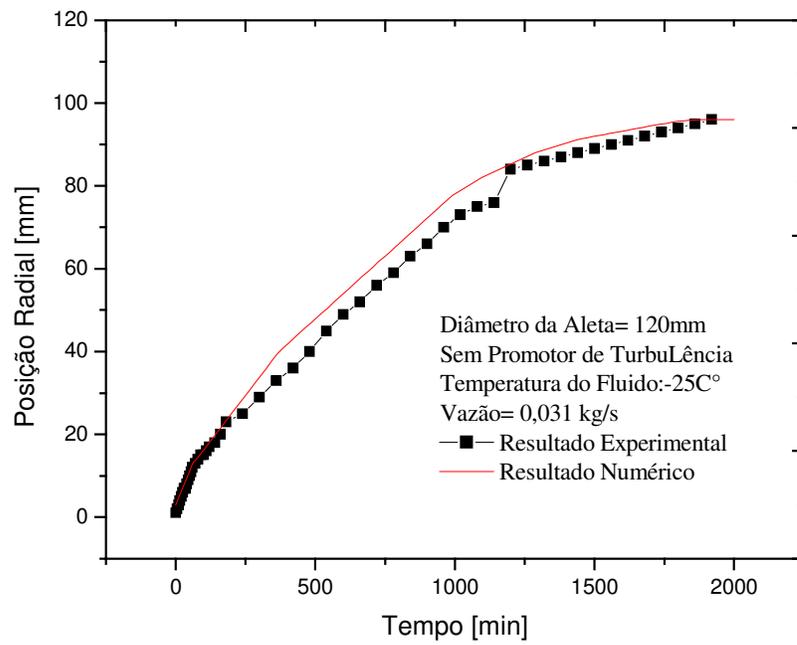


Figura 6. 55-Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo, para uma temperatura de trabalho de -25C° e diâmetro da aleta 120 mm.

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi investigada a solidificação em torno de um tubo horizontal radialmente aletado e submerso num PCM na sua fase líquida. O tubo foi mantido a baixa temperatura (abaixo da temperatura de mudança de fase), pela circulação de um fluido secundário. Além disto, foi investigado o aumento de troca de calor pela introdução de um promotor de turbulência dentro do tubo. Deste modo foi implementado um programa computacional que permitiu a avaliação dos parâmetros geométricos e operacionais do tubo aletado. Baseado nos resultados experimentais e numéricos apresentados pode-se concluir que:

1- Quanto mais baixa a temperatura do fluido secundário, maior a posição da interface, maior a velocidade de interface, maior a massa solidificada e menor o tempo de solidificação.

2- O aumento do diâmetro de aleta até um valor (crítico), aumenta a posição da interface, a velocidade da interface a massa solidificada e reduz o tempo de solidificação completa.

3- O aumento da vazão do fluido secundário aumenta a posição, a velocidade da interface, o volume do gelo formado e diminui o tempo completo de solidificação.

4- A comparação entre os resultados com e sem aletas no tubo, mostram que a incorporação das aletas como dispositivo de aumento de troca de calor, aumenta a massa solidificada, velocidade e posição da interface além de diminuir o tempo de solidificação completa, conseqüentemente resulta no melhoramento do projeto do armazenador.

5- O uso do promotor de turbulência representa uma opção viável para o aumento da velocidade da interface, da massa solidificada e reduz o tempo solidificação completa de, mas também aumenta a queda de pressão e assim o aumento da potência de bombeamento.

6- As comparações entre as previsões numéricas e as medidas experimentais mostram boa concordância, assim convalidando o modelo e a técnica numérica e assegurando a viabilidade de usar o modelo para análise e avaliação preliminar de armazenadores deste tipo. A tabela A1 do apêndice B mostra o erro absoluto e relativos dos gráficos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

ABUGDERA H, M M. Análise de Solidificação em Geometria Cilíndrica e a sua aplicação em Armazenamento Térmico, **Tese de Doutorado**, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 1999.

BECKMANN, G., GILLI, P.V. Thermal Energy Storage. 2nd Ed., N.Y., USA, Springer Verlag Wien, 1982, 530p.

BONACINA, C., COMINI, G., FASANO A., PRIMICEIRO, M., Numerical solutions of phase change problems. **Int. Journal Heat and Mass Transfer**, v.16, n.15, p.1825-1832, 1973.

CHUN CK, PARK S O A. A fixed grid finite difference method for phase problems. Numerical Heat Transfer. Part B, v38, pp 59-78, 2000.

GRUMMAN D L, BUTKUS A S. The ice storage option. ASHRAE Journal, v.30, n5, p20-26, 1988,

GONÇALVES, M. Armazenadores de Calor Latente de Geometria Anular com Aletas Alternadas, **Tese de Doutorado**, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 1996.

ISMAIL, K.A.R. **Banco de Gelo- Fundamentos e Modelagem**, Campinas, 1998.

ISMAIL, K.A.R. **Modelagem de Processos Térmicos – Fusão e Solidificação**, Campinas, 1998.

ISMAIL, K.A.R., ALVES, C.L. Numerical Solutions of Finned Geometries immersed in phase material. **ASME 26th National Heat Transfer Conference**, Philadelphia, U.S.A., p.31-36, 1989.

KALTHORI B, RAMADHYAM S. Studies on heat transfer from a vertical cylinder with or without fins, embedded in a solid phase change medium. Transactions of ASME- Journal Heat transfer, v.107, p 44-51, 1985.

LAMBERG P, Approximate analytical model for two phase solidification problem in a finned phase change material storage. Applied Energy, v.77, pp 131-152, 2004.

LUNARDI, J.V. Heat Transfer with Freezing and Thawing, **Elsevier Science**, New York, 1991.

MURRAY, W.D.LANDIS, Numerical and Machine solutions of Transient Heat-Conduction problems Involving Melting or Freezing, Part 1- Method of analysis and sample solutions, **Journal of Heat Transfer**, p. 106-112, may 1959.

OZISIK, M.N. **Heat Conduction**. John Wiley and Sons, 1980.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Hemisphere Publishing CO., 1980.

SASAGUCHI K, IMURA H, FURUSHU H .Heat transfer characteristics of latent storage unit with a finned tube. Bull. JSME, v 29, n255, p 2978-2985, 1986.

STOECKER, W.F; Jones, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, McGraww-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

SPARROW,E.M., RAMSEY, J.W.,KEMINK, R.G. Freezing Controlled by Natural Convection. **ASME Journal of Heat Transfer**. v101, p.578-584, November, 1979.

SHAMSUNDAR, N., SRIMIVESAN, R. A new similarity method for analysis of multi-dimensional solidification. **Journal of Heat Transfer**, v. 101, p.585-591, 1979.

SHAMSUNDAR, N., SPARROW, E.M., Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change via the enthalpy method. **Transaction of ASME Journal of Heat Transfer**, v.97, p.333-340, 1975.

SILVER, S.C.A., MIBITIZ, J.W., JONES. J.L., P., HUNN, B.D. Component models for computer simulation of Ice storage tanks. **ASHRAE Transactions**, v.95, n.1, p.1214-1226, 1989.

STEFAN, J. On the theory of Ice Formation, especialle on Ice Formation in polar seas. **Annphys. Chem.**, v42, p.269-286, 1981.

SOUSA, Lourival Filho, Estudo Numérico-Experimental de Mudança de Fase em Torno de Tubo Curvo, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009.

PAIXÃO, Louryval Coelho, Estudo Numérico-Experimental da Solidificação em torno de um cilindro horizontal reto, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. NY, Hemisphere Publishing Company, 1980.

PEEBLES, R.W. Analysis of milking centre energy use. **Applied Engineering Agriculture**, v.10, p.135-137, 1994.

APÊNDICE A – Análise de incerteza na medida experimental.

Segundo Cruz *et al* (1997) apud Paixão (2009), é fundamental o conhecimento de erros experimentais por mais confiáveis que sejam as fontes de medidas. Os principais tipos de erros são: erros sistemáticos e aleatórios.

Os erros sistemáticos são caracterizados por apresentarem uma fonte identificável, como aparelhos não calibrados ou com defeitos de fabricação, excesso de calor ou umidade no ambiente.

Os erros aleatórios são mais difíceis de serem detectados e, portanto de serem eliminados. Causam flutuações para cima e para baixo alterando a medida, esses erros podem ser causados pelo próprio operador, correntes de ar, variação na tensão elétrica.

A análise de incertezas das medidas experimentais foi feita para medidas de posição da interface sólido-líquido, vazão do fluido de trabalho e temperatura indicada pelos termopares.

O controle da medida da posição da interface com tempo foi efetuado através da leitura de uma escala mostrada na figura A1. Foi feita apenas uma medida por fotografia, para cada posição da interface, portanto a incerteza para essas medidas são referentes à menor divisão da escala milimetrada, 1 mm, logo $\pm 0,5$ mm de incerteza. A Figura A2 mostra o erro experimental para a medida da posição da interface:

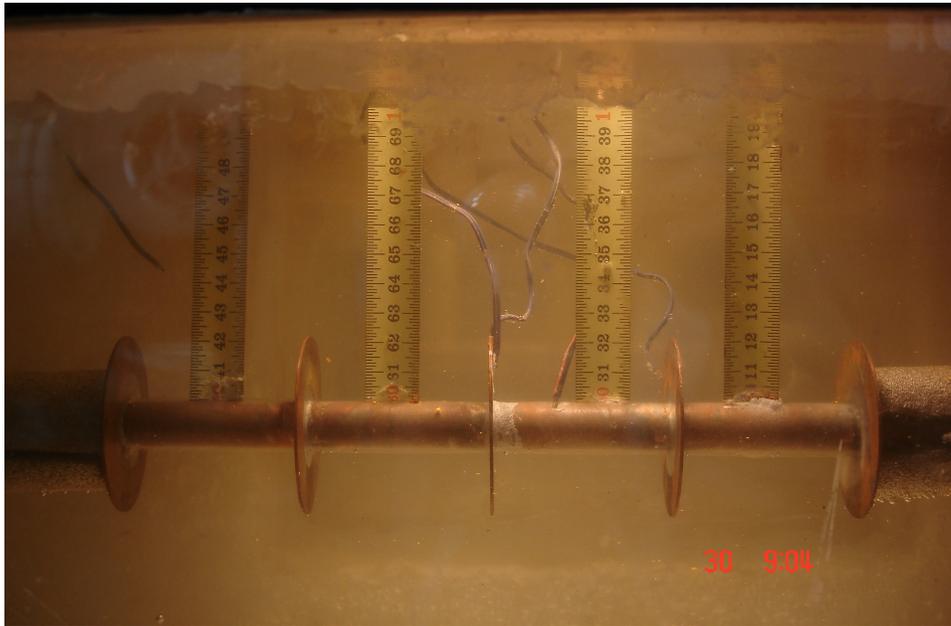


Figura A1 – Escala métrica para medida da posição da interface sólido-líquido com o tempo.

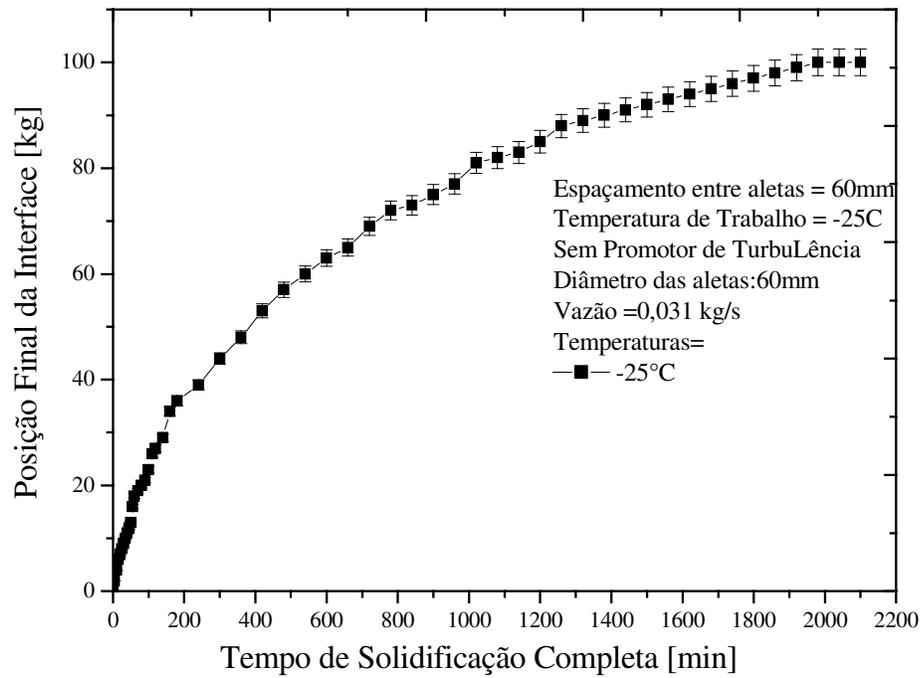


Figura A2 – Análise de erro experimental para a medida da posição da interface com o tempo

APÊNDICE B – Análises de erro dos gráficos 6.58 a 6.61

Tabela A1- Tabela de erro

	erro absoluto	erro relativo (%)
Figura 6.58	6,85	15
Figura 6.59	2,09	7,08
Figura 6.60	0,848	4,14
Figura 6.61	4,14	8