

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

COMPORTAMENTO TÉRMICO EM GRAVIDADE E MICROGRAVIDADE DE MINI TUBOS
DE CALOR DO TIPO FIOS-PLACAS

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

KLEBER VIEIRA DE PAIVA

Florianópolis, Fevereiro de 2007.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**COMPORTAMENTO TÉRMICO EM GRAVIDADE E MICROGRAVIDADE DE MINI TUBOS
DE CALOR DO TIPO FIOS-PLACAS**

KLEBER VIEIRA DE PAIVA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Márcia B.H. Mantelli, PhD. - Orientadora

Prof. Fernando Cabral, PhD. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edson Bazzo, Dr. - Presidente

Prof. Julio César Passos, Dr.

José Sérgio de Almeida, PhD –INPE

Fernando Henrique Milanez, Dr.

**Far and away the best prize that
life offers is the chance to work hard
at work worth doing.**

Theodore Roosevelt

**Aos meus pais, João e Zaira,
Aos meus familiares e amigos,
À minha esposa, Kamille,
por todo apoio e incentivo.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, João Tarcio de Paiva e Zaira L. Vieira de Paiva, pelo esforço e dedicação a fim de me darem uma ótima educação e por todo o suporte dado durante toda minha vida.

Aos meus familiares pelo apoio e incentivo.

À minha esposa Kamille, pela compreensão e companheirismo durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

A professora Márcia Mantelli por sua orientação, incentivo e por acreditar em minha capacidade.

Ao professor Augusto Buschinelli pelo incentivo e pela confiança em disponibilizar o uso do forno de alto vácuo. Ao Dr Rubens Nascimento pelo apoio e dedicação no desenvolvimento e aperfeiçoamento do processo de soldagem por difusão.

Aos amigos do Labsolar e demais laboratórios: Eduardo Ludgero, Eduardo (Labcet), Sr. Milton, Charles, Flávio, Carlos, Tiago Koga, João Destri, Samuel, Milanez, Geraldo, Wagner, Walber, Vanessas, Leonardo, José Edson, Jones, Kupka, Rangel, Matheus, Lopes, Jorge, Thomaz, Elaine, Camilo, Sylvio, Luis, Edevaldo, Tales, Michel, Cristiano, Carolina, Picanço, Sérgio, PC, Scussel, Alexandre, Rosângela, pelo apoio e incentivo na realização deste trabalho. Em especial gostaria de agradecer ao Dr. Raul Gohr e ao Ms. Marcelo Corrêa pela incansável força de vontade, pelas noites de trabalho incessante e por acreditar, sobretudo em uma missão quase impossível.

Ao professor Saulo Guths e ao Victor Bissoli Nicolau pelo apoio no desenvolvimento dos sistemas de aquisição dos foguetes de sondagem e pela fabricação das resistências elétricas.

Ao membro desta banca Dr. José Sérgio de Almeida pelo esforço e colaboração durante os testes de qualificação e aceitação do experimento MHP.

Aos amigos de turmas da graduação e pós-graduação, pelo apoio e estímulo no decorrer de cada semestre.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, Petrobrás, e Agência Espacial Brasileira pela concessão de bolsas de iniciação científica e mestrado e pelo apoio financeiro.

À Marta Carvalho Humamm e Loiva Lopes Calderan da AEB e ao engenheiro Flavio de Azevedo – IAE, pelo apoio e confiança do desenvolvimento dos experimentos em microgravidade.

Aos amigos do Programa Microgravidade Marcelo Sampaio, Heitor, Nasser, Anali, Rose, Aristides, Wagner, Antonieta, Petrus, Gilmara, prof. La Neve, pelo apoio e por acreditar na pesquisa espacial brasileira.

Ao empenho dos engenheiros e técnicos do INPE durante o período de testes de qualificação dos experimentos da Missão Centenário. A oportunidade disponibilizada pela AEB, CTA e INPE aos grupos de pesquisa das Universidades e Institutos foi ímpar. Não somente os pesquisadores, mas principalmente os estudantes envolvidos tiveram a oportunidade de conviver com todas as etapas de um lançamento espacial, de acompanhar a performance de seus experimentos num ambiente em muito diferente dos laboratórios a que estão acostumados, de resolver problemas inesperados com pouco tempo hábil. O convívio e interação com a equipe russa foram de extrema valia para os pesquisadores que pretendem continuar desenvolvendo projetos espaciais. Tudo isto foi em muito superior, em termos de aprendizagem técnica, a muitas das disciplinas pelas quais os estudantes têm que passar.

Ao Astronauta Marcos Pontes pela realização sem erros do experimento.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, através do POSMEC – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo suporte logístico para a execução dos trabalhos.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA TABELAS.....	xiv
SIMBOLOGIA	xv
RESUMO	xvii
ABSTRACT.....	xviii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 Panorama das atividades espaciais no Brasil.....	2
1.2 Motivação e objetivos.....	4
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Panorama histórico do desenvolvimento de tubos de calor.....	5
2.2 Microgravidade.....	10
2.2.1 Como criar microgravidade	10
2.2.2 Tubos de calor em ambientes de microgravidade	13
2.3 Mini tubos de calor	14
2.3.1 Definição	14
2.3.2 Processos de fabricação.....	15
2.3.3 Estudos teóricos	18
2.4 Desenvolvimento de mini tubos de calor no LABTUCAL	20
2.4.1 Soldagem por difusão	21
CAPÍTULO 3 - MODELO MATEMÁTICO	25
3.1 Introdução	25
3.2 Escoamento do fluido no mini-canal	25
3.3 Parâmetros geométricos	27
3.4 Hipóteses simplificadoras	29
3.5 Conservação da massa	30
3.6 Conservação da quantidade de movimento.....	30
3.7 Conservação da energia	32

3.8	Fatores de atrito da fase líquida e da fase vapor.....	33
3.9	Condições de contorno	37
3.10	Ângulo de contato	39
	CAPÍTULO 4 - ESTUDO EXPERIMENTAL	41
4.1	Introdução	41
4.2	Escolha das configurações do mini tubo de calor	41
4.3	Processo de fabricação de mini tubos de calor	42
4.3.1	Técnica de soldagem por difusão empregada	43
4.4	Bancada Experimental	48
4.5	Procedimento de carregamento dos mini tubos.....	51
4.5.1	Teste de vazamento	51
4.5.2	Carregamento e selamento	52
4.6	Testes	53
4.7	Missão Centenário – Experimento MHP	53
4.7.1	Procedimento experimental	58
4.8	Análise das incertezas experimentais	60
	CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
5.1	Introdução	61
5.2	Resultados teóricos.....	61
5.2.1	O efeito do ângulo de contato sobre o limite capilar	61
5.2.2	Distribuição de pressão e massa	63
5.2.3	Perfis de velocidade do líquido e do vapor	70
5.2.4	Espaçamento entre fios	74
5.2.5	Limite máximo de transferência de calor	75
5.3	Resultados experimentais em bancada	76
5.3.1	Volume de carregamento de fluido de trabalho	84
5.4	Resultados dos testes em microgravidade	86
5.5	Comparação dos resultados experimentais e teóricos	91
5.6	Comparação dos dados experimentais com os da literatura	96

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	98
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
APÊNDICE A - PARTICIPAÇÕES DO LABTUCAL NO PROGRAMA ESPACIAL	
BRASILEIRO	108
A.1 Panorama das atividades desenvolvidas.....	108
A.2 Apresentação do experimento sob microgravidade a bordo do foguete VSB-30	110
A.2.1 A missão	110
A.2.2 Objetivo do experimento em microgravidade.....	111
A.2.3 Descrição do experimento	112
A.2.4 Módulos PEM – 08 A e PEM – 08 B	112
A.2.5 Módulo PEM – 08 C – Sistema de aquisição de dados	114
A.2.6 Controle externo para testes.....	116
APÊNDICE B - ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MINI TUBO DE CALOR COM FIOS	117
APÊNDICE C - ANÁLISE DE INCERTEZAS	121
C.1 Incerteza na potência imposta	121
C.2 Incerteza na resistência térmica global experimental	124
C.3 Incerteza nas temperaturas medidas	125
C.4 Cálculo das incertezas experimentais.....	131

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Esquema de funcionamento de um tubo de calor.	6
Figura 2.2: Esboço de um CPL e CRYOTSU testado em 1998, ref. Nasa.....	8
Figura 2.3: Esquema de um LHP e o primeiro LHP testado em microgravidade, ref. Maidanik, 2004.	9
Figura 2.4: Torre de queda livre.	11
Figura 2.5: Seqüência de operações em vôos parabólicos.....	11
Figura 2.6: Foguete VS30; seqüência de lançamento, foguete TEXUS.....	12
Figura 2.7: Tipos de ranhuras – a) retangular; b) triangular; c) trapezoidal; d) retangular em silicone; e) estrela; f) quadrada.	16
Figura 2.8: Ranhuras extrudadas.	17
Figura 2.9: Ranhura através de fios entre placas metálicas.....	18
Figura 2.10: Mini tubos de calor com fios.	19
Figura 2.11: Placas de mini tubos de calor com ranhuras triangulares e sua seção transversal, ref. Mantelli et al, 2002.....	20
Figura 2.12: Estágios da soldagem por difusão no estado sólido, ref. Nascimento et al, 2002.	23
Figura 3.1: Canal de líquido do mini tubo de calor.	26
Figura 3.2: Geometria do menisco de líquido e seção transversal de um único canal do mini tubo.....	27
Figura 3.3: Volume de controle para conservação da massa.	30
Figura 3.4: Volume de controle para conservação da quantidade de movimento.....	31
Figura 3.5: Volume de controle para as equações de conservação da energia.....	32
Figura 3.6: Canal do vapor: a) seção do condensador; b) seção adiabática e c) seção evaporador.....	36
Figura 3.7: Raio máximo do menisco em função do ângulo de contato para vários diâmetros de fios.	38
Figura 3.8: Geometria do menisco de líquido no mini canal.....	39
Figura 3.9: Fotografia do menisco de líquido (tubo de cobre Ø 2,5 mm; água destilada).	40
Figura 4.1: Dimensões do mini tubo de calor.	42
Figura 4.2: Processo de montagem do mini tubo.	43
Figura 4.3: Esquema do princípio de funcionamento do dispositivo para aplicação de pressão.	43
Figura 4.4: Matrizes preparadas para o processo de soldagem.	44
Figura 4.5: Forno de alto vácuo.....	44

Figura 4.6: Distribuição de temperatura no processo de soldagem por difusão.	45
Figura 4.7: Esboço da montagem da primeira etapa, seção transversal e o mini tubo pronto.	46
Figura 4.8: Partes do mini tubo durante o processo de montagem.....	47
Figura 4.9: Mini tubo após a segunda etapa.	47
Figura 4.10: Seção transversal do mini tubo de calor.	48
Figura 4.11: Foto do aparato experimental em laboratório.....	48
Figura 4.12: Esboço da bancada experimental.	49
Figura 4.13: Localização dos termopares.....	50
Figura 4.14: Esquema de fixação dos termopares.	50
Figura 4.15: Montagem para a detecção de vazamento.	52
Figura 4.16: Procedimentos para de carregamento e selamento.....	52
Figura 4.17: Esboço do módulo MHP e módulo de vôo.	55
Figura 4.18: Localização dos termopares.....	56
Figura 4.19: Esboço do sistema de aquisição de dados.	56
Figura 4.20: Cartão de memória.....	57
Figura 4.21: Componentes do experimento MHP.	57
Figura 5.1: Efeito do ângulo de contato no limite capilar de um mini tubo de calor.	62
Figura 5.2: Figura de Mérito de alguns fluidos de trabalho.	63
Figura 5.3: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com água.....	64
Figura 5.4: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com acetona.	64
Figura 5.5: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com metanol.	65
Figura 5.6: Raio do menisco para o mini tubo carregado com água.	65
Figura 5.7: Raio do menisco para o mini tubo carregado com acetona.	66
Figura 5.8: Raio do menisco para o mini tubo carregado com metanol.	66
Figura 5.9: Área de líquido para o mini tubo carregado com água.....	68
Figura 5.10: Área de líquido para o mini tubo carregado com acetona.....	69
Figura 5.11: Área de líquido para o mini tubo carregado com metanol.....	69
Figura 5.12: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com água.....	71
Figura 5.13: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com acetona.	72
Figura 5.14: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com metanol.	73

Figura 5.15: Efeito da distância entre fios na máxima transferência de calor para um canal.	74
Figura 5.16: Efeito da distancia entre fios na máxima transferência de calor de um mini tubo.	75
Figura 5.17: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com água.....	76
Figura 5.18: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com acetona.	77
Figura 5.19: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com metanol.	77
Figura 5.20: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com água.....	78
Figura 5.21: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com acetona.	79
Figura 5.22: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com metanol.	79
Figura 5.23: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo vazio.	80
Figura 5.24: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com água.	81
Figura 5.25: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com acetona.....	81
Figura 5.26: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com metanol.....	82
Figura 5.27: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com água e posição do termopar.	82
Figura 5.28: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com acetona. ...	83
Figura 5.29: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com metanol. ...	83
Figura 5.30: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de água destilada. ...	85
Figura 5.31: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de acetona.....	85
Figura 5.32: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de metanol.....	86
Figura 5.33: Comparação entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.	87
Figura 5.34: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.	88
Figura 5.35: Comparação entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3ml.	89
Figura 5.36: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3 ml.	89

Figura 5.37: Distribuição de temperaturas experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.	90
Figura 5.38: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3 ml.	90
Figura 5.39: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com água.	92
Figura 5.40: Resultados comparativos entre a capacidade máxima de transferência de calor experimental e teórica.	93
Figura 5.41: Resultados comparativos entre a capacidade máxima de transferência de calor experimental e teórica para três ângulos de inclinação.	94
Figura 5.42: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com acetona.	95
Figura 5.43: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com metanol.	95
Figura A.1: Experimento sobre o “prato” do foguete VS30.	108
Figura A.2.: Experimento para a repetição do vôo Cumã I.	109
Figura A.3: Espalhador de calor.	109
Figura A.4: Foguete VSB-30.	111
Figura A.5: Módulos PEM – 08 – Mini tubos de calor e controle para testes.	112
Figura A.6: PEM – 08 A.	113
Figura A.7: Esquema da seção do condensador e fixação dos tubos.	113
Figura A.8: PEM -08 A– Posição dos termistores.	114
Figura A.9: PEM – 08 C.	115
Figura A.10: Caixa de controle para testes e recarregamento das baterias	116
Figura B.1: Geometria do menisco de líquido do mini tubo de calor.	117
Figura C.1: Processo de calibração.	125
Figura C.2: Tendência para cada canal de termopar.	126
Figura C.3: Repetitividade para cada canal de termopar.	127
Figura C.4: Erro máximo – TD – RE.	128
Figura C.5: Erro máximo – TD + RE.	128
Figura C.6: Tendência para cada canal de termopar.	129
Figura C.7: Repetitividade para cada canal de termopar.	129
Figura C.8: Erro máximo – TD – RE.	130
Figura C.9: Erro máximo – TD + RE.	130

LISTA TABELAS

Tabela 2.1: Mini tubos de calor desenvolvidos pelo Labsolar/NCTS.	21
Tabela 4.1: Característica dos mini tubos.	47
Tabela 4.2: Ciclos de operação em microgravidade.	58
Tabela 4.3: Tempo de duração dos ciclos 1 e 3.	58
Tabela 4.4: Tempo de duração dos ciclos 2 e 4.	58
Tabela 5.1: Ângulos de contatos utilizados neste estudo.	62
Tabela 5.2: Classificação dos tubos de calor.	67
Tabela 5.3: Volume de carregamento do mini tubo.	84
Tabela 5.4: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os mini tubos com acetona e metanol.	95
Tabela 5.5: Comparação da máxima transferência de calor entre tubo com geometrias distintas.	96
Tabela A.1: Descrição dos equipamentos.	112
Tabela C.1: Incertezas experimentais para o experimento em laboratório.	131
Tabela C.2: Incertezas experimentais para o experimento em microgravidade.	131
Tabela C.3: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,5 ml – $T_{\text{banho}} = 40^{\circ}\text{C}$	131
Tabela C.4: Incertezas experimentais para o mini tubo – acetona -0,4 ml – $T_{\text{banho}} = 40^{\circ}\text{C}$. .	132
Tabela C.5: Incertezas experimentais para o mini tubo – metanol -0,4 ml – $T_{\text{banho}} = 40^{\circ}\text{C}$. .	132
Tabela C.6: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,5 ml – Microgravidade. .	132
Tabela C.7: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,3 ml – Microgravidade. .	132

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

A	área;	$[m^2]$
$A_{C,l}$	área da seção transversal do líquido	$[m^2]$
$A_{C,v}$	área da seção transversal do líquido	$[m^2]$
Bo	número de Bond;	
$f_l Re_l$	número de Poiseuille;	-
F_m	Figura de mérito;	$[W/m^2]$
f_l	Fator de atrito do líquido	
f_v	Fator de atrito do vapor	
H	altura do triângulo;	$[m]$
h_{lv}	calor latente de vaporização;	$[kJ/kg]$
g	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
k	condutividade térmica;	$[W/mK]$
ρ	perímetro;	$[m]$
P	pressão;	Pa
Q	taxa de calor;	$[W]$
q''	fluxo de calor;	$[W/m^2]$
R	resistência térmica;	$[^{\circ}C/W]$
Re	número de Reynolds;	
r_m	raio do menisco;	$[m]$
R_w	raio do fio;	$[m]$
T	temperatura;	$[^{\circ}C]$
u_l	velocidade do líquido;	$[m/s]$
u_v	velocidade do vapor;	$[m/s]$
w	espaçamento entre fios;	$[m]$
W	largura do triângulo;	$[m]$

Alfabeto Grego

Ψ	fator de forma;	-
ξ	parâmetro geométrico adimensional;	-
μ_l	viscosidade do líquido;	$[kg/ms]$
μ_v	viscosidade do vapor;	$[kg/ms]$
ρ_l	massa específica do líquido;	$[kg/m^3]$
ρ_v	massa específica do vapor;	$[kg/m^3]$
σ	tensão superficial;	$[N/m]$
α	ângulo de contato;	$[^{\circ}, rad]$
β_1	Metade do ângulo de contato do arco entre o líquido e o fio	$[^{\circ}, rad]$
β_2	Metade do ângulo de abertura do menisco	$[^{\circ}, rad]$
τ	tensão de cisalhamento;	$[N/m^2]$
ϕ	diâmetro ;	$[m]$
μG	microgravidade;	$[m/s^2 \times 10^{-6}]$

Índices

a	seção adiabática;
amb	ambiente
c	condensador
cap	capilar;
e	evaporador;
ex	experimental
h	hidráulico;
i	interface;

l	líquido;
m	menisco
max	máximo;
med	médio;
ope	operação;
sat	saturado;
teo	teórico
v	vapor;
vc	volume de controle;
w	fio;

Siglas

AEB	Agência Espacial Brasileira;
FM	Módulo de vôo
ISS	International Space Station (Estação Espacial Internacional);
MCENT	Missão Centenário
MHP	Mini tubos de calor;
MIR	Estação Espacial Russa
INPE	Instituto de Pesquisas Espaciais
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LMP	Laboratório de Mecânica de Precisão

RESUMO

Neste trabalho propõe-se o estudo experimental e teórico de mini tubos de calor, fabricados a partir de fios de cobre roliços, e soldados por difusão a placas de cobre planas, por um processo de fabricação desenvolvido pelo Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) em conjunto com o Laboratório de Soldagem desta universidade.

Uma revisão bibliográfica sobre o estado da arte em mini tubos de calor é apresentada. Baseado em um trabalho da literatura, foi desenvolvido um modelo matemático unidimensional para a previsão da máxima capacidade de transporte de calor do dispositivo. Os resultados dos modelos matemáticos foram comparados com resultados experimentais obtidos a partir de testes em ambiente de gravidade, conduzidos no laboratório e, em microgravidade, testados na Estação Espacial Internacional (ISS). Nos testes de laboratório, três fluidos de trabalho foram utilizados: água destilada, metanol e acetona, enquanto que na ISS, apenas água destilada foi utilizada.

Este trabalho apresenta uma série de contribuições para o estado da arte em mini tubos de calor, sendo as principais: desenvolvimento de metodologia de fabricação dos dispositivos; desenvolvimento de modelo matemático que permitiu a análise da influência de parâmetros no seu desempenho térmico e resultados de testes do dispositivo em ambiente de microgravidade, inéditos no mundo.

Nos mini tubos de calor desenvolvidos neste trabalho, o bombeamento do fluido de trabalho do condensador ao evaporador se dá pelo efeito de capilaridade, devido às pequenas ranhuras que se formam entre os fios e as chapas. Estudos mostraram que um dos principais desafios no presente desenvolvimento é a determinação da quantidade adequada de fluido de trabalho, necessária para a perfeita operação do mini tubo. Outro parâmetro de grande influência é o ângulo de contato entre fluido e parede (metal). Procedimentos de medição deste ângulo são também discutidos neste trabalho.

Os testes em microgravidade dos mini tubos de calor foram financiados pela Agência Espacial Brasileira (AEB) e fazem parte da Missão Centenário, que culminou no lançamento da nave russa Soyuz em abril de 2006 para testes a bordo da Estação Espacial Internacional (ISS) realizados pelo Cel. Av. Marcos Pontes.

ABSTRACT

This work presents a theoretical and experimental analysis of a mini heat pipe fabricated with cylindrical wires welded by diffusion process to two flat copper plates, developed at Heat Pipe Laboratory (Labtucal) in partnership with Welding Laboratory.

A literature review of the state-of-art of mini heat pipe is presented. Based on a literature study, an one dimensional mathematical model, used to predict the maximum heat transfer capacity, was developed. The theoretical results were compared with the results of the experimental investigation under gravity conditions, conducted in both laboratory and in microgravity conditions, at International Space Station (ISS). In the laboratory, three different working fluids were tested: distilled water, acetone and methanol, while, at the ISS just distilled water was used.

The main contributions of this work are: development of a mini heat pipe fabrication methodology; development of an analytical model to predict the maximum heat transfer capacity and the optimum design parameters; and the tests under microgravity conditions, unknown for this kind of device in the world.

The working fluid is pumped from condenser to the evaporator sections by means of capillary effect provided by the edges formed between the wires and the flat copper plates. Some studies presented in this work demonstrate that one of the main challenges in the mini heat pipe development is the determination of the accurate volume of working fluid to be used. The contact angle is other design parameter that can affect significantly the maximum heat transfer capacity. Contact angle measurement procedures are also discussed in this work.

The mini heat pipe tests under microgravity conditions were supported by Brazilian Space Agency (AEB) in the Centenário Mission. The tests were conducted at International Space Station by Cel Av. Marcos Pontes on April of 2006.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Possivelmente a eletrônica seja a área que experimentou o maior desenvolvimento tecnológico no último século. As indústrias tentam atender às exigências do mercado que demanda pelo consumo de produtos eletrônicos leves, compactos e de aparência agradável, como se observa em telefones celulares, máquinas fotográficas digitais, filmadoras digitais, “palm tops”, etc. O desenvolvimento da tecnologia de computadores pode ser tomado como exemplo. Há poucas décadas, um computador com pequena capacidade de processamento de dados podia ocupar um prédio de dimensões consideráveis. Hoje, têm-se, a preços populares, computadores portáteis de grande velocidade e capacidade de processamento. Este progresso foi possível devido ao desenvolvimento tecnológico dos componentes eletrônicos, que se tornaram menores e mais eficientes. Porém, como os componentes dissipam calor, a sua miniaturização trouxe como consequência problemas para efetuar a dissipação de calor, que provocam o super-aquecimento dos equipamentos, prejudicando o seu funcionamento. Novas tecnologias são necessárias para a solução de problemas térmicos, que no passado seriam facilmente resolvidos com o uso de dissipadores acoplados a ventiladores. Cita-se o caso dos grandes fabricantes de processadores eletrônicos, que hoje investem mais em tecnologias de resfriamento de seus componentes do que em pesquisas que resultem no aumento das capacidades de processamento.

Métodos convencionais de dissipação de calor em componentes eletrônicos são frequentemente usados em aplicações em que o tamanho e o consumo de potência não são restritivos. Técnicas de controle térmico e refrigeração tipicamente utilizam o efeito da condução através de dissipadores de calor aletados, em conjunto com convecção forçada obtida através de ventiladores. Este método usual de controle térmico é limitado em termos de capacidade de refrigeração, além de apresentar restrições de massa e tamanho em diversas aplicações. Significativos esforços têm sido dirigidos na solução destes problemas, para o desenvolvimento de métodos alternativos para a dissipação efetiva de excesso de energia térmica.

A necessidade de miniaturização de componentes eletrônicos é especialmente observada na área espacial, onde o custo de lançamento de veículos espaciais é uma função exponencial da massa do veículo espacial a ser lançado. Na época da guerra fria, onde grande parte dos satélites eram militares, o custo do programa espacial, financiado pelos governos das grandes potências, não era um fator tão importante. Hoje, porém, boa parte dos satélites lançados tem fins comerciais e as empresas que os fabricam e lançam ao espaço visam principalmente ao lucro.

O controle térmico de componentes eletrônicos no espaço é um problema mais complicado do que em terra, uma vez que neste ambiente existe vácuo, impossibilitando a dissipação do calor por convecção. Na realidade, de uma maneira simplista, pode-se definir um satélite como uma caixa que aloja um grande número de equipamentos eletrônicos, os quais necessitam ser mantidos a níveis de temperatura controlada para seu perfeito funcionamento. Estes níveis de temperatura variam desde temperaturas criogênicas, no caso de sensores de atitude de satélites, passando por temperaturas convencionais de operação de componentes eletrônicos, ou seja, de -20 a 50°C, até equipamentos colocados dentro da Estação Espacial Internacional (ISS) que podem operar, em casos específicos, em níveis de até 60° C. Normalmente, os equipamentos encontrados nos veículos espaciais possuem pequenas dimensões, pouca massa e dissipam uma carga térmica de pequena a média intensidade em W, a qual deve ser corretamente dissipada para que não altere o desempenho do equipamento.

A tecnologia de micro e mini tubos de calor pode ser uma alternativa eficiente para atender às demandas de controle térmico em veículos espaciais. Seu princípio de construção e funcionamento se assemelha ao dos tubos de calor convencionais, conforme descrito adiante neste texto.

A proposta do presente trabalho é o estudo teórico e experimental de mini tubos de calor, desenvolvidos com o emprego de um processo de soldagem inédito para esta aplicação. Os mini tubos utilizados nos testes desenvolvidos foram inteiramente fabricados nos laboratórios do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Eles são constituídos a partir de um sanduíche de chapas e fios de cobre formando 9 mini tubos em paralelo, que funcionam de maneira conjunta no transporte de calor de um extremo ao outro do dispositivo.

1.1 Panorama das atividades espaciais no Brasil

A Política Nacional de Desenvolvimento das Atividades Espaciais (PNDAE) , instituída pelo Decreto n.º 1.332, de 8 de dezembro de 1994, estabelece objetivos e diretrizes a serem alcançados nos programas e projetos nacionais relativos à área espacial, com destaque para o Programa Nacional de Atividades Espaciais (PNAE), que tem por objetivo capacitar o país para desenvolver e utilizar tecnologias espaciais na solução de problemas nacionais e em benefício da sociedade brasileira, contribuindo para a melhoria da qualidade de vida, por meio da geração de riqueza e oferta de empregos, do aprimoramento científico, da ampliação da consciência sobre o território e melhor percepção das condições ambientais.

Dentre as prioridades do PNAE destaca-se o desenvolvimento de Missões Científicas e Tecnológicas. Uma missão espacial pode-se classificar como científica, quando envolve

experimentos científicos efetuados e embarcados em plataformas – satélites, foguetes de sondagem, veículos lançadores de satélites, plataformas orbitais recuperáveis ou balões – capazes de operar na alta atmosfera (estratosfera e camadas superiores) ou no espaço. Por outro lado, uma missão pode-se caracterizar como tecnológica se for desenvolvida para testar, no espaço, o desempenho de novos componentes, subsistemas e sistemas espaciais.

O objetivo das missões científicas e tecnológicas, previstas no PNAE 2005-2014, é oferecer meios para realizar, nos ambientes orbitais e suborbitais, experimentos de reconhecido mérito, e que, adicionalmente, criem oportunidades para o envolvimento de novos grupos universitários nas atividades espaciais brasileiras.

As condições de microgravidade são propiciadas por vôos orbitais e suborbitais, tais como os realizados por foguetes de sondagem, plataformas orbitais recuperáveis, balões estratosféricos de longa duração e a bordo da Estação Espacial Internacional. Estas condições permitem a realização de experimentos nas áreas de biotecnologia, fabricação de medicamentos, fisiologia humana, combustão, aperfeiçoamento dos processos de geração de energia na Terra, e materiais, incluindo processos de produção de semicondutores, vidros, ligas metálicas e cerâmicas, entre outras.

O Programa Microgravidade da Agência Espacial Brasileira compreende a divulgação regular de oportunidades, mediante chamadas públicas e editais, para realização de experimentos nos ambientes de microgravidade, proporcionados por foguetes de sondagem brasileiros e, também na quota alocada ao Brasil na Estação Espacial Internacional. O Programa é desenvolvido em regime de colaboração entre a AEB, INPE, IAE/CTA e Academia Brasileira de Ciências – ABC – e conta com a participação das universidades brasileiras.

Neste contexto, atendendo às chamadas de projetos em anúncios de oportunidade da AEB, o Laboratório de Tubos de Calor teve os seguintes projetos aprovados: 1º Anúncio de Oportunidades - Micro tubos de calor para controle térmico de componentes eletrônicos de satélites; 2º Anúncio de Oportunidades - Espalhadores de calor para resfriamento de componentes eletrônicos em satélites; Missão Centenário - ISS – Mini tubos de calor. Destes projetos o relativo ao experimento na ISS foi concluído com sucesso. Outros experimentos serão testados como o segundo anúncio de oportunidades, sem data prevista para lançamento, e ainda haverá a repetição do vôo do primeiro anúncio de oportunidades em abril de 2007. Maiores detalhes são apresentados no Apêndice A.

1.2 Motivação e objetivos

Tubos de calor são dispositivos empregados na transferência eficiente de calor, mesmo quando sujeitos a pequena diferença de temperatura. São de simples fabricação e, portanto, de custo reduzido, quando a sua geometria é favorável. Porém, à medida que seu tamanho se reduz, a complexidade de fabricação aumenta, aumentando o seu custo. O Laboratório de Tubos de Calor, dentre as suas linhas de pesquisa, tem desenvolvido dispositivos para o controle de temperatura de equipamentos que apresentam fluxos de calor concentrados, os mini tubos de calor. A grande vantagem do dispositivo desenvolvido é a sua relativa facilidade de fabricação e baixo custo, além de apresentar grande capacidade de transporte de calor. Este dispositivo se mostrou bastante eficiente em ambiente terrestre, com gravidade. Além disto, apresentou grande potencial para ser empregado em veículos espaciais em ambiente de microgravidade. Os projetos aprovados pela AEB permitiram a verificação do funcionamento destes dispositivos em microgravidade.

Assim, o objetivo principal do presente trabalho é o desenvolvimento da tecnologia de mini tubos de calor relativa a dispositivos fabricados a partir de chapas e fios de cobre, soldados por difusão. Para isto, um modelo matemático que determina a máxima capacidade de transporte de calor foi desenvolvido. Diversas configurações do dispositivo foram fabricadas e testadas em laboratório. Algumas destas configurações foram também testadas em ambiente de microgravidade a bordo da Estação Espacial Internacional (ISS). Os modelos desenvolvidos foram comparados com os dados experimentais obtidos. Este trabalho está apresentado na ordem mostrada a seguir.

No Capítulo 2, uma revisão bibliográfica é apresentada, mostrando o estado da arte dos mini tubos de calor e identificando as principais contribuições dos pesquisadores nesta área.

No Capítulo 3, é descrito o modelo matemático baseado no estudo desenvolvido por Wang e Peterson (2002) e Launay et al (2004a) para a determinação do limite máximo de transferência de calor em um mini tubo de calor com tecnologia fios-chapas.

No Capítulo 4, estão apresentadas: a montagem experimental da bancada para testes em laboratório e do módulo experimental testado em ambiente de microgravidade a bordo da Estação Espacial Internacional.

No Capítulo 5, são mostrados os dados experimentais e a comparação dos mesmos com os dados obtidos com o modelo matemático.

Por fim, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões relativas a este trabalho, bem como propostas para futuros trabalhos nesta área.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos diversos temas abordados neste trabalho. Inicialmente, será apresentado um panorama histórico do desenvolvimento de tubos de calor no mundo. Em seguida será apresentada uma revisão sobre o tema microgravidade, mostrando as diversas maneiras de obtê-la e a sua influência sobre o funcionamento de tubos de calor. Depois, será apresentada uma revisão sobre mini tubos de calor e as tecnologias desenvolvidas para a sua fabricação. Finalmente será contextualizado o presente trabalho no cenário de pesquisa e desenvolvimento no mundo.

2.1 Panorama histórico do desenvolvimento de tubos de calor

A patente de A.M. Perkins e J. Perkins de 1831 é o primeiro registro oficial de tubos termossifões monofásicos. Esta patente descreve o funcionamento do dispositivo até então intitulado tubo Perkins, que era composto basicamente por um tubo hermético carregado com um fluido de trabalho, que acoplava termicamente uma fornalha a um tanque de água, proporcionando o aquecimento indireto da água no tanque através da circulação da água sem mudança de fase no interior do tubo. Segundo Dunn e Reay (1994), este aquecedor de tubos herméticos esteve em produção por mais de 100 anos, em escala comercial. Em 1929, F.W. Gay obteve uma patente sobre um dispositivo similar ao tubo Perkins, carregado com uma pequena quantidade de água e operando em um ciclo de mudança de fase, posicionado verticalmente, com o evaporador abaixo do condensador. Este dispositivo, agora conhecido como termossifão, estabeleceu as bases para que mais tarde se pudesse desenvolver o dispositivo que é conhecido hoje como tubo de calor.

O conceito da utilização de uma estrutura capilar, como parte de um dispositivo passivo de transferência de calor bifásico, capaz de transferir quantidades significativas de calor com a mínima diferença de temperatura, foi introduzido primeiramente por Gaugler, em 1944, conforme referenciado por Peterson (1994). Contudo, o estágio de desenvolvimento tecnológico da época não permitiu um emprego imediato do dispositivo, ficando “esquecido” por duas décadas. O conceito de tubo de calor renasceu, conectado ao desenvolvimento do programa espacial americano, por Trefethen, em 1962, e também em forma de patente requerida por Wyatt, em 1963. Em 1964, Grover e seus colaboradores do Laboratório Científico de Los Alamos – EUA publicaram os resultados de estudos experimentais de um tubo de calor carregado com água, que foi descrito como: *“Within certain limitations on the manner of use, a heat pipe may be regarded as a synergistic engineering structure which is*

equivalent to a material having a thermal conductivity greatly exceeding that of any known metal”, conforme relata Peterson (1994).

Um tubo de calor consiste tipicamente de um invólucro (em geral, um tubo cilíndrico) com as extremidades seladas e com uma estrutura capilar no seu interior. Este tubo é evacuado e preenchido com um fluido de trabalho, em quantidade suficiente para saturar por completo a estrutura capilar. Uma vez que tubos de calor operam em um ciclo bifásico fechado e que apenas o líquido e vapor puro estão presentes dentro do mesmo, o fluido de trabalho permanece em condições de saturação quando sua temperatura de funcionamento se mantém entre o ponto triplo e o ponto crítico. Um tubo de calor possui três regiões: um evaporador, um condensador e uma região adiabática. Quando o calor é imposto ao evaporador, o fluido contido na estrutura capilar desta região é aquecido até vaporizar. Com o aumento da pressão de vapor no evaporador, o vapor escoar em direção ao condensador. A remoção de calor nesta região faz com que o fluido condense, liberando o calor latente de vaporização. As forças capilares existentes na estrutura capilar bombeiam o fluido ali presente de volta ao evaporador, fechando assim um ciclo. A Figura 2.1 ilustra o princípio de funcionamento de um tubo de calor.

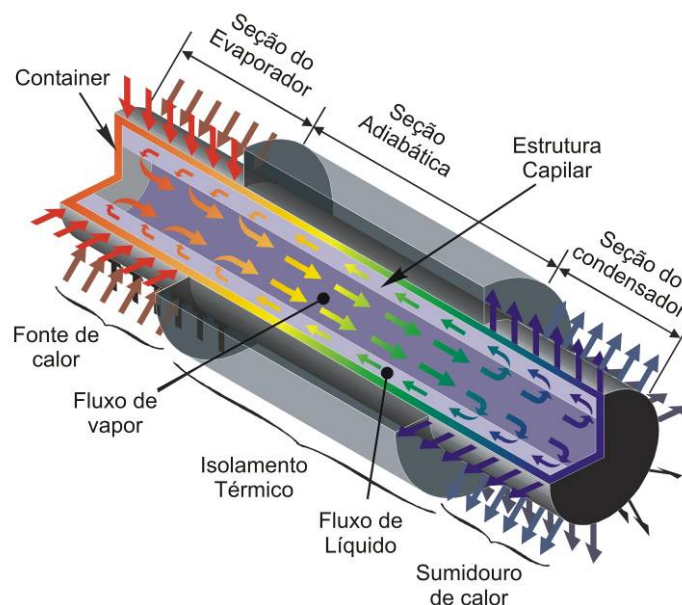


Figura 2.1: Esquema de funcionamento de um tubo de calor.

Em 5 de abril de 1967, o primeiro teste com tubos de calor em “gravidade zero” foi realizado por um grupo de engenheiros do Laboratório Científico de Los Alamos (Monti, 2002). Este primeiro teste bem sucedido superou as expectativas iniciais e se tornou, para os projetistas da época, a nova tecnologia para solucionar o problema de controle de temperatura em naves espaciais. Deste então, cada vez mais naves espaciais dependem de

tubos de calor para controle de temperatura de componentes individuais, de equipamentos mais complexos ou da estrutura. Podem-se citar os seguintes exemplos de satélites do programa americano onde tubos de calor foram empregados para o controle de temperatura: ARS-E, OAO, ATS F&G. Mais recentemente, em 1996, três tubos de calor confeccionados pelo laboratório Los Alamos e carregados com metal líquido foram usados a bordo da nave espacial Endeavor, segundo dados do arquivo do Los Alamos National Laboratory, EUA. Hoje em dia, tubos de calor são empregados na maioria dos satélites, incluindo os do programa espacial brasileiro como os desenvolvidos em conjunto com a China, os CBERS.

As altas taxas de transferência de calor, a baixa diferença de temperatura através do tubo, a diversidade e variedade de formas e tamanhos de evaporadores e condensadores são característica que permitem que tubos de calor sejam empregados em diversas áreas da engenharia, solucionando problemas de controle de temperatura e dissipação de calor.

Porém, o desenvolvimento de aplicações terrestres para tubos de calor não teve a mesma velocidade. Em 1968, o laboratório de Los Alamos desenvolveu um tubo de calor para controle de temperatura de transistores usados em transmissores aeronáuticos. Provavelmente esta foi a primeira aplicação comercial de tubos de calor (Monti, 2002).

Tubos de calor podem ser projetados para operarem entre determinadas faixas de temperatura que variam de temperaturas criogênicas (5 a 100K) até níveis de temperaturas onde se empregam metais líquidos como fluidos de trabalho (800 a 4000 K). Estes dispositivos têm sido empregados para os mais diversos fins, que vão desde o controle de temperatura em oleodutos no Alasca, até o controle térmico de componentes eletrônicos, tais como semicondutores de alta performance.

Com a intenção de melhorar a performance dos tubos de calor, em 1966, Stenger foi o primeiro a propor o conceito de circuitos de bombas capilares (capillary pumped loops – CPL) nos laboratórios do *NASA Lewis Research Center*. Foi somente a partir da década de 80 que o dispositivo criado por Stenger passou a ser intensivamente investigado para solucionar os problemas de transferência de calor em satélites e naves espaciais. CPLs são dispositivos de controle térmico considerados confiáveis e podem ser empregados para o controle de temperatura e para dissipação de calor em satélites e estruturas em geral. Estes dispositivos operam de forma passiva, sendo que o fluido de trabalho circula pelo circuito pela ação de forças capilares geradas pelo elemento poroso presente na seção do evaporador, que é responsável por bombear o condensado da seção do condensador para a seção do evaporador. Um CPL é basicamente constituído das seguintes partes: evaporador capilar (responsável por gerar força capilar necessária para o movimento do fluido), condensador, reservatório (para o controle das pressões internas do CPL), uma linha de

líquido e outra de vapor. A Figura 2.2 apresenta um desenho esquemático de um CPL e a fotografia de um dispositivo testado em órbita em 1998.

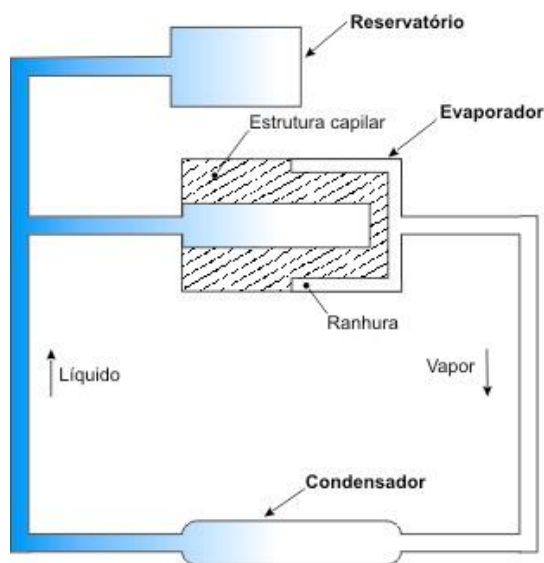


Figura 2.2: Esboço de um CPL e CRYOTSU testado em 1998, ref. Nasa

As vantagens principais de um CPL, quando comparado a um tubo de calor convencional são duas: separação do escoamento das fases líquido – vapor e a presença de estrutura capilar apenas na região do evaporador. Em um tubo de calor convencional a estrutura capilar está ao longo de toda a parede interna do tubo, bem como o escoamento do vapor está em contra fluxo com a fase líquida, proporcionando assim, forças de arrasto que prejudicam a performance térmica do dispositivo. Em contrapartida, as principais vantagens do tubo de calor são também duas: facilidade da sua partida de operação (*start up*), uma vez que em um CPL há a necessidade de pré – aquecer o reservatório de líquido para que o dispositivo comece a operar devidamente e a maior facilidade e conseqüentemente menor custo de fabricação. Aplicações de CPLs podem ser observados em satélites como o EOS (*Earth Observing System*), dispositivos de exploração como *Mars Surveyor* e até mesmo no Telescópio *Hubble*. Há poucos registros de uso de CPLs em aplicações industriais.

Dentro da família de dispositivos dos tubos de calor, encontram-se os *Loop Heat Pipes* (LHP). Desenvolvidos na década de 80, na então União Soviética, estes dispositivos foram apresentados como uma atualização da bomba capilar (CPL), onde o reservatório é construído acoplado diretamente ao evaporador. A primeira patente européia e americana de um LHP foi requerida por Maidanik, em 1985, e o primeiro teste em microgravidade foi realizado em uma nave russa *Gorizont*, em 1989, (Maidanik, 2004). A Figura 2.3 apresenta um desenho esquemático deste dispositivo e uma fotografia do primeiro LHP testado em microgravidade.

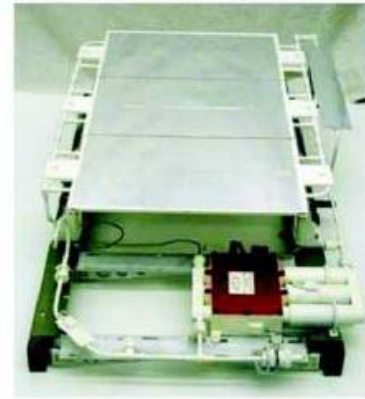
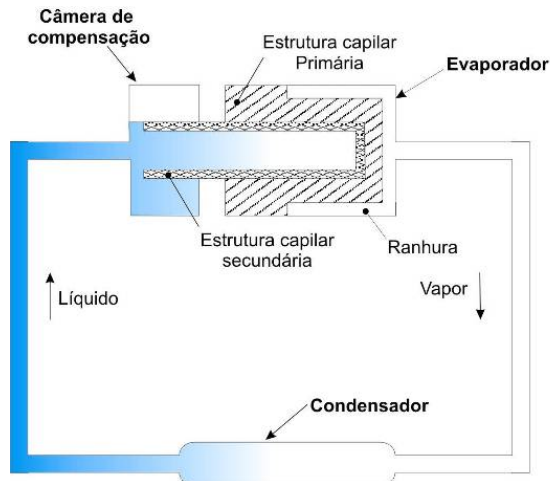


Figura 2.3: Esquema de um LHP e o primeiro LHP testado em microgravidade, ref. Maidanik, 2004.

A principal diferença entre um CPL e um LHP está na localização do reservatório. Enquanto que em um CPL o reservatório está localizado externamente ao evaporador, em um LHP, ele está inserido no evaporador. Esta união fez com que tanto o evaporador quanto o reservatório estejam acoplados hidráulica e termicamente através de um canal, em que é inserida uma estrutura capilar, denominada estrutura capilar secundária. Esta interconexão também torna possível a descarga de qualquer gás não condensável gerado no núcleo do evaporador para o reservatório. A ligação capilar também torna possível o bombeamento do líquido do reservatório para a seção do evaporador, assegurando que a estrutura capilar principal estará molhada durante o início do funcionamento do tubo (*start up*), no regime de operação transiente e permanente.

LHP são dispositivos de transferência de calor muito versáteis e têm sido utilizados no controle de temperatura de muitos satélites comerciais de comunicação: ICESAT, AURA, SWIFT, GOES, em naves espaciais e satélites da NASA (ICESat) e nas naves espaciais russas Granat e Obzor.

Apesar do fato de CPLs e LHPs terem sido usados com sucesso, em algumas naves espaciais, alguns fenômenos que podem afetar a performance térmica destes dispositivos não foram completamente resolvidos como: a geração de gases não condensáveis, a dinâmica da geração de bolhas e o comportamento bifásico na estrutura capilar do evaporador, sob condições de microgravidade.

Atualmente, os LHPs estão sendo mais utilizados em satélites do que os CPLs. Porém, apesar de todas estas variações de tecnologia, os tubos de calor convencionais continuam sendo empregados em aplicações espaciais isoladas ou, em conjunto, com os novos dispositivos.

2.2 Microgravidade

Há mais de 300 anos, o grande cientista inglês Sir Isaac Newton publicou em seu estudo intitulado *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica* a Lei da Gravitação Universal e as três leis que descrevem o movimento de objetos. Esta importante descoberta descrevia matematicamente as forças universais da gravitação e relacionava a força capaz de fazer uma maçã cair com a força que mantém os planetas em suas órbitas. A partir desta descoberta vários fenômenos físicos da natureza foram relacionados à força da gravidade, como o empuxo relatado por Arquimedes.

Por aproximadamente quase um século, a curiosidade foi a principal motivação para o estudo da ausência de gravidade em fenômenos físicos. Pode-se citar a tentativa de explicar qual seria a forma de um líquido em um vasilhame na falta da gravidade; a tentativa de explicar a forma de gotas de chuva caindo em queda livre, ou ainda o processo de produção de balas de chumbo em torres de queda livre, no início de século dezanove, segundo relata Monti (2002).

Contudo, no começo da década de 60, com o início da corrida espacial, o foco dos estudos a respeito da forma de líquidos mudou radicalmente e vôos espaciais foram sendo realizados com o propósito de entender os efeitos da ausência de gravidade sobre o homem e em fenômenos físicos, principalmente relacionados à mecânica dos fluidos.

2.2.1 Como criar microgravidade

Só existem duas maneiras de se diminuir a força da gravidade, segundo os conceitos estabelecidos por Newton. A primeira é afastar o máximo possível dois corpos, pois segundo Newton, toda massa no universo atrai qualquer outra massa. Esta força atrativa entre dois corpos é inversamente proporcional ao quadrado da distância que os separa.

A segunda maneira, a mais viável e utilizada, é tentar anular a força da gravidade por meio do princípio da queda livre. Por exemplo, em uma órbita circular, a aceleração de uma nave espacial (radial em direção à Terra) produz uma força centrífuga que deve ser suficiente apenas para anular a atração gravitacional da Terra, mantendo a nave espacial na mesma distância, em relação ao centro da Terra.

Na prática, microgravidade pode ser alcançada através dos seguintes meios: torres de queda livre, vôos parabólicos, foguetes de sondagem, satélites e plataformas espaciais (Rogers et al, 2001). Estes procedimentos são diferenciados entre si pelo nível, tempo e custo de microgravidade.

O primeiro e mais antigo deles é o método das torres de queda livre que geralmente são construídas em minas desativadas ou em plataformas. O experimento a ser testado é

lançado dentro de tubos evacuados, cuja altura varia de 100 a 200 metros e cujo diâmetro varia de 50 cm a 6 m. Porém, o tempo de microgravidade obtido é muito curto, variando entre 2 a 10 s com nível de aceleração da gravidade em torno de $10^{-5} g$ (ver Figura 2.4).



Figura 2.4: Torre de queda livre.

Aviões em vôos parabólicos podem proporcionar apenas níveis baixos de microgravidade, os quais variam em torno de $1,0 \times 10^{-3} g$, por não mais do que 25 segundos. Embora aviões não consigam atingir condições de microgravidade tão boas quanto as torres de queda livre, (pois nunca estão completamente em queda livre) eles apresentam um tempo maior de microgravidade, além de possibilitar a interação de pesquisadores com o experimento, durante a realização dos testes (ver Figura 2.5).

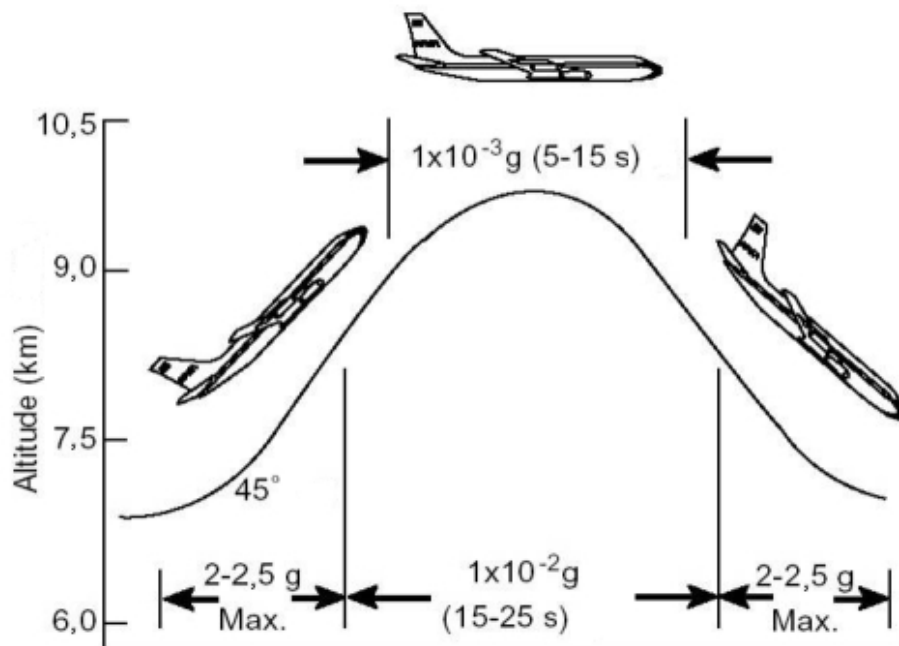


Figura 2.5: Seqüência de operações em vôos parabólicos.

Os dois métodos acima mencionados são os mais baratos e acessíveis e são usados mais para testar idéias, do que para realizar medidas quantitativas de qualidade.

Geralmente, são usados para qualificar equipamentos e experimentos que serão posteriormente testados em satélites, foguetes suborbitais ou em estações espaciais.

Foguetes de sondagem representam um terceiro método de se criar microgravidade. São lançados de forma a descrever uma trajetória suborbital parabólica com altitudes em torno de 100 km. O período de microgravidade varia entre 4 a 15 minutos, conforme a capacidade do foguete e apresenta um nível de 10^{-6} g. A NASA tem empregado muitos foguetes de sondagem para testes de experimentos em microgravidade. Os primeiros foguetes receberam a designação de SPAR (*Space Processing Application Rocket*) e atuaram de 1975 a 1981 realizando experimentos de mecânica dos fluidos, escoamento capilar, difusão de líquidos entre outros. A Agência Espacial Européia (ESA) em cooperação com a Agência Espacial Americana (NASA) desenvolveu uma plataforma para a realização de testes, denominada TEXUS (*Technologische Experimente unter Schwerelosigkeit*), onde foram realizados 39 vôos de 1997 a 2001 para testar e qualificar experimentos (ver Figura 2.6). Estas plataformas foram lançadas a partir de foguetes suborbitais.

Os foguetes de sondagem, ainda hoje, continuam sendo usados para testes com experimentos em microgravidade, apesar das construções das estações espaciais, devido principalmente ao fato de aliarem o baixo custo com um maior tempo de microgravidade, possibilitando a realização de experiências básicas. Além da ESA e da NASA, programas de microgravidade são desenvolvidos pela Agência Espacial Japonesa, através de foguete TR-1A, e pela Agência Espacial Brasileira, através de foguetes VS-30 e VSB-30, que também utilizam a plataforma TEXUS.

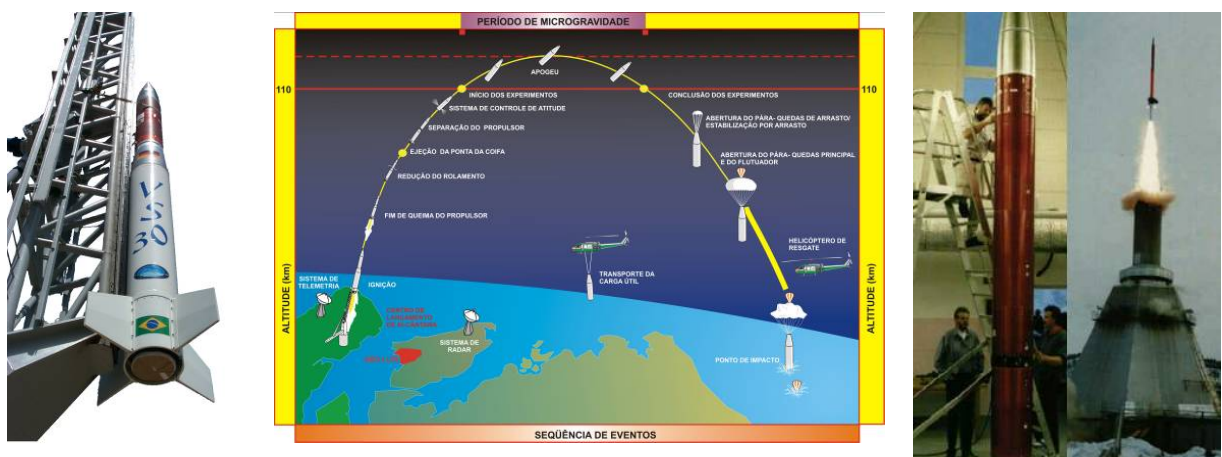


Figura 2.6: Foguete VS30; seqüência de lançamento, foguete TEXUS.

Embora vôos parabólicos, torres de queda livre e pequenos foguetes possam fornecer condições de microgravidade, eles possuem um problema em comum. Depois de poucos segundos ou minutos de microgravidade a atração gravitacional da Terra faz com que os experimentos voltem à gravidade normal. Experimentos que exigem um tempo de teste

maior podem ser realizados em satélites específicos para experimentos e a bordo de Estações Espaciais (MIR, ISS) que constituem o quarto e último meio de se conseguir microgravidade. Os níveis de microgravidade alcançados estão entre $1,0 \times 10^{-6}$ a $3,0 \times 10^{-6}$.

2.2.2 Tubos de calor em ambientes de microgravidade

A gravidade influencia fortemente muitos fenômenos da mecânica dos fluidos pela criação de forças de campo no sistema de fluidos que governam o movimento, formas de contorno e a compressão de fluidos. Sendo assim, a força gravitacional pode mascarar efeitos que estão presentes, mas que são comparativamente menores. Quando a influência da gravidade sobre o comportamento do fluido é diminuída, ou até mesmo removida, outros fenômenos podem assumir o controle do escoamento de fluidos (Gabriel, 2002).

Um destes fenômenos é a tensão superficial, que é de extrema importância em diversas aplicações em missões espaciais como: processo de soldagem, escoamento de fluidos, lubrificação e fenômenos de ebulição e condensação. Um efeito especial ocorre quando há uma variação da tensão superficial sobre a superfície de líquidos ou na interface entre dois líquidos, devido a gradientes térmicos e/ou de concentração. Este efeito é conhecido como efeito de Marangoni, que é associado à convecção de líquido causado pelos gradientes de tensão superficial sobre uma superfície livre ou entre a interface de dois líquidos. Tipicamente, quando a temperatura do líquido é aumentada há uma diminuição da tensão superficial até a temperatura da substância alcançar seu ponto crítico, neste ponto as densidades do líquido e do vapor saturado se tornam iguais e a tensão superficial se aproxima de zero.

Os fenômenos relacionados à força capilar em meios porosos estão relacionados, diretamente, aos fenômenos de variação de tensão superficial e podem se tornar muito importantes nos movimentos de líquidos, quando o nível de gravidade é reduzido, podendo até se tornar dominantes em microgravidade. No caso específico de tubos de calor, alguns fenômenos físicos podem afetar sua operação e performance térmica, tais como: obstrução do escoamento de líquido devido à nucleação; a ebulição em película na estrutura capilar (resultado do superaquecimento na seção do evaporador); congelamento do líquido devido à operação do dispositivo fora das condições de projeto, dentre outros. O estudo da influência da microgravidade sobre estes parâmetros é importante para o projeto de dispositivos eficientes nas aplicações espaciais.

A literatura relata a aplicação de tubos de calor em inúmeros satélites. Tubos de calor de diferentes tipos e operando em diferentes faixas de temperatura são elementos chave no controle de temperatura de sistemas de plataformas espaciais. Diferentes tipos de tubos de

calor de baixa temperatura (criogênicos), intermediária e de alta temperatura (metais líquidos) foram desenvolvidos, usados ou testados em missões espaciais russas e americanas. Segundo Vasiliev (1998), mais de 10 projetos espaciais da antiga União Soviética usaram diferentes tipos de tubos de calor para controle térmico de sistemas espaciais.

Porém, alguns poucos trabalhos foram publicados a respeito do comportamento em microgravidade de mini e micro tubos de calor. Estes dispositivos, de pequena massa e de grande flexibilidade de construção, são capazes de transportar de pequena a média quantidade de calor, e podem controlar as temperaturas de componentes eletrônicos de satélites. A possibilidade de se obter dados de microgravidade é de grande relevância para o projeto de dissipadores e espalhadores de calor com a tecnologia de tubos de calor, a serem aplicados na solução de problemas de controle de temperatura de equipamentos e/ou componentes eletrônicos.

2.3 Mini tubos de calor

2.3.1 Definição

O princípio de montagem e funcionamento de mini tubos de calor se assemelha ao dos tubos de calor convencionais, onde um tubo é evacuado e uma pequena quantidade de fluido de trabalho é inserida no seu interior, sendo este logo depois selado. Uma quantidade de calor aplicada em uma de suas extremidades (evaporador) faz com que o líquido, ali presente, se vaporize. Por diferença de pressão, o vapor gerado se desloca para outro extremo do mini tubo onde o calor é absorvido (condensador), por mudança de fase vapor-líquido. Este líquido retorna para a região do evaporador pelo efeito de capilaridade, fechando assim o ciclo.

Em 1984, Cotter (1984) foi quem primeiro propôs o conceito de micro tubo de calor como sendo um dispositivo pequeno o suficiente, tal que a curvatura principal da interface líquido-vapor pode ser comparada, em magnitude, com o inverso do raio hidráulico do canal de escoamento do fluido. Para melhor entender o que significa o termo micro tubo de calor, Babin et al *apud* Peterson (1994) expressou matematicamente a definição inicial de Cotter como:

$$K \propto \frac{1}{r_h} \quad (2.1)$$

onde K é a curvatura principal da interface líquido-vapor e r_h é o raio hidráulico do canal.

Entre os pesquisadores que atuam na área de mini tubos de calor, há uma polêmica a respeito da classificação de pequenos tubos de calor entre mini e micro. Peterson (1994)

classifica como micro tubos de calor, aqueles cuja razão entre o raio capilar e o raio hidráulico do canal de escoamento do fluido apresente valor maior ou igual à unidade, ou seja, quando:

$$\frac{r_{cap}}{r_h} \geq 1 \quad (2.2)$$

onde r_{cap} e r_h representam o raio capilar do menisco e o raio hidráulico da parte líquida, respectivamente.

Chen et al (1992) *apud* Celata (2004) salientam que não é só o aspecto geométrico que classifica um tubo de calor como micro ou mini, mas também o seu comportamento físico. Estes autores classificam um micro tubo de calor como um tubo que apresenta número de Bond menor ou igual a dois ($Bo \leq 2$).

Para Vasiliev (2006), micro tubos de calor apresentam diâmetro hidráulico entre 10 a 500 μm e para mini tubos de calor, estes diâmetros variam entre 2 a 4 mm. Segundo Faghri (1995), um típico micro tubo de calor consiste de um canal não circular de diâmetro hidráulico de 10 a 500 μm e comprimento de 10 a 20 mm, que utiliza os cantos agudos das ranhuras para proporcionar a ação capilar. Para Lallemand (2004), um micro tubo é um tubo não circular cujo diâmetro hidráulico está entre 100 e 500 μm . Neste trabalho, a classificação do tubo será apresentada posteriormente.

2.3.2 Processos de fabricação

Devido ao seu tamanho reduzido, a fabricação de um micro ou mini tubo de calor é bastante diferente dos tubos de calor convencionais, principalmente no que se refere à construção da estrutura capilar. Atualmente os tipos de estruturas capilares mais utilizadas são: telas, ranhuras e metais sinterizados (Vasiliev, 2006).

A estrutura capilar presente em metais sinterizados tem alta capacidade de bombeamento capilar, baixa resistência térmica e, mesmo parcialmente seco, podem funcionar de maneira efetiva, porém apresentam baixa permeabilidade de líquido (as perdas de pressão por atrito são grandes) e possui uma boa molhabilidade após a crise de secagem no evaporador. Os custos de fabricação são relativamente altos.

Estrutura de telas tem um moderado bombeamento capilar, porém baixa permeabilidade e resistência térmica efetiva alta. Não possuem boa molhabilidade após a secagem. Apresentam custos de fabricação baixos, porém possuem restrições quanto à geometria de tubo empregada. Geralmente são utilizadas em tubos cilíndricos.

Ranhuradas como meio capilar têm alta permeabilidade (baixas perdas de pressão), porém mediana capacidade de bombeamento capilar. Não funcionam quando o evaporador está parcialmente seco e não possuem uma boa molhabilidade após o início de secagem do tubo. Devido ao tamanho reduzido destes dispositivos, técnicas especiais para a sua fabricação foram desenvolvidas. Há, basicamente, três tipos de processos empregados para a sua fabricação: usinagem, extrusão e soldagem de fios com placas planas. No processo de usinagem conseguem-se as menores ranhuradas; conseqüentemente este processo é o mais empregado na fabricação de micro tubos de calor. É uma tecnologia cara, pois envolve o uso de máquinas e ferramentas especiais, sendo que alguns processos utilizam ferramentas com pontas de diamantes (ver Figura 2.7). Na medida em que se diminuem as dimensões da seção transversal os custos de produção de ranhuradas aumentam.

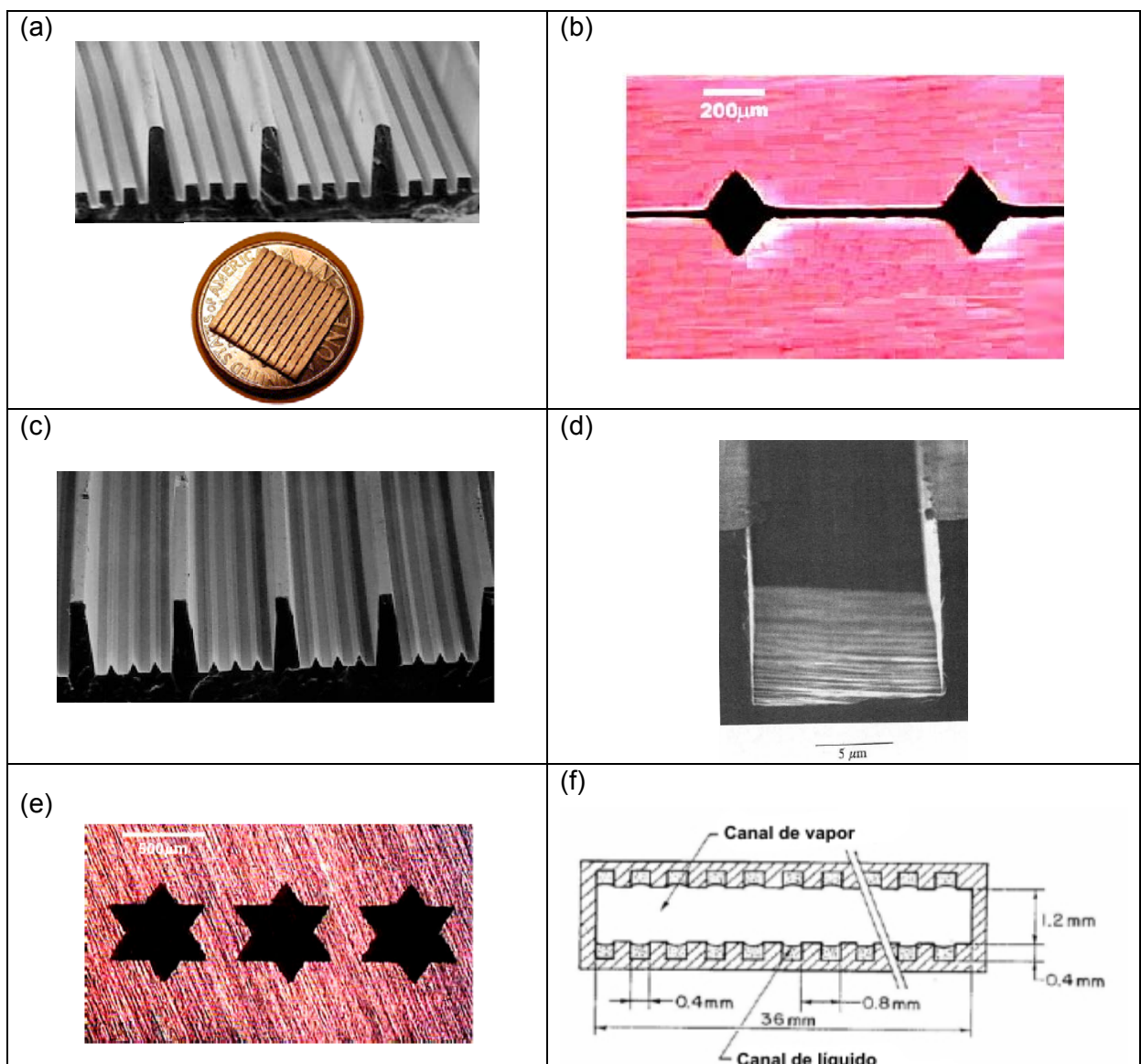


Figura 2.7: Tipos de ranhuradas – a) retangular; b) triangular; c) trapezoidal; d) retangular em silicone; e) estrela; f) quadrada.

O processo de extrusão é relativamente mais barato que o processo de usinagem, porém apresenta limitações quanto ao tipo de material utilizado no processo e o tamanho de ranhura. Cobre, por exemplo, devido as suas propriedades mecânicas é de difícil extrusão e ranhuras menores que 1 mm necessitam de ferramentas especiais. Além disso, neste processo as ranhuras obtidas não apresentam raio tão agudo quanto nas ranhuras usinadas (ver Figura 2.8).

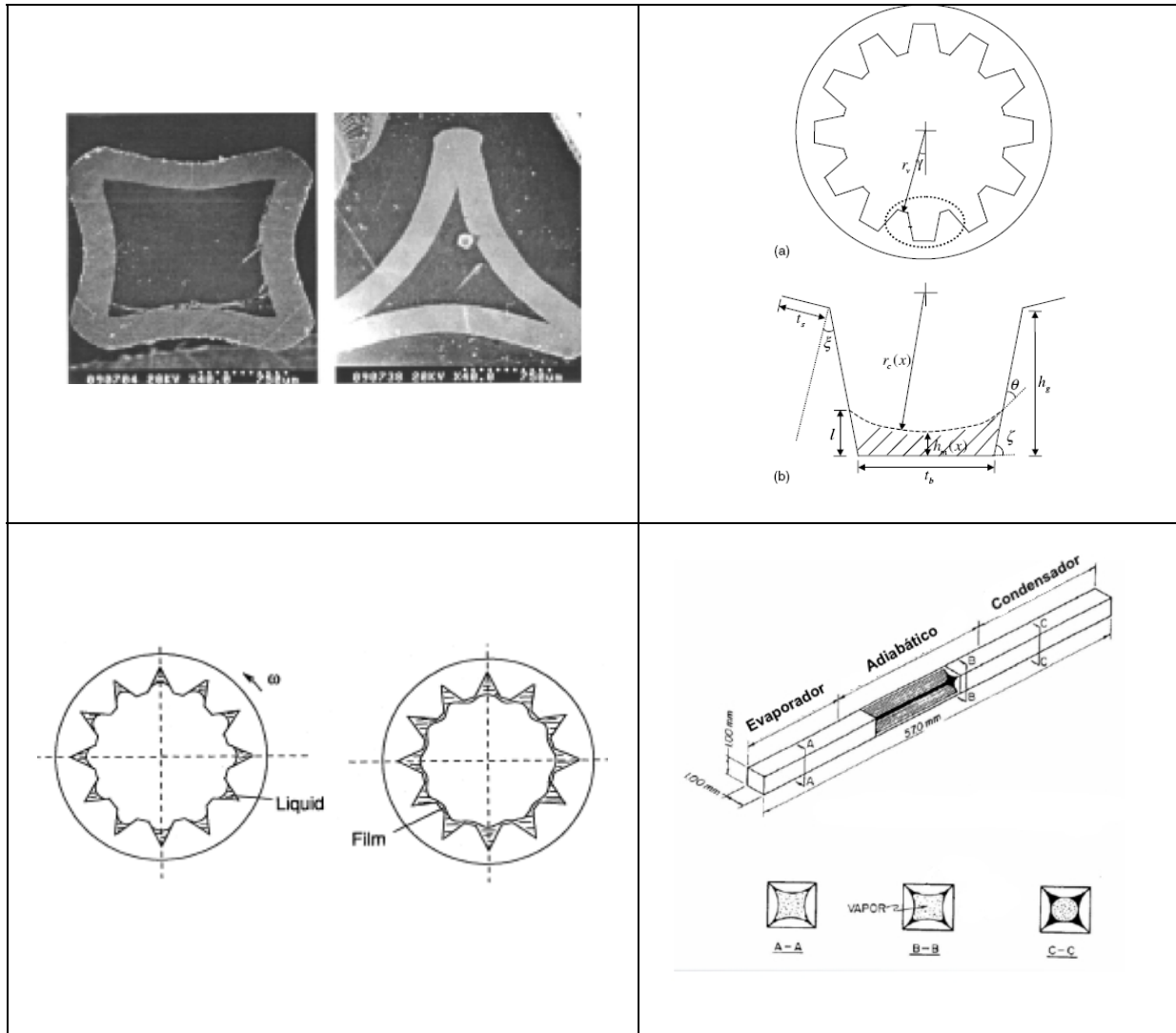


Figura 2.8: Ranhuras extrudadas.

Uma nova tecnologia de fabricação de ranhuras através de conjunto de fios entre duas placas de metal surgiu como uma alternativa frente às demais tecnologias. Apresentam custos modestos quando comparado com os processos tradicionais. Este novo tipo de tecnologia foi empregado na fabricação dos mini tubos de calor deste trabalho. Na Figura 2.9 pode ser visto um esboço dos mini tubos produzidos por Wang e Peterson (2002) e outra geometria proposta por Katsuta et al (2004).

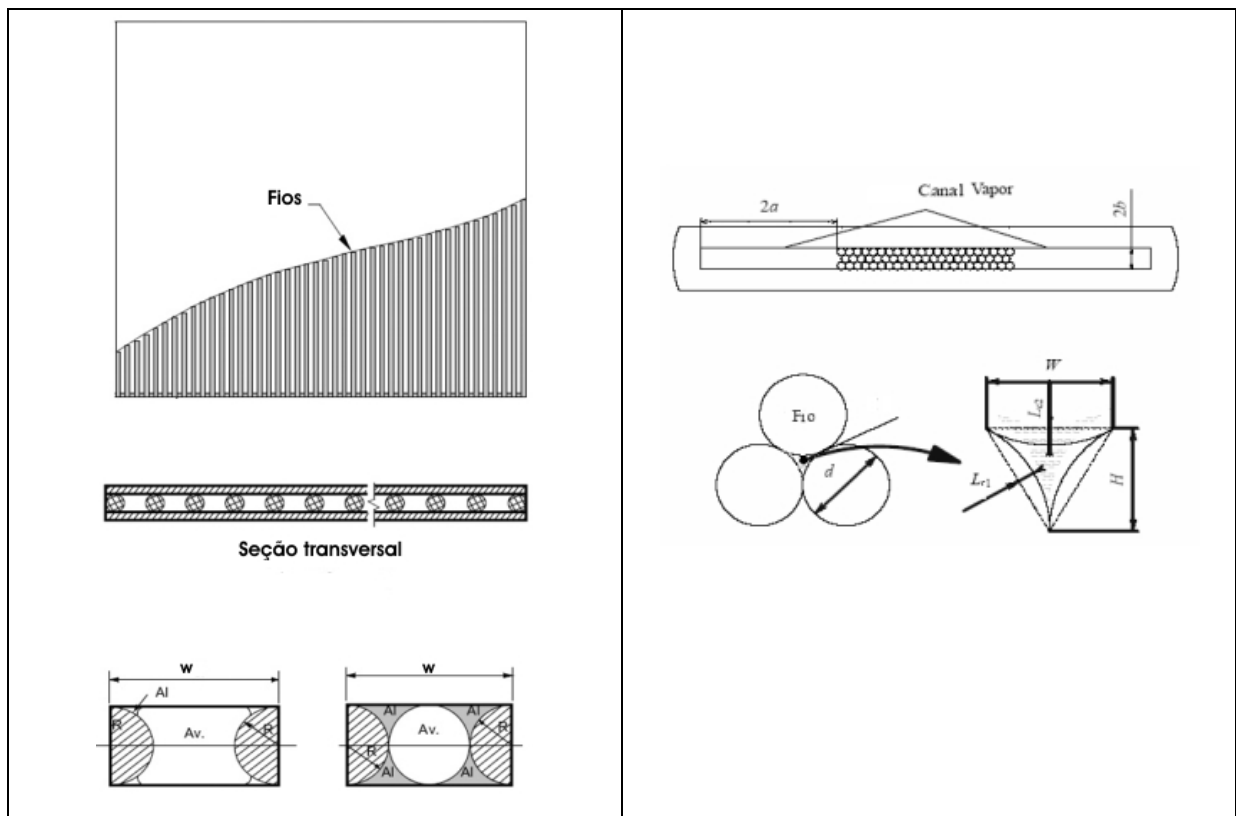


Figura 2.9: Ranhura através de fios entre placas metálicas.

2.3.3 Estudos teóricos

Desde 1984, diversos estudos têm sido realizados para melhor entender o efeito da contínua redução de tamanho de mini tubos de calor, determinando a condutividade térmica efetiva, e examinando as características operacionais e limitações de performance.

Alguns modelos matemáticos foram desenvolvidos, na literatura, para a determinação do limite capilar máximo em mini e micro tubos de calor, de acordo com a ranhura utilizada. Peterson (1990) e Wu e Peterson (1991) foram um dos primeiros a analisar, analiticamente, e desenvolver um modelo teórico em regime permanente para determinar o limite máximo de transferência de calor em mini e micro tubos de ranhura trapezoidal. Mais tarde, um modelo numérico transiente tridimensional foi desenvolvido por Peterson e Mallik (1995) para determinar as vantagens potenciais da construção de ranhuras em pequenos micro tubos de calor como parte integrante de *chips* semicondutores. Devido à alta condutividade térmica efetiva, este micro tubo funcionou como um eficiente espalhador de calor. Paralelamente, Khruslatev e Faghri (1994) desenvolveram um modelo unidimensional para a transferência de calor, de massa e o escoamento de fluido em mini tubos de calor de ranhura retangular. Eles enfatizaram a importância do filme de líquido, ângulo de contato mínimo e o atrito da interface na determinação do limite capilar máximo em micro tubos de calor. Este modelo demonstrou razoável concordância com os dados experimentais de

Plesch et al (1991) apud Peterson (1994). Por outro lado, Ma e Peterson (1996) determinaram a capacidade máxima de transferência de calor de tubos de ranhuras triangulares, considerando o limite capilar dos dispositivos. Longtin et al (1994) propuseram um estudo teórico de micro tubos de calor com ranhuras triangulares, usando um modelo unidimensional para determinar o limite capilar do dispositivo. Este modelo, contudo, limita-se a determinar as condições do escoamento apenas na seção do evaporador e da seção adiabática, desprezando os efeitos da seção do condensador no escoamento.

Embora estes modelos apresentem bons resultados para tubos de calor com diâmetro hidráulico na ordem de 1 mm, a contínua redução de tamanho de ranhura fez com que estudos relativos à região de filme fino de líquido fossem realizados. Em particular, foram estudados os processos de evaporação e condensação desta região. Uma diferença fundamental entre operações de tubos de calor e micro tubos de calor, segundo Peterson (1994), é a importância das forças de Van der Waals e o comportamento do filme fino de líquido. O transporte de massa e de calor em geometrias muito pequenas (micro regiões) podem se diferenciar significativamente do comportamento de transporte do restante do fluido, especialmente sistemas controlados por forças interfaciais. Estudos referentes a esta situação foram desenvolvidos por Stephan (1992) apud Faghri (1995), Ma e Peterson (1998b), Zhang et al (2000) e mais recentemente Launay et al (2004b).

A concepção de mini tubos de calor com fios foi concebida pelo Prof. Peterson da Universidade do Colorado, em Boulder, EUA, onde fios maciços são prensados e brasados entre chapas planas e finas, formando assim, ranhuras bastante finas, que proporcionam a estrutura capilar, como pode ser visto na Figura 2.10.



Figura 2.10: Mini tubos de calor com fios.

Wang e Peterson (2002) desenvolveram um estudo experimental e teórico de micro tubos de calor com fios, os quais foram soldados por brasagem a chapas planas de alumínio. Acetona foi utilizada como fluido de trabalho. Um modelo unidimensional para a determinação do limite capilar do micro tubo de calor com as hipóteses simplificadoras

usadas por Longtin et al (1994) foi desenvolvido. A influência de parâmetros como: quantidade de fluido de trabalho, o diâmetro dos fios, espaçamento entre eles, etc, foram estudados.

Mais recentemente, Launay et al. (2004a) estudaram o comportamento teórico de mini tubos de calor soldados por difusão, desenvolvidos e fabricados pelo LABTUCAL. Estes autores utilizaram um modelo matemático baseado no modelo proposto por Wang e Peterson (2002) e concluíram que o funcionamento do mini tubo comparado com os seus dados foi prejudicado pelo excesso de fluido de trabalho.

Embora algumas investigações teóricas tenham sido realizadas para estabelecer os limites e características de operação em micro e mini tubos de calor, não há um método geral que possa ser usado para as diversas variações de estrutura capilar e de tamanho de tubos.

2.4 Desenvolvimento de mini tubos de calor no LABTUCAL

O projeto de desenvolvimento de mini tubos de calor começou em 1999 pelo LABTUCAL (antigo Labsolar/NCTS), para atender a uma demanda na empresa Equatorial, de São José dos Campos, para aplicação em um equipamento a ser utilizado em satélites (Paiva, 2001). A primeira proposta foi construir um mini tubo de calor de cerca de 10 cm de comprimento por 1 cm de largura, onde o meio capilar foi provido por cerca de 80 ranhuras triangulares de profundidade $130\mu\text{m}$ por $150\mu\text{m}$ de largura, usinadas em uma das duas chapas que fecham o dispositivo. Estas ranhuras provêm a capilaridade necessária ao funcionamento do tubo. Um esquema deste dispositivo pode ser visto na Figura 2.11.

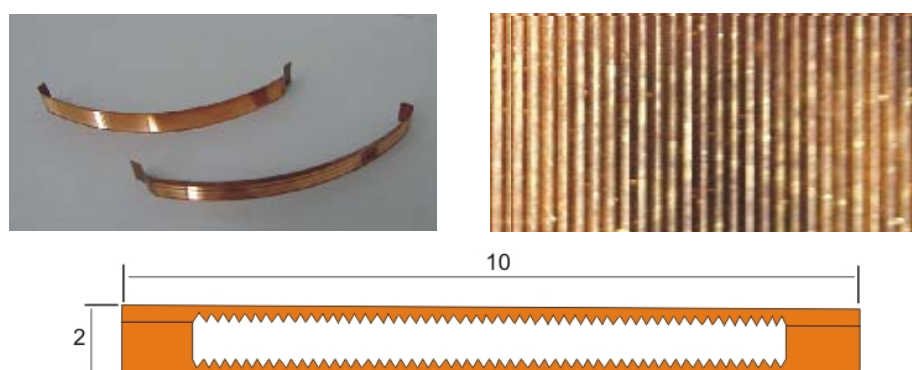


Figura 2.11: Placas de mini tubos de calor com ranhuras triangulares e sua seção transversal, ref. Mantelli et al, 2002.

As ranhuras se situam em uma das chapas que fecham o dispositivo. Este dispositivo foi fabricado em conjunto com o Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP) da Universidade Federal de Santa Catarina e foi testado com sucesso. Para se conseguir ranhuras triangulares mais agudas possíveis, é necessário utilizar um torno com mancal aerostático, cuja ferramenta de usinagem apresenta uma ponta de diamante. Apesar de resultar em um dispositivo cujo desempenho térmico é satisfatório, o processo de fabricação que envolve a fabricação das ranhuras mostrou ser muito oneroso, ficando inviável a sua aplicação no futuro e a continuação da pesquisa nesta linha de desenvolvimento.

A Tabela 2.1 apresenta uma relação dos mini tubos de calor ranhurados produzidos e entregues para a Empresa Equatorial. Todos estes dispositivos foram testados com sucesso.

Tabela 2.1: Mini tubos de calor desenvolvidos pelo Labsolar/NCTS.

Seção transversal (mm)	Comprimento Total (mm)	Evaporador (mm)	Seção Adiabática (mm)	Condensador (mm)	Fluido de trabalho	Potência (W)
10x2	54,4	9,4	20	25	Metanol	3 a 5
10x2	53,6	8,6	20	25	Metanol	3 a 5
10x2	52,2	7,2	20	25	Metanol	3 a 5
10x2	83	25	20	38	Água	10
10x2	78	25	20	33	Água	10
10x2	68	25	20	23	Água	10
10x2	15	6x2	-	Entre	Metanol	3 a 5
5 diam.	100	10	80	10	Metanol	2

2.4.1 Soldagem por difusão

Como parte do processo de fabricação dos mini tubos de calor ranhurados, foi necessário também desenvolver um processo de soldagem, para a confecção do tubo propriamente dito. Em conjunto com o Laboratório de Soldagem e com o apoio do Prof. Augusto Buschinelli, foi iniciado o desenvolvimento de um processo de soldagem por difusão dos componentes dos mini tubos de calor. A partir deste desenvolvimento, surgiu a idéia de se fabricar tubos com a configuração sugerida pelo Prof. Peterson (EUA), mas realizando todas as soldas por processos de difusão.

A soldagem por difusão no estado sólido é um processo de união no qual o coalescimento de uma junta entre as superfícies em contato é causada pela difusão atômica ativada pela temperatura e auxiliada pela pressão externa aplicada, que além de favorecer o íntimo contato das superfícies, é responsável pelas microdeformações localizadas (fluência). Neste processo, a temperatura de fusão dos materiais envolvidos não é atingida e não se

tem a presença de uma fase líquida. Tempo, temperatura e pressão são os três parâmetros fundamentais do processo (Schwartz, 1969).

Dentre as principais vantagens da técnica, pode-se destacar o fato das uniões resultantes poderem apresentar microestrutura e propriedades similares às do material de base. Além disto, observa-se a minimização das distorções sem a necessidade de posterior usinagem ou conformação e os defeitos típicos de um processo de fusão na junta não são encontrados. Cabe ressaltar que, quando comparada à brasagem, a soldagem por difusão no estado sólido tem como vantagem adicional o fato de não envolver um terceiro material, minimizando o problema de corrosão galvânica. A inexistência de uma fase líquida também é interessante por que evita a obstrução de canais pelo espalhamento descontrolado de líquido durante o processo de união, proporcionando cantos agudos.

A soldagem por difusão no estado sólido de cobre é realizada tipicamente com temperaturas de processo entre 520 °C e 920 °C e vácuo da ordem de 10^{-5} mbar. O tempo de processo varia bastante, dependendo da temperatura selecionada e da pressão aplicada, ficando em geral entre 15 minutos a 3 horas. A pressão aplicada é função do dispositivo disponível para aplicação da carga e da geometria da peça que se deseja soldar. Tipicamente utiliza-se pressões entre 5 MPa a 40 MPa. Um dos grandes limitantes operacionais da soldagem por difusão, principalmente para dispositivos com grande área superficial, é a aplicação da pressão, uma vez que exige aparelhos capazes de aplicar carga elevada dentro do forno e sob vácuo.

A difusão no estado sólido é uma técnica de junção amplamente utilizada quando requisitos estruturais são importantes, principalmente em virtude da excelente resistência mecânica obtida nas uniões. Outras vantagens da técnica, são destacados por Martinelli (1996), A.W.S (1978) e Elssner e Petzow (1990):

- É possível a união de materiais dissimilares que não podem ser unidos por processos de fusão ou por processos que necessitem de simetria axial.
- Um grande número de uniões podem ser produzidas simultaneamente.
- Componentes metálicos de grande volume, que necessitam de extenso pré-aquecimento para soldagem por fusão, podem ser unidos por soldagem por difusão no estado sólido.
- Defeitos associados à fusão não são encontrados.

Como desvantagem da difusão no estado sólido, pode-se citar a elevada duração do ciclo térmico, o surgimento de tensões térmicas residuais, a produção através de pequenos lotes, limitações na geometria da união (uma união não plana é possível, mas exige a aplicação de uma pressão isostática, aumentando, consideravelmente o custo do processo), Martinelli (1996) e A.W.S, (1978).

Do ponto de vista fenomenológico, a difusão no estado sólido ocorre através de mecanismos de transporte de massa, que atuam no sentido de fechar os vazios formados no contato entre os materiais a serem unidos. Diversos modelos tentam explicar os mecanismos envolvidos na soldagem por difusão no estado sólido, tanto para metais como para cerâmicas. Um dos modelos aceitos atualmente (ver Figura 2.12) considera que o contato entre as superfícies a serem unidas no início do processo é bastante irregular e função da rugosidade das superfícies envolvidas. Com a aplicação da carga, o contato entre as superfícies aumenta através da deformação plástica localizada, sendo possível também a ruptura da camada de óxidos presente na superfície. Em seguida, o aquecimento gera uma interface formada por uma rede de vazios paralelos e com seção transversal elíptica, que apenas representam a complexa geometria dos vazios formados nos sistemas reais. A redução e fechamento desta rede de vazios para formação de uma interface sem defeitos, ocorre por meio de diversos mecanismos, como: escoamento plástico, difusão superficial para formação de um ponto de contato (pescoço), difusão volumétrica, evaporação e condensação, difusão em contorno de grão e fluência. A deformação plástica ocorre no início do processo pela redução da resistência mecânica do material por efeito da temperatura. Os mecanismos de difusão e fluência ocorrem, em seguida, sendo dependentes do tempo (Martinelli, 1996).

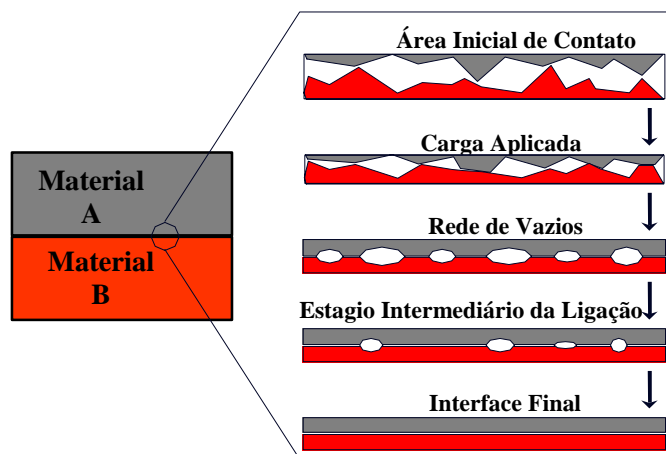


Figura 2.12: Estágios da soldagem por difusão no estado sólido, ref. Nascimento et al, 2002.

A temperatura é o mais importante parâmetro da soldagem por difusão no estado sólido, uma vez que ela controla a cinética dos processos de transporte de massa. A elevada temperatura acentua a mobilidade dos átomos através da interface e auxilia o movimento de discordâncias. A temperatura para a produção de uma junta por difusão no estado sólido fica entre 0,5 e 0,8 da temperatura de fusão absoluta do material de base. É importante frisar que a temperatura deve ser rigorosamente controlada, de modo a minimizar o efeito de algumas transformações metalúrgicas nos materiais de base, como

transformações alotrópicas, recristalização, solução de precipitados e não gerar tensões térmicas residuais de elevada magnitude, no caso de uniões entre materiais dissimilares.

O processo de difusão é extremamente sensível à variável temperatura, existindo uma dependência exponencial entre o coeficiente de difusão e a temperatura. Pequenas mudanças na temperatura provocam variações significativas no coeficiente de difusão e, conseqüentemente, no transporte de massa. O tempo de união pode variar desde alguns segundos até diversas horas, dependendo do sistema em questão e da temperatura de junção. A variável tempo está intimamente relacionada com a temperatura de processo, uma vez que as reações difusivas também são controladas pelo tempo. A pressão aplicada durante o processo varia de acordo com os materiais envolvidos, sendo tipicamente uma fração do limite de escoamento do material na temperatura ambiente, evitando desta forma deformações macroscópicas no componente. O papel da pressão é estabelecer um melhor contato entre os materiais e promover micro-fluência localizada (Martinelli, 1996; A.W.S, 1978).

CAPÍTULO 3

MODELO MATEMÁTICO

3.1 Introdução

Neste capítulo, será descrito o modelo matemático utilizado para determinar a máxima capacidade de transferência de calor de um mini tubo de calor com fios soldados por difusão. O modelo é unidimensional e considera somente variações axiais ao longo do dispositivo. Equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento são desenvolvidas para ambas as fases líquida e vapor e, separadamente, para cada seção do mini tubo. Condições de contorno e relações constitutivas para cada seção do mini tubo são então aplicadas para o fechamento das equações. As equações diferenciais descritas nesta seção são resolvidas numericamente no campo da pressão, velocidade e raio do menisco.

3.2 Escoamento do fluido no mini-canal

Embora os mini tubos de calor sejam dispositivos eficientes para transferência de calor, eles estão sujeitos a algumas limitações térmicas, tais como os limites: viscoso, sônico, capilar, de ebulição e de arrasto. Estes limites determinam a máxima taxa de transferência de calor que este dispositivo pode realizar sob certas condições de trabalho. O principal problema no funcionamento de mini tubos de calor ocorre quando estas limitações são excedidas, o que pode resultar na secagem do tubo de calor (*dryout*). Quando o *dryout* ocorre, a condutividade térmica do tubo de calor deve ser inferior à condutividade de uma barra de cobre maciça de dimensões equivalentes.

Conforme estabelecido por Peterson (1994), o limite capilar, dentre todos os apresentados, é o que apresenta a maior restrição a mini tubos de calor para temperatura moderada, similar ao nível empregado neste estudo. Para o perfeito funcionamento do mini tubo de calor, as ranhuras devem proporcionar ao dispositivo uma pressão capilar superior a todas as perdas de pressão que ocorrem ao longo do caminho do líquido e do fluxo de vapor, para que assim o fluido de trabalho possa retornar à seção do evaporador.

Durante a operação em regime permanente em um mini tubo de calor, a contínua evaporação no evaporador e a condensação no condensador fazem o fluido retroceder nas ranhuras do evaporador e inundar as ranhuras do condensador. A combinação destes dois fenômenos gera a pressão capilar necessária para bombear o fluido de trabalho do condensador para o evaporador. Deste modo, a interface líquido-vapor varia, continuamente, ao longo do eixo axial do tubo de calor, como pode ser observado na Figura 3.1.

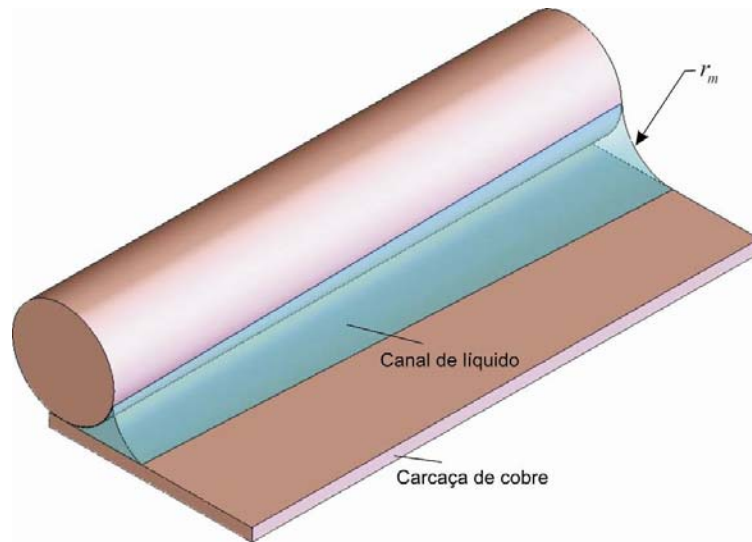


Figura 3.1: Canal de líquido do mini tubo de calor.

A equação de Young-Laplace governa esta diferença de pressão entre as fases líquida e vapor em qualquer ponto do tubo de calor e pode ser apresentada da seguinte forma (Carey,1992):

$$P_v(x) - P_l(x) = \frac{\sigma}{r_m(x)}, \quad (3.1)$$

onde P_v , P_l , σ , r_m , representam respectivamente a pressão de vapor, a pressão do líquido, a tensão superficial e o raio do menisco.

Esta relação pode ser expressa na forma diferencial com relação à direção axial do tubo de calor como:

$$\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} = -\frac{\sigma}{r_m^2} \frac{dr_m}{dx} \quad (3.2)$$

O termo relativo à *disjoining pressure* que representa a perda de pressão devido à atração da fase líquida (fluido de trabalho) pela sólida (material do invólucro do tubo – cobre no presente caso) foi desconsiderado. Este gradiente de pressão é gerado dentro de camadas bem finas de líquido que cobrem uma determinada seção de sólido. As propriedades do líquido nesta região são significativamente diferentes das propriedades do restante do líquido. Segundo Peterson (1994), para se caracterizar a influência deste tipo de perda de pressão, o diâmetro principal de passagem de líquido deve ser inferior a 100 μm . Para a modelagem deste fluxo deve-se utilizar teorias sobre o comportamento de camada de líquido finas, sobre forças de Van der Waals, além da “*disjoining pressure*”.

3.3 Parâmetros geométricos

A Figura 3.2 apresenta a geometria da seção transversal do fluido a ser estudada no presente trabalho, formada entre a chapa plana e o fio roliço de cobre. A geometria do perfil do líquido presente em uma ranhura de um mini canal (o espaço formado entre dois fios e a chapas de cobre), depende do diâmetro do fio e das propriedades do fluido de trabalho. Para escoamento capilar com número de Reynolds baixo, a superfície livre terá um raio de curvatura aproximadamente constante.

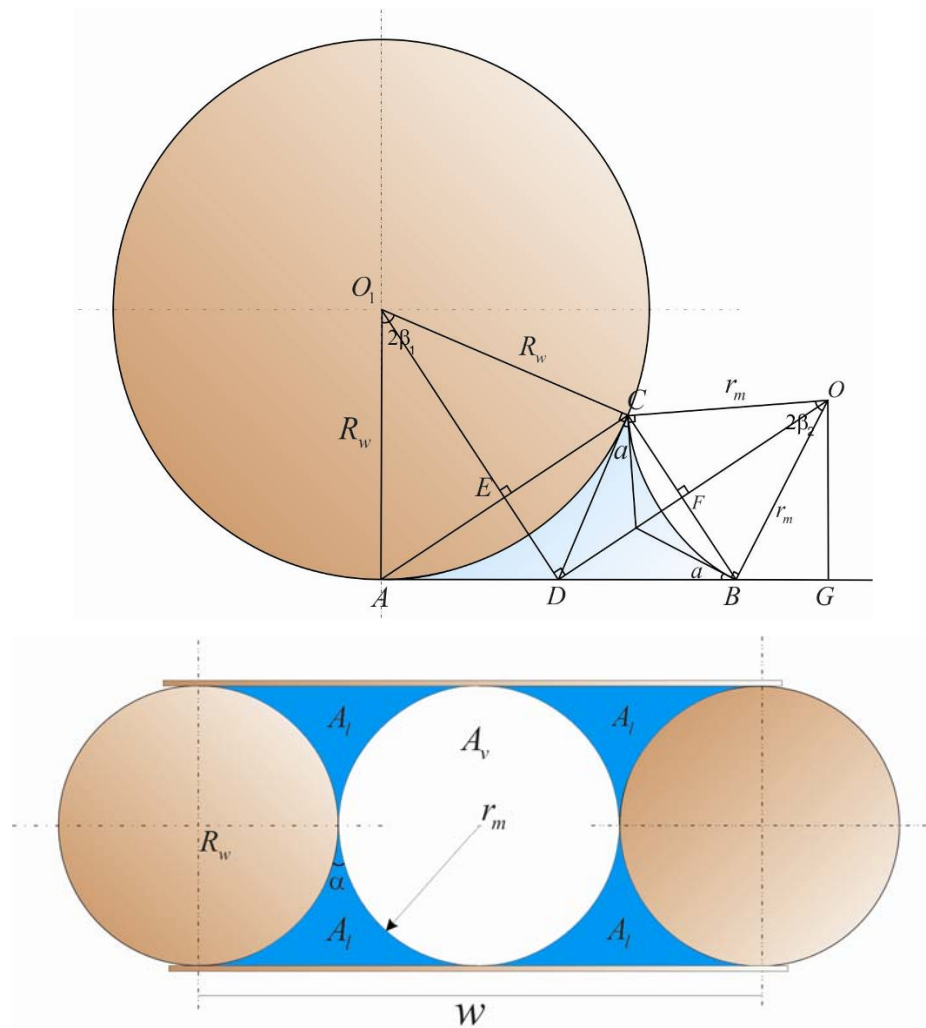


Figura 3.2: Geometria do menisco de líquido e seção transversal de um único canal do mini tubo.

Um estudo mais detalhado de todas as equações aqui apresentadas pode ser verificado no Apêndice B. As relações entre o diâmetro dos fios, raio do menisco e ângulo de contato podem ser determinados geometricamente da seguinte forma, segundo Wang e Peterson (2002).

$$\beta_1 + \beta_2 + \alpha = \frac{\pi}{2} \quad (3.3)$$

$$R_w \sin(\beta_1) = r_m \cos(\beta_1) \sin(\beta_2) \quad (3.4)$$

onde R_w é o raio do fio de cobre, β_1 é a metade do ângulo de contato do arco entre o líquido e o fio e β_2 é a metade do ângulo de abertura do menisco, sendo dados por.

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right] \quad (3.5)$$

$$\beta_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha - \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right] \quad (3.6)$$

Baseado ainda na geometria apresentada na Figura 3.2 é possível determinar o perímetro da interface parede-líquido e parede-vapor. Este perímetro representa o comprimento da superfície líquida e de vapor em contato com a parede do mini tubo. Eles serão usados para o cálculo da variação de pressão do líquido e do vapor e são dados por:

$$p_{p,l} = 2R_w(\beta_1 + \tan(\beta_1)) \quad (3.7)$$

$$p_{p,v} = 2(w + \pi R_w) + 8(r_m \beta_2 - R_w \tan(\beta_1) - R_w \beta_1) \quad (3.8)$$

onde w é o espaçamento entre fios.

Os perímetros da interface líquido-vapor e vapor líquido são apresentados como:

$$p_{i,l} = p_{i,v} = 2r_m \beta_2 \quad (3.9)$$

As áreas da seção transversal do líquido e também do vapor podem ser expressas como:

$$A_l = \left(2R_w r_m \sin \beta_1 \sin \beta_2 - R_w^2 (\beta_1 - \sin \beta_1 \cos \beta_2) - r_m^2 (\beta_2 - \sin \beta_2 \cos \beta_2) \right) \quad (3.10)$$

$$A_v = R_w (2w - \pi R_w) - 4A_l \quad (3.11)$$

Com base nas expressões tanto de área quanto de perímetro da fase líquida e de vapor, o diâmetro hidráulico pode ser determinado como:

$$D_{h,v} = 4A_v / p_{p,v} \quad (3.12)$$

$$D_{h,l} = 4A_l / p_{p,l} \quad (3.13)$$

Este parâmetro é comumente usado quando se necessita calcular o diâmetro de dutos que não possuem seção circular.

3.4 Hipóteses simplificadoras

Os modelos hidrodinâmicos desenvolvidos neste trabalho são baseados nas equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento para o vapor e líquido saturados presentes nos tubos de calor. O modelo desenvolvido no presente projeto é baseado nos trabalhos desenvolvidos por Longtin et al (1994), Wang e Peterson (2002) e Launay et al (2004a), por apresentar extrema semelhança geométrica com o dispositivo estudado. Buscou-se, então, unir o que os três trabalhos usados como referência tinham de melhor, na tentativa de se obter um modelo matemático geral para este tipo de estrutura capilar com fios. Elementos abordados superficialmente naqueles trabalhos foram amplamente discutidos, como por exemplo, a influência dos termos de atrito e do ângulo de contato na performance do mini tubos de calor.

Para a solução do modelo unidimensional foram adotadas as hipóteses simplificadoras listadas a seguir:

- a) Líquido e o vapor são considerados fluidos incompressíveis: as velocidades tanto do líquido quanto do vapor são consideradas baixas, e portanto, o número de Reynolds é inferior a 50. O número de Mach para o vapor é muito menor que a unidade para faixa de temperaturas de 293 a 400K;
- b) Dispositivo opera em regime permanente: as taxas de fluxo de massa para o líquido e vapor são iguais em qualquer ponto do tubo;
- c) Propriedades constantes do fluido;
- d) Dissipação viscosa desprezada: pequena velocidade do líquido e do vapor;
- e) Temperatura do vapor constante: não há mudança apreciável da temperatura do vapor entre a seção do evaporador e do condensador. Normalmente o dispositivo transporta energia dentro da região de saturação líquido-vapor do fluido de trabalho. Como consequência, a resistência térmica teórica global do mini tubo de calor é zero.
- f) Tensão superficial constante.
- g) *Disjoining pressure* desprezada devido ao diâmetro hidráulico do menisco apresentado nas ranhuras;
- h) Raio de curvatura da interface líquido-vapor paralelo é muito maior do que o raio normal ao eixo.
- i) O raio do menisco é constante em qualquer ponto do tubo.

3.5 Conservação da massa

Para a determinação do fluxo de líquido levando em conta a mudança de fase que ocorre nas ranhuras dos tubos de calor, utilizam-se as equações da conservação da massa, de movimento e de energia. A lei da conservação da massa estabelece que em regime permanente, a taxa de fluxo de massa de líquido que entra em um determinado volume de controle é igual a taxa de fluxo de massa de vapor que saí deste volume de controle (ver Figura 3.3). As equações de conservação da massa para a fase líquida e vapor podem ser expressas como:

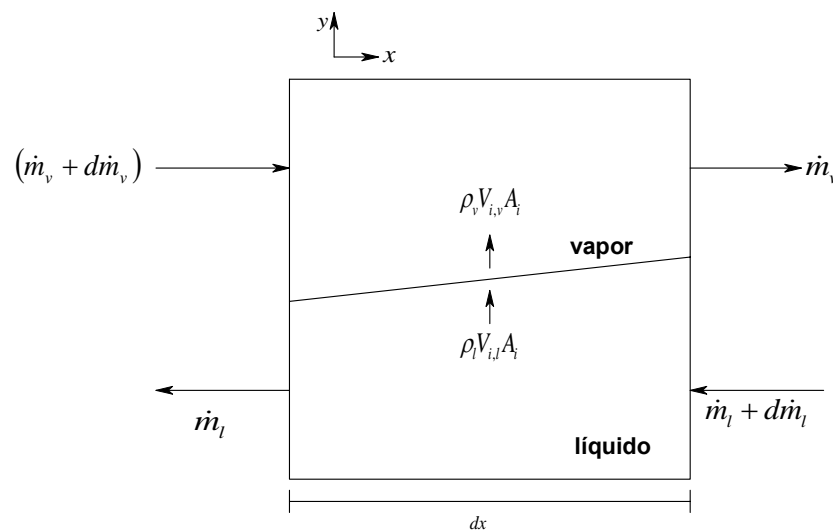


Figura 3.3: Volume de controle para conservação da massa.

$$\frac{d\dot{m}_l}{dx} - \rho_l v_{i,l} p_{i,l} = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{d\dot{m}_v}{dx} + \rho_v v_{i,v} p_{i,v} = 0 \quad (3.15)$$

onde, $\dot{m}_l, \dot{m}_v, \rho_l, \rho_v, v_{i,l}, v_{i,v}, p_{i,l}, p_{i,v}$ são, respectivamente, a taxa de fluxo de massa de líquido e de vapor, a massa específica do líquido e do vapor, a velocidade da interface de líquido e de vapor e o perímetro da interface líquido-vapor e vapor-líquido.

O perímetro das interfaces depende da geometria da estrutura capilar e as velocidades da interface podem ser obtidas das equações de conservação de energia.

3.6 Conservação da quantidade de movimento

A conservação da quantidade de movimento linear para um volume de controle envolve diversos parâmetros, incluindo a diferença entre o fluxo de entrada e de saída de um determinado volume de controle (ver Figura 3.4), forças de corpo e forças da interação entre o fluido de trabalho e a superfície do mini tubo de calor.

O termo referente à força de corpo, neste caso a gravidade, é expresso como $g\rho_l A_{c,l} \text{sen}\theta$, onde θ é o ângulo de inclinação do mini tubo de calor. Na posição horizontal este ângulo θ torna-se zero, enquanto que na posição vertical 90° .

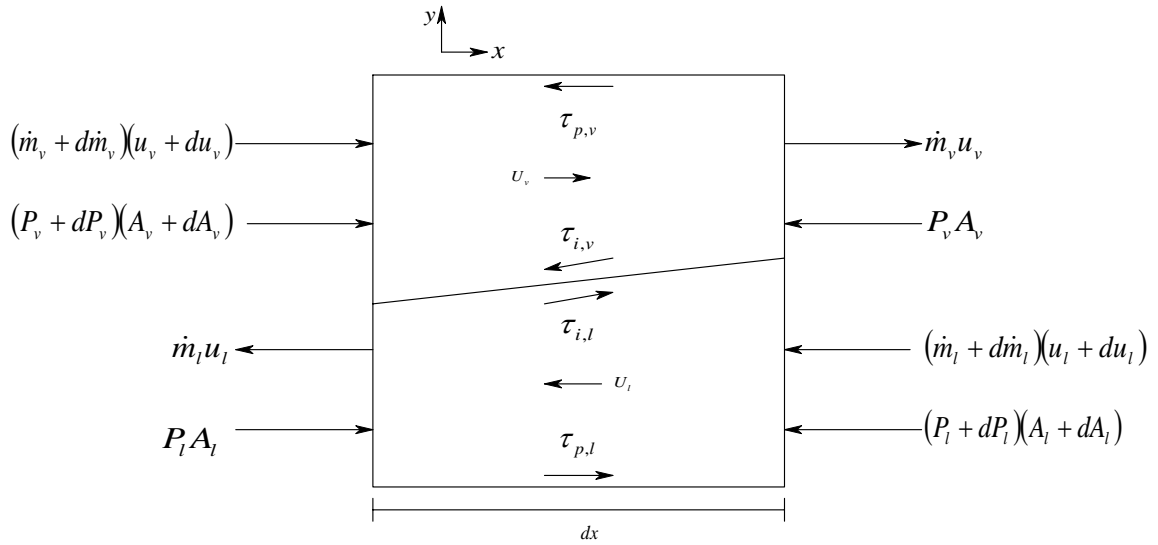


Figura 3.4: Volume de controle para conservação da quantidade de movimento.

As forças de superfície que agem sobre o volume de controle são compostas pelas forças de superfícies tangenciais e normais. A única força normal considerada é a pressão agindo na área de seção transversal do líquido e do vapor. As forças tangenciais são devidas às tensões de cisalhamento encontradas na interface das fases e entre as fases e a parede do mini tubo de calor.

Quando os termos são combinados, a equação de conservação da quantidade de movimento da parte líquida pode ser escrita como:

$$-\left[\dot{m}_l \frac{du_l}{dx} + u_l \frac{d\dot{m}_l}{dx} \right] - A_{c,l} \frac{dP_l}{dx} + p_{i,l} \tau_{i,l} + p_{p,l} \tau_{p,l} - g\rho_l A_{c,l} \text{sen}\theta = 0 \quad (3.16)$$

onde $\dot{m}_l = \rho_l u_l A_{c,l}$ e $A_{c,l}$, u_l , $\tau_{i,l}$, $\tau_{p,l}$, $p_{p,l}$ são, respectivamente, a área da seção transversal de líquido, a velocidade de líquido na direção x , a tensão de cisalhamento da interface líquido-vapor, a tensão de cisalhamento da interface parede-líquido e o perímetro na interface parede-líquido.

De maneira semelhante, a equação da conservação da quantidade de movimento da fase vapor tem a seguinte forma:

$$\left[\dot{m}_v \frac{du_v}{dx} + u_v \frac{d\dot{m}_v}{dx} \right] + A_{c,v} \frac{dP_v}{dx} - p_{i,v} \tau_{i,v} - p_{p,v} \tau_{p,v} + g\rho_v A_{c,v} \text{sen}\theta = 0 \quad (3.17)$$

onde $\dot{m}_v = \rho_v u_v A_{c,v}$ e $A_{c,v}$, u_v , $\tau_{i,v}$, $\tau_{p,v}$, $p_{p,v}$ são, respectivamente, a área da seção transversal de vapor, a velocidade do vapor na direção x , a tensão de cisalhamento da

interface vapor-líquido, a tensão de cisalhamento da interface parede-vapor e o perímetro na interface parede-vapor.

Para o cálculo das tensões de cisalhamento, tanto da fase líquida quanto da fase vapor, os escoamentos serão assumidos como similares aos completamente desenvolvidos. Isto se justifica devido à pequena parcela convectiva encontrada nos escoamentos e pelas pequenas mudanças nas áreas das seções transversais do líquido e do vapor. Os estudos das tensões de cisalhamento serão apresentados na seção a seguir.

3.7 Conservação da energia

O calor é transportado principalmente devido às mudanças de fase (líquido-vapor e vapor-líquido) encontradas em um tubo de calor. As resistências térmicas associadas aos fenômenos físicos relativos às mudanças de fase são pequenas quando comparadas com as resistências condutivas da fase de líquido e do container de cobre, ao longo do comprimento do tubo de calor. Como o filme de líquido é considerado fino e o número de Reynolds relativo ao escoamento de líquido é muito baixo, os termos: convectivo, difusivo e de dissipação viscosa da fase líquida podem ser desprezados. Basicamente, qualquer energia inserida no volume de controle (ver Figura 3.5) se manifestará através da evaporação na interface.

Como resultado, a equação de conservação da energia para a fase líquida pode ser expressa como:

$$Q_{vc} = \dot{m}_{vc} h_{lv} \quad (3.18)$$

onde Q_{vc} é a taxa de calor inserido na seção do evaporador ou removido na seção do condensador e h_{lv} o calor latente de vaporização do fluido de trabalho

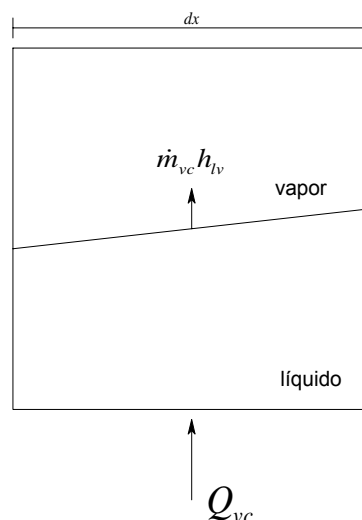


Figura 3.5: Volume de controle para as equações de conservação da energia.

Quando o acréscimo de calor e a sua remoção ocorrem uniformemente na seção do evaporador e condensador, respectivamente, assumindo que não há perda de calor na seção adiabática, a velocidade de formação do líquido na interface líquido-vapor pode ser expressa da seguinte forma:

$$v_{i,l} = \begin{cases} \frac{2q_e''w}{\rho_l p_{i,l} h_{lv}} & \text{Seção do evaporador} \\ 0 & \text{Seção adiabática} \\ -\frac{2q_c''w}{\rho_l p_{i,l} h_{lv}} & \text{Seção do condensador} \end{cases} \quad (3.19)$$

onde w representa o espaçamento entre fios.

Para o efeito de orientação adotou-se o eixo x , que é paralelo à linha de centro do mini tubo de calor, como eixo padrão. O início do evaporador representa o ponto $x = 0$ e o condensador termina no ponto $x = L$. Como resultado, a taxa de fluxo de massa do vapor é positiva, $\dot{m}_v \geq 0$, e a taxa de fluxo de massa do líquido é negativa, $\dot{m}_l \leq 0$. Da mesma forma, a velocidade de mudança de fase da interface v_i é negativa durante a condensação e positiva durante a evaporação.

Similarmente, a partir da equação de conservação de energia da fase do vapor, a velocidade de formação de vapor pode ser escrita como:

$$v_{i,v} = \begin{cases} \frac{2q_e''w}{\rho_v p_{i,v} h_{lv}} & \text{Seção do evaporador} \\ 0 & \text{Seção adiabática} \\ -\frac{2q_c''w}{\rho_v p_{i,v} h_{lv}} & \text{Seção do condensador} \end{cases} \quad (3.20)$$

Estas expressões (3.19 e 3.20) serão substituídas diretamente nas equações de conservação da massa.

3.8 Fatores de atrito da fase líquida e da fase vapor

Para resolver as equações de quantidade de movimento, os termos referentes aos fatores de atrito de ambas as fases devem ser determinados. A tensão entre as fases que aparece nas equações (3.16) e (3.17) podem ser expressas, segundo Wang e Peterson (2002), como:

$$\tau_{i,v} = \frac{1}{2} f_{i,v} \rho_v u_v^2 \quad (3.21)$$

$$\tau_{i,l} = \frac{1}{2} f_{i,l} \rho_l u_l^2 \quad (3.22)$$

onde $f_{i,v}$ é o fator de atrito do vapor na interface e $f_{i,l}$ o fator de atrito do líquido na interface.

Quando se assume que não há escorregamento entre as fases na interface, tem-se:

$$\tau_{i,v} = -\tau_{i,l} \quad (3.23)$$

Segundo Longtin et al (1994), da perspectiva do vapor, o líquido se encontra parado e pode ser tratado como uma seção de parede do mini tubo. Sendo assim, a tensão de cisalhamento da interface do líquido é igual a do vapor, porém com sinais opostos.

Os coeficientes das tensões de interface ($\tau_{i,v}$ e $\tau_{i,l}$) dependem de parâmetros como: propriedades dos fluidos de trabalho, diferença de velocidade entre as fases líquida e vapor e a forma geométrica da ranhura da estrutura capilar. Ma e Peterson (1997) investigaram a interação da interface líquido-vapor em ranhuras triangulares. Um número adimensional relativo à interface líquido-vapor foi introduzido para caracterizar o efeito do fluxo de vapor sobre o fluxo de líquido. Contudo, é muito difícil determinar a velocidade superficial média do líquido, sendo assim, este valor é usado apenas em casos especiais. Devido à existência de contra fluxo entre as fases, a interação entre líquido e vapor cresce não linearmente com o aumento da velocidade. Este efeito é especialmente grande em estruturas capilares de ranhuras longitudinais abertas.

A tensão de cisalhamento entre a fase líquida e a parede do mini tubo pode ser expressas como:

$$\tau_{l,p} = \frac{1}{2} f_{l,p} \rho_l u_l^2 \quad (3.24)$$

Para a determinação desta tensão de cisalhamento foi usada uma técnica proposta por Bejan (1995) e apresentada por Wang e Peterson (2002), onde a ranhura aguda formada entre as duas chapas finas de cobre e os fios têm a forma de um triângulo irregular. Neste caso, o fator de atrito para a fase líquida pode ser estimado como:

$$(f_{l,p} \text{Re}_l)_{\text{fito}} = \psi(f_{l,p} \text{Re}_l) \quad (3.25)$$

onde ψ é um fator de forma que é usado para corrigir o produto do fator de atrito da fase líquida na forma triangular pelo número de Reynolds ($Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$), $f_{l,p} Re_l$, que pode ser aproximado como:

$$\psi = \frac{8[1 + \sin(\beta_1 / 2)]^2 A_1}{\sin \beta_1 p_1^2} \quad (3.26)$$

$$f_{l,p} Re_l = (f_{l,p} Re_l)_0 (1 + 0,0002 Re_v (1/2 + \xi)) \quad (3.27)$$

onde Re_v é o número de Reynolds para a fase vapor e $(f_{l,p} Re_l)_0$ é o fator de forma da fase líquida quando não há efeito do fluxo de vapor. Através de uma correlação proposta por Shah e Batti (1987) uma correlação geral pode ser obtida e expressa como:

$$(f_{l,p} Re_l)_0 = 12(1 + 0,5162\xi - 0,8018\xi^2 + 0,4177\xi^3) \quad (3.28)$$

onde ξ é um fator de forma definido como:

$$\xi = \frac{W}{2H} \quad (3.29)$$

onde W e H são a largura e altura do triângulo ABC mostrado na Figura 3.5.

$$H = 2 \sin^2(\beta_1) R_w \quad (3.30)$$

$$W = 2 \tan(\beta_1) R_w \quad (3.31)$$

Devido à evaporação na seção do evaporador e condensação na seção do condensador, a geometria do fluido em uma seção transversal varia longitudinalmente no mini tubo de calor, assim como a velocidade do vapor. Por esta razão, torna-se difícil obter uma expressão única para o fator de atrito da fase vapor. No final do condensador, a seção transversal do vapor tem aproximadamente a forma de um círculo, enquanto no meio do mini tubo de calor possui a forma de um quadrado, já no final do evaporador a seção de vapor tem a forma aproximada de um retângulo (ver Figura 3.6).

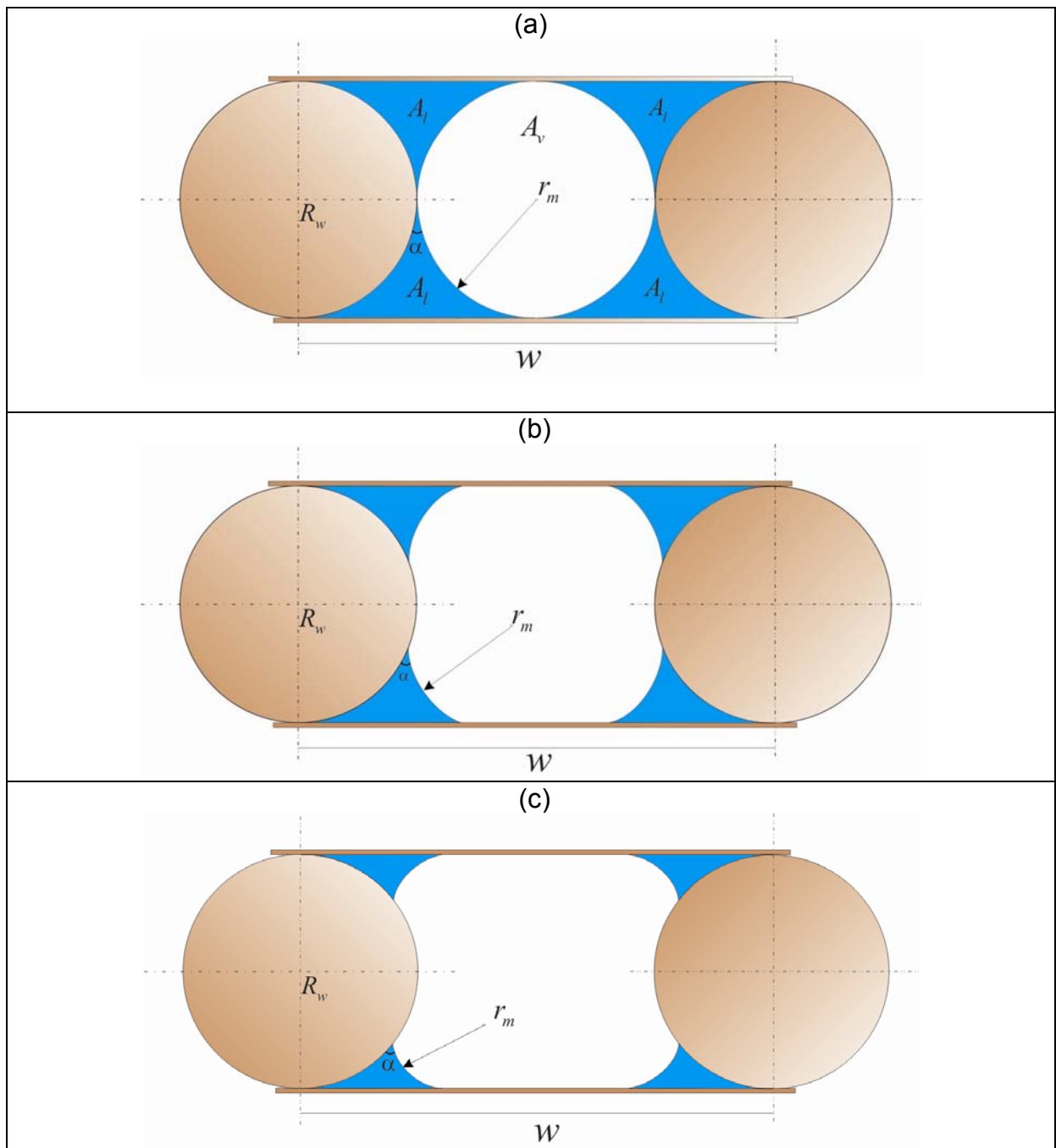


Figura 3.6: Canal do vapor: a) seção do condensador; b) seção adiabática e c) seção evaporador.

Sendo assim, os termos referentes à tensão de cisalhamento da fase vapor podem ser expressos como:

$$\tau_{v,p} = \frac{1}{2} f_{v,p} \rho_v u_v^2 \quad (3.32)$$

$$f_{v,p} = \frac{k}{\text{Re}_v} \quad (3.33)$$

onde k depende da geometria da seção do duto. A seção do evaporador onde não há quase líquido pode ser aproximada à forma retangular ($k = 17$), segundo Bejan (1995). No

condensador o termo torna-se: $k = 16$, para uma seção circular. Na seção adiabática foi adotado $k = 14,2$, para forma de seção quadrada.

3.9 Condições de contorno

As equações 3.2, 3.14, 3.15, 3.16 e 3.17 constituem um conjunto de cinco equações diferenciais não lineares de primeira ordem com cinco incógnitas: r_m, u_v, u_l, P_v, P_l . O tubo de calor é dividido em diversos subdomínios. Para iniciar os cálculos, as condições necessárias à solução do problema no primeiro subdomínio são dadas apenas em um ponto (final da seção do condensador neste caso) caracterizando assim, um problema de valor inicial. Os resultados obtidos para a seção são então utilizados como condição inicial do próximo domínio, e assim por diante. No presente caso, as soluções começam no final da seção do condensador e procedem até a interface da seção do condensador com a seção adiabática. Um segundo procedimento de solução é então adotado para as equações relativas à seção adiabática. As condições iniciais para a solução das equações na seção adiabática são, deste modo, tomadas da solução da seção do condensador na interface condensador-seção adiabática. Através deste mesmo procedimento são obtidas as soluções das equações na transição da seção adiabática para a seção do evaporador.

As condições de contorno usadas no final da seção do condensador, $x = L$, são:

$$u_v = 0 \quad (3.34)$$

$$u_l = 0 \quad (3.35)$$

$$r_m = r_{\max} \quad (3.36)$$

$$P_v = P_{\text{sat}}(T_v) \quad (3.37)$$

$$P_l = P_v - \frac{\sigma}{r_{\max}} \quad (3.38)$$

onde P_v é a pressão de saturação do vapor em uma determinada temperatura de operação no mini tubo de calor, que é calculada pela média da temperatura de parede do tubo na seção adiabática.

O raio máximo do menisco ocorre no final da seção do condensador, mais especificamente onde o filme de condensado encontra a metade do diâmetro do fio de cobre, segundo Wang e Peterson (2002):

$$r_{\max} = \frac{R_w}{\cos(\alpha) - \sin(\alpha)} \quad (3.39)$$

Como pode ser observado na equação acima, que é demonstrada no Apêndice B, o raio máximo do menisco depende do raio do fio de cobre. O ângulo de contato do líquido com a carcaça do mini tubo de calor também possui um efeito significativo. Na Figura 3.7 é apresentada a variação do raio máximo do menisco em função do ângulo de contato.

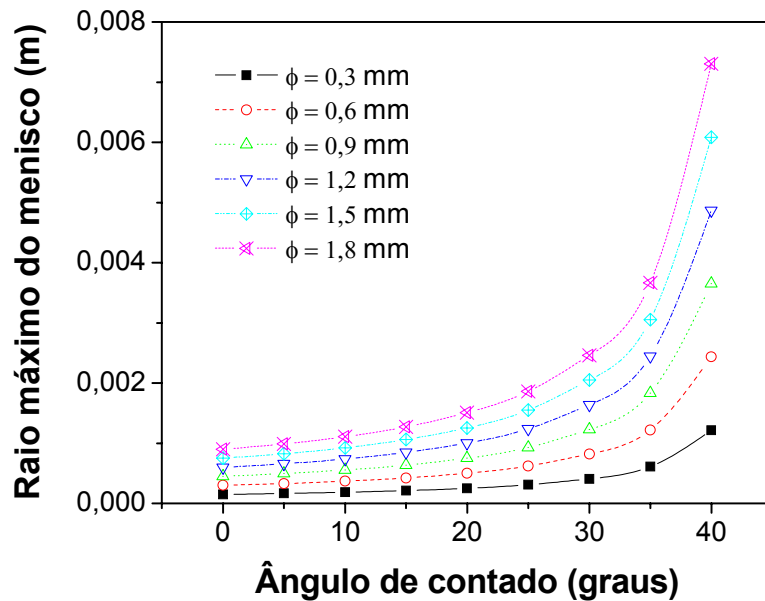


Figura 3.7: Raio máximo do menisco em função do ângulo de contato para vários diâmetros de fios.

O conjunto de equações 3.2, 3.14, 3.15, 3.16 e 3.17 foram resolvidas no software Maple®. Para um ângulo de contato fixo calcula-se o limite máximo de transferência de calor de uma única ranhura. O método para as soluções das equações diferenciais ordinárias foi baseado no método de Runge-Kutta de quarta ordem, com um controle adaptativo de passo (*step size*) para minimizar os erros. O erro tolerável entre um passo (*step*) e outro na solução das equações foi sempre $\leq 10^{-6}$. O programa é interrompido quando o raio do menisco atinge o raio mínimo. Devido ao processo de evaporação do líquido no canal, no limite máximo de transferência de calor, não ser claro, a determinação do raio mínimo do menisco é difícil. Alguns autores como Babin et al (1990), Cotter (1984) e Hopkins et al (1999) estimaram o raio mínimo do menisco em micro tubos de calor de diferentes maneiras, contudo nenhum método geral foi desenvolvido para calcular seu valor. Neste trabalho, assumiu-se um raio mínimo de aproximadamente 100 μm , com base nos estudos de Wang e Peterson (2002) e Launay et al (2004a) por apresentar geometria semelhante. A partir deste valor, qualquer acréscimo no fluxo de calor implica na divergência do modelo.

3.10 Ângulo de contato

Assume-se que, ao longo das seções do mini tubo de calor, o líquido encontra tanto a parede do tubo como o fio de cobre em um ponto definido, com ângulo de contato constante.

Segundo Launay et al (2004a), para um mini tubo de calor de cobre com fios de diâmetro 1,5 mm, carregado com água destilada, o ângulo de contato estimado como dado de entrada do modelo matemático foi de 64° . Para Wang e Peterson (2002) o ângulo de contato de 10° foi estimado para um mini tubo de calor com fios de alumínio de diâmetro 1 mm carregado com acetona. Longtin et al (1994) usou um ângulo de contato de 35° , para um micro tubo de calor silicone-água de ranhuras triangulares. No primeiro caso, o valor mais elevado de 64° ocorreu devido ao excesso de líquido.

Como pode ser observado na Figura 3.8, para um mini tubo de calor com fios de diâmetro 1,5 mm o ângulo de contato máximo é de 45° , considerando-se: raio do menisco tendendo ao infinito ($r_m \rightarrow \infty$), altura do menisco igual ao raio do fio de cobre, e comprimento de base do menisco de duas vezes o raio do fio. Assim, as primeiras estimativas de ângulo de contato no modelo matemático foram inferiores a 45° .

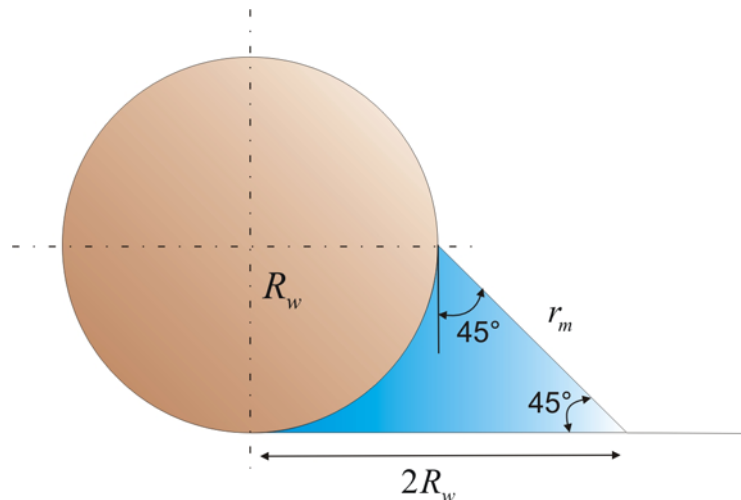


Figura 3.8: Geometria do menisco de líquido no mini canal.

Na tentativa de se esclarecer que ângulo de contato irá ser formado no final do condensador foi realizado um experimento de forma simples, em que um tubo capilar de cobre de diâmetro 2,5 mm foi prensado entre duas placas. A não utilização de um mini tubo de calor com diâmetro de fios de 1,5 mm para a estimativa do ângulo de contato foi devido a problemas de foco da máquina fotográfica, devido às reduzidas dimensões do mini tubo de calor. Como pode ser visto na Figura 3.9 o ângulo de contato encontrado foi de aproximadamente 28° para o caso cobre/água. Assim, no modelo matemático, adotou-se como parâmetro de entrada inicial um ângulo de contato fluido-metal de 28° .

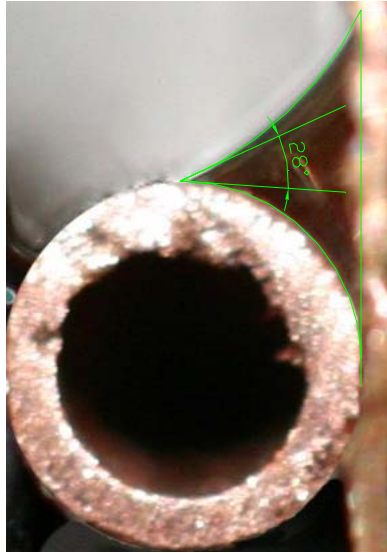


Figura 3.9: Fotografia do menisco de líquido (tubo de cobre $\text{\O} 2,5 \text{ mm}$; água destilada).

CAPÍTULO 4

ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentadas informações relativas ao desenvolvimento, fabricação, carregamento e testes em gravidade e em microgravidade de mini tubos de calor de cobre, carregados com três fluidos de trabalho diferentes: água, acetona e metanol.

Foi desenvolvida uma bancada experimental com o intuito de estudar a performance térmica dos mini tubos de calor e validar o modelo matemático apresentado anteriormente. Esta mesma bancada serviu de apoio ao desenvolvimento do projeto MHP – Missão Centenário, em convênio com a Agência Espacial Brasileira (AEB), que culminou nos testes em microgravidade de dois mini tubos de calor a bordo da Estação Espacial Internacional (ISS). Atualmente, a bancada ainda está em operação, dando suporte ao desenvolvimento de novos mini tubos de calor que serão testados no contexto de outros projetos participantes do Programa Microgravidade da Agência Espacial Brasileira (AEB). Detalhes construtivos e operacionais desta bancada serão apresentados.

Também, neste capítulo, será mostrado o detalhamento do dispositivo experimental desenvolvido especificamente para os testes em microgravidade a bordo da ISS. Um módulo compacto denominado MHP (*mini heat pipe*) foi especialmente projetado para conter um sistema de controle e de aquisição de dados, bem como os próprios mini tubos de calor a serem testados.

4.2 Escolha das configurações do mini tubo de calor

Wang e Peterson (2002) estudaram a influência dos vários parâmetros de projeto que podem influenciar a performance térmica de mini tubos de calor, como: ângulo de contato, espaçamento entre fios, volume de fluido de trabalho utilizado, diâmetro dos fios e dimensões das seções do mini tubo. Com este estudo foi possível inferir se os tubos que podem ser fabricados pelo processo de difusão apresentariam performance térmica adequada.

Nesta conjuntura, verifica-se que a principal limitação referente ao procedimento de construção de mini tubos de calor, usando o processo de soldagem por difusão está relacionada às dimensões do mini tubo. Conforme descrito na Seção 2.4.1, a pressão necessária a realização da solda por difusão, que no presente caso é obtida através de parafusos, fica difícil de ser conseguida quando a área do tubo ultrapassa 3000 mm², devido

a limitações de pressão sobre as partes do dispositivo. Outro aspecto limitante é que dispositivos com largura maior que 200 mm não cabem no forno. Devido a estes fatos e considerando os resultados apresentados por Mantelli et al (2002), Paiva et al (2004) e Wang e Peterson (2002), o mini tubo desenvolvido possui as seguintes dimensões: 100x30x2 mm. Os comprimentos das seções do evaporador, adiabática e condensador são iguais a 20, 50 e 30 mm respectivamente, como pode ser visto na Figura 4.1. Optou-se por esta configuração tomando como base, proporcionalmente, as seções dos tubos desenvolvidos por Wang e Peterson (2002), para posterior comparação dos processos de soldagem na performance térmica dos mini tubos de calor.

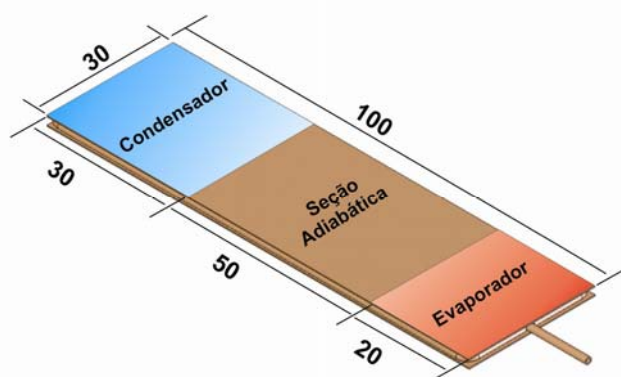


Figura 4.1: Dimensões do mini tubo de calor.

A escolha do diâmetro do fio foi baseada na configuração testada por Wang e Peterson (2002) que utilizou fios com diâmetro 1,3 mm. Devido à dificuldade em se encontrar esta bitola específica, optou-se por fios com diâmetro de 1,5 mm. Além disto, um maior diâmetro de fio proporciona a formação de uma ranhura com maior profundidade, proporcionando uma maior pressão capilar. Os mini tubos testados em microgravidade apresentaram esta mesma geometria.

4.3 Processo de fabricação de mini tubos de calor

O mini tubo desenvolvido neste projeto é formado a partir de um sanduíche de chapas de cobre finas e planas recheadas com fios roliços e maciços do mesmo material, conforme pode ser visto na Figura 4.2. O contato das chapas com os fios roliços formam um canto agudo, ranhura. Busca-se um processo de solda entre estas superfícies que não obstrua estas ranhuras, o que foi obtido por meio do processo de soldagem por difusão descrito na seção seguinte. O processo de solda utilizado por Wang e Peterson (2001) produzia resíduos que bloqueavam as ranhuras, prejudicando o desempenho térmico dos mini tubos.

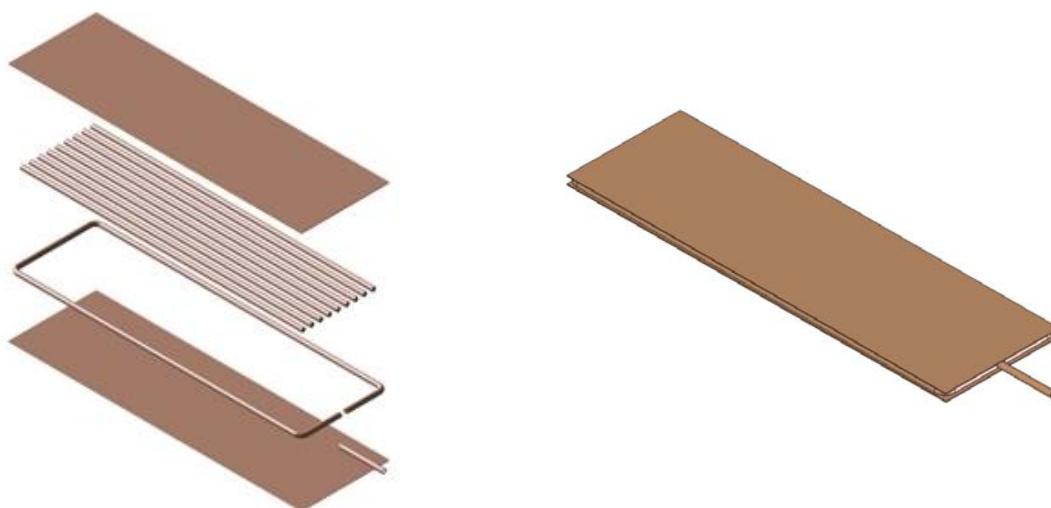


Figura 4.2: Processo de montagem do mini tubo.

4.3.1 Técnica de soldagem por difusão empregada

Para a aplicação do processo de soldagem por difusão no estado sólido para a fabricação dos mini tubos de calor, primeiramente foi necessário projetar e construir um dispositivo que permitisse a aplicação da carga necessária. Para isto, foi montada uma matriz onde a pressão foi aplicada por meio de torque em parafusos. O princípio da diferença de expansão térmica dos materiais envolvidos (ver Figura 4.3) também foi empregado. Desta forma, projetou-se e construiu-se uma prensa de aço inoxidável, na qual a peça de cobre é fixada na mesma e depois o sistema completo é colocado dentro de um forno de alto vácuo. O aquecimento provoca a dilatação da prensa e do cobre, mas como estes materiais têm coeficientes de expansão térmicos distintos, isto resulta na aplicação de uma pressão na peça de cobre.

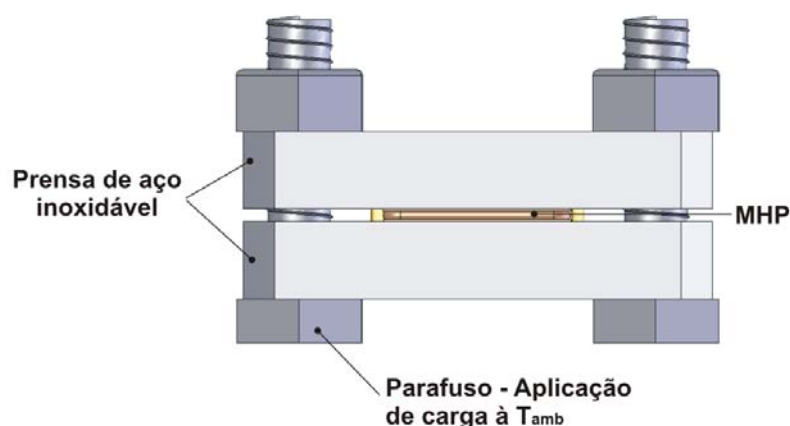


Figura 4.3: Esquema do princípio de funcionamento do dispositivo para aplicação de pressão.

No projeto do dispositivo de aplicação de pressão, levou-se em consideração a geometria dos tubos de calor, os coeficientes de expansão térmica linear e o módulo de

elasticidade do cobre e dos parafusos de aço inoxidável utilizados para aplicação da carga, conforme Figura 4.3. Um torque inicial é aplicado nos parafusos do dispositivo durante a etapa de montagem, de forma que na temperatura de soldagem o efeito do torque e da dilatação térmica diferencial (tubo de cobre e dispositivo) resulte na carga desejada (em torno de 15 MPa) para a execução com sucesso da união. Os coeficientes de expansão térmica do cobre e do aço inoxidável foram determinados experimentalmente através de ensaios dilatométricos. Na Figura 4.4 é apresentada a matriz preparada para o início do processo de soldagem.



Figura 4.4: Matrizes preparadas para o processo de soldagem.



Figura 4.5: Forno de alto vácuo.

Uma série de mini tubos foi construída apenas para testes, visando a determinar os parâmetros adequados para o processo de soldagem por difusão. Os seguintes parâmetros foram analisados: torque de montagem aplicado (pressão de soldagem), a temperatura de soldagem por difusão no estado sólido e o tempo que o dispositivo deve permanecer nesta temperatura. A matriz de soldagem utilizada foi sempre a mesma assim como se manteve o mesmo nível de vácuo em todos os testes (aproximadamente 10^{-5} mbar) em um forno de alto vácuo, cuja fotografia é mostrada na Figura 4.5.

Após a execução das soldagens sob diferentes condições, as amostras foram submetidas a testes de inspeção visual para avaliação da aparência e eventuais distorções do componente e à realização de micrografia. Os resultados iniciais demonstraram que, para a execução com sucesso da soldagem por difusão no estado sólido dos mini tubos de calor, o torque aplicado no dispositivo de pressão deveria ficar entre 8 e 9 kgf.m e a distribuição de temperatura deveria apresentar patamares e rampas de temperatura como mostrado na Figura 4.6.

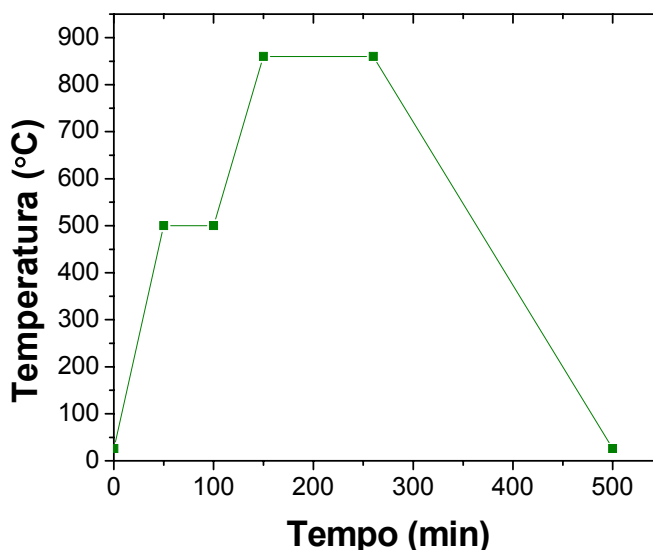


Figura 4.6: Distribuição de temperatura no processo de soldagem por difusão.

O passo seguinte consistiu na idealização de um procedimento de montagem de mini tubos de calor. O processo de soldagem foi realizado em duas etapas, em virtude da necessidade de montagem e alinhamento dos fios entre as chapas de cobre. Para a etapa inicial, pedaços de fios de cobre de aproximadamente 15 cm foram tensionados para que assim ficassem esticados. Alguns pedaços de fios, chamados espaçadores, foram levemente amassados para que, após fechamento do dispositivo aplicador de pressão pudessem ser removidos, formando assim os canais. Definiu-se que seria utilizado um fio com diâmetro de 1,5 mm para a fabricação dos tubos, sendo que o espaçamento entre eles seria de aproximadamente 2,2 vezes o diâmetro do fio. Esta decisão foi tomada com base no modelo térmico desenvolvido e de acordo com recomendações da literatura. Chapas de cobre de 100 x 30 x 0,25 mm foram cortadas para formar as partes superior e inferior do mini tubo. Antes de se realizar o processo de soldagem, foi realizado um banho químico de 10 minutos em solução de 10% de ácido sulfúrico, visando à limpeza das partes de cobre que compõem o mini tubo. Em seguida, as peças são colocadas em água corrente para a remoção do ácido.

Uma fina camada de pasta de alumina é inserida sobre a prensa de aço inoxidável e sobre os parafusos, para impedir a soldagem do mini tubo na prensa e das porcas nos

parafusos. Após esta etapa, as pequenas chapas de cobre são colocadas entre os guias na prensa de aço inoxidável. Os fios de cobre e os espaçadores são posicionados sobre a chapa de cobre inferior. Por fim, a chapa de cobre superior é montada sobre os fios e a parte superior da prensa e os parafusos são inseridos, fechando-se assim o aparato. Depois que todos os parafusos foram apertados, os espaçadores são removidos, ficando somente os fios que formarão os canais. Através destes passos é realizada a primeira etapa da soldagem por difusão como mostrado na Figura 4.7.

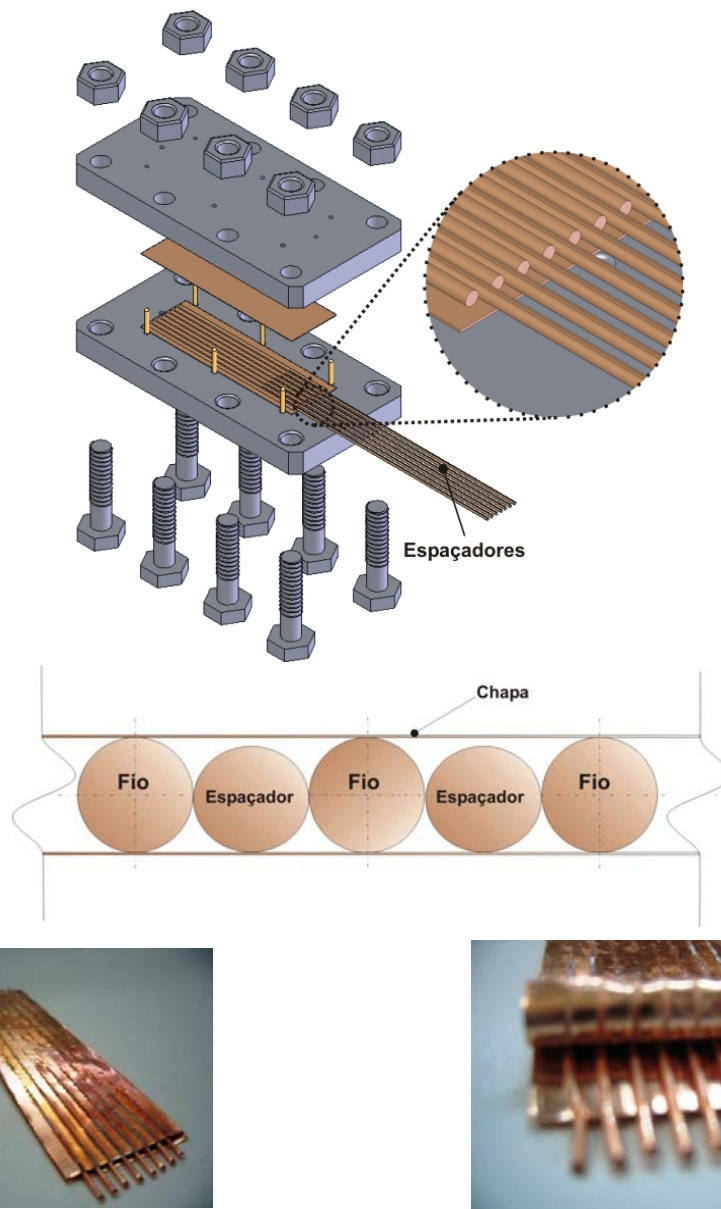


Figura 4.7: Esboço da montagem da primeira etapa, seção transversal e o mini tubo pronto.

Na etapa seguinte, o excesso de fios dos extremos do mini tubo são cortados para a montagem da lateral. Um fio que contorna todo o mini tubo é usado para tal fim. Por último, um capilar de cobre é inserido na lateral para o carregamento do mini tubo (ver Figura 4.8). Nas duas etapas de soldagem, os parâmetros do processo (ciclo térmico e pressão) são idênticos.

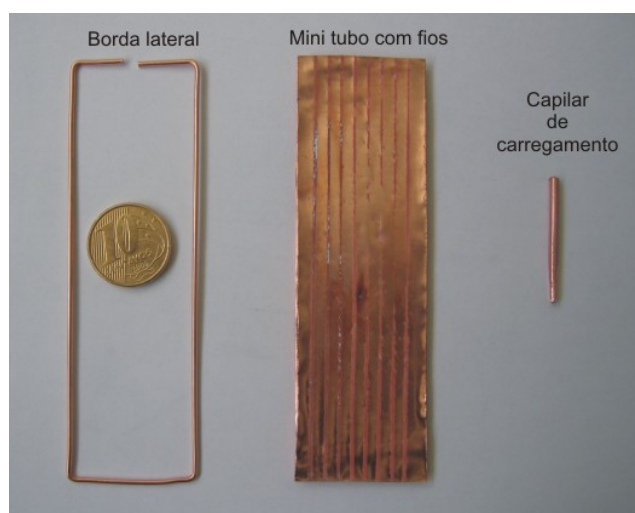


Figura 4.8: Partes do mini tubo durante o processo de montagem.

Após a execução da última etapa, o capilar de carregamento ainda necessita ser brasado, pois não há uma pressão tão elevada no sentido longitudinal para promover a estanqueidade do mini tubo. Na Figura 4.9 é apresentado o mini tubo após a segunda etapa do processo de soldagem por difusão.

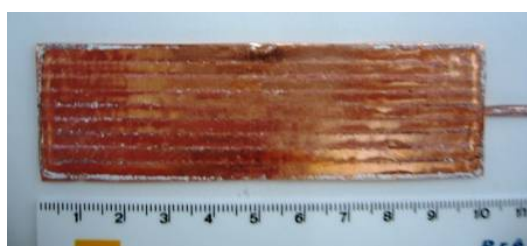


Figura 4.9: Mini tubo após a segunda etapa.

As características geométricas dos mini tubos testados neste trabalho são apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Característica dos mini tubos.

Comprimento	100 mm
Largura	30 mm
Espessura	2 mm
Número de fios	10
Número de canais	9
Número de ranhuras	36
Diâmetro do fio	1,5 mm
Material	Cobre

Na Figura 4.10 (a) e (b) são apresentados imagens da micrografia da seção transversal dos mini tubos de calor. Como pode ser visto, as ranhuras formadas entre os fios

e as chapas de cobre são bastante agudas. Análise destrutivas posteriores ao processo de soldagem mostraram que o fio de cobre sofre um pequeno abaulamento, como melhor evidenciado na Figura 4.10 (b), não possuindo mais um formato cilíndrico. Medidas indicaram que após o processo de soldagem por difusão que o diâmetro do fio na direção vertical da seção transversal da Figura 4.10 (b) foi de aproximadamente 1,3 mm.

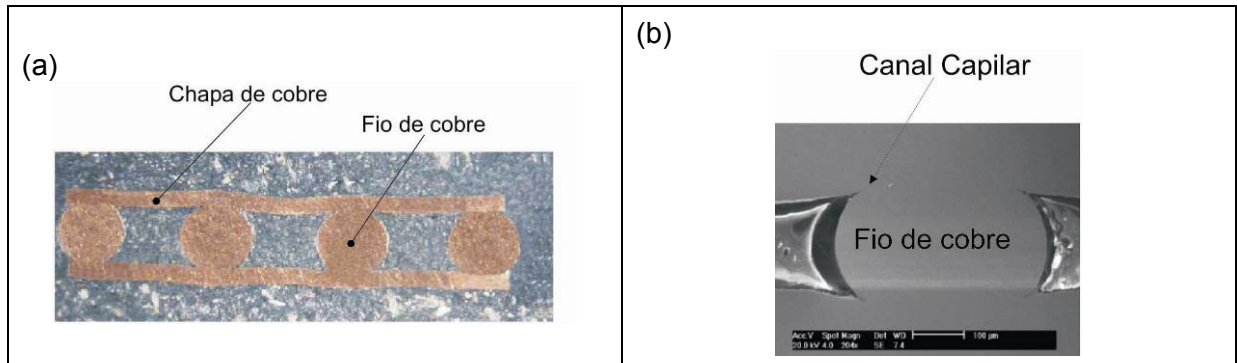


Figura 4.10: Seção transversal do mini tubo de calor.

4.4 Bancada Experimental

Com o propósito de se verificar o funcionamento da estrutura capilar com fios e a fluxo de calor máximo do dispositivo, uma bancada experimental foi desenvolvida, cuja fotografia do conjunto é mostrada na Figura 4.11. O sistema foi desenvolvido de modo a facilitar a montagem e desmontagem dos mini tubos na bancada, sendo composto por: uma camisa d'água de PVC, um suporte de madeira MDF, duas placas de isolamento (poliuretano expandido), uma resistência elétrica, uma fonte de potência, uma unidade de banho térmico LAUDA®, termopares Omega® do tipo T, um sistema de aquisição de dados Hewlett-Packard® 3970A e um computador.

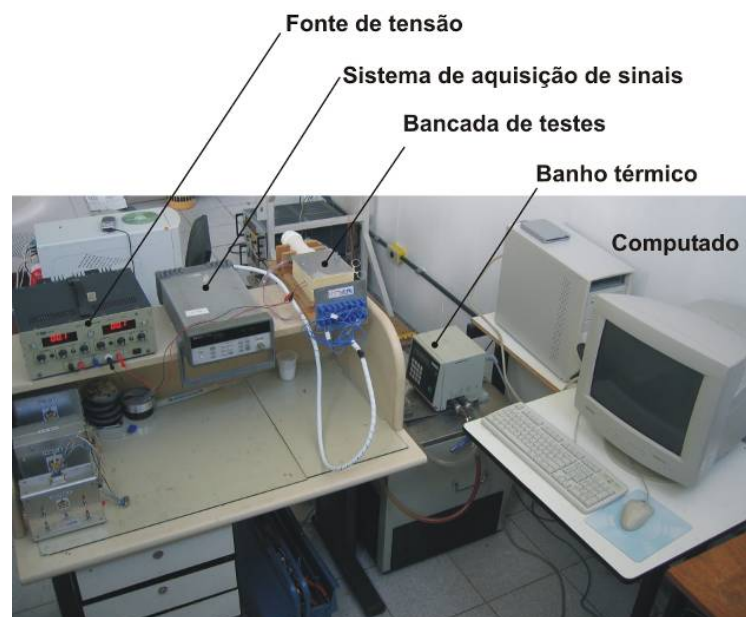


Figura 4.11: Foto do aparato experimental em laboratório.

O mini tubo de calor foi dividido em três regiões: evaporador, condensador e região adiabática. O tamanho de cada região foi estabelecido conforme discutido anteriormente. Calor é inserido no mini tubo de calor por meio de um filme de resistência elétrica conectado diretamente a uma fonte de potência. As dimensões do evaporador e, conseqüentemente, da resistência elétrica são de 30 mm de largura por 20 mm de comprimento. Para garantir o melhor contato entre a resistência elétrica e o mini tubo de calor, uma fina camada de pasta térmica foi aplicada.

Tanto a seção do evaporador quanto a seção adiabática foram isoladas do ambiente por meio de duas placas de poliuretano expandido. Um canal foi criado na placa inferior de isolamento para acomodar o mini tubo. Duas barras roscadas e uma placa de alumínio foram usadas para prender todo o sistema, impedindo o contato do mini tubo com o ambiente e pressionando-o contra a resistência elétrica.

O calor inserido na seção do evaporador é removido do mini tubo na seção do condensador. Um dispositivo para a remoção do calor foi construído usando um tubo de PVC como mostrado na Figura 4.12. Suas extremidades foram fechadas por meio de tampões. Dois orifícios laterais ao tubo servem como entrada e saída do fluido, que em contato direto com o mini tubo, promovem a remoção do calor por convecção forçada. A temperatura e vazão (5,9 l/min) do banho são mantidas constantes durante todo o teste. Uma passagem retangular de 35x3 mm foi feita em um dos tampões para se introduzir a seção do condensador do mini tubo de calor. Silicone de alta temperatura foi usado para vedar o espaço entre a superfície do mini tubo e a parede do tampão, selando assim a camisa d'água de PVC.

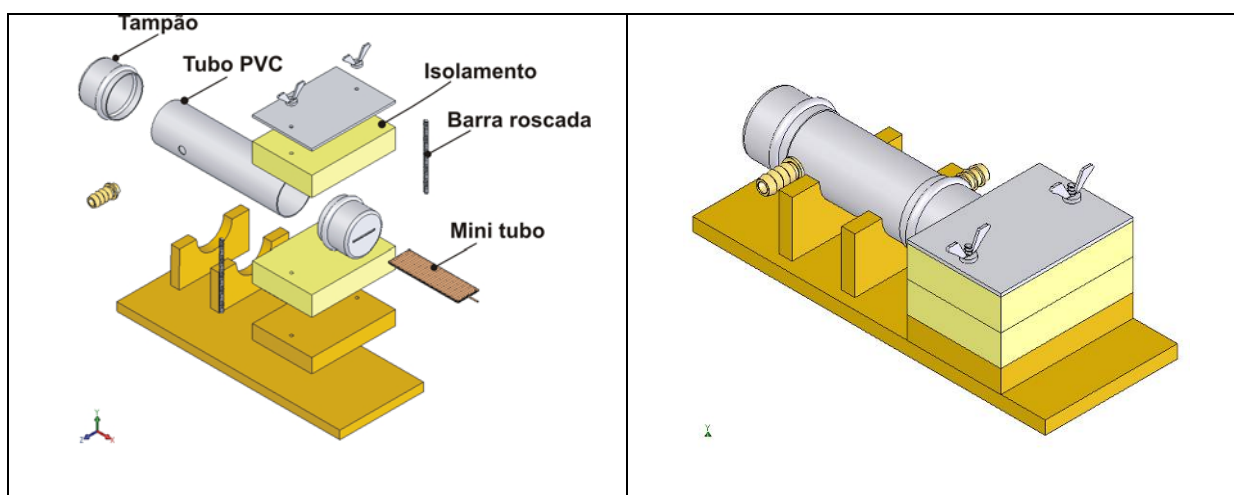


Figura 4.12: Esboço da bancada experimental.

A variação de temperatura ao longo do mini tubo de calor foi monitorada por meio de 13 termopares do tipo T, da marca OMEGA® modelo TT-T-040 e distribuídos pelas seções

do dispositivo como pode ser visto na Figura 4.13. Outros três termopares foram usados para o monitoramento da temperatura de entrada e saída de água da camisa d'água e da temperatura ambiente.

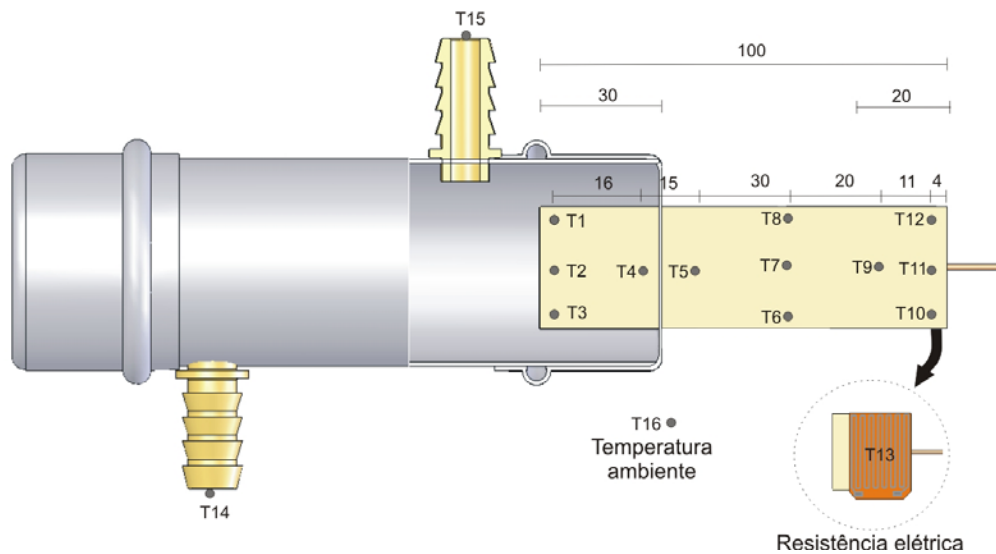


Figura 4.13: Localização dos termopares.

Para a colocação dos termopares, a superfície do mini tubo foi limpa e desengordurada, para garantir uma boa adesão da fita Kapton® à superfície. A fita serve de isolante elétrico, impedindo que os termopares tenham contato com a superfície metálica de cobre do mini tubo. Sobre a fita Kapton® foi colocado o termopar e por cima deste outra camada de fita Kapton®, conforme Figura 4.14. Para melhorar a adesão entre o sanduíche formado pelas duas camadas de Kapton® e o termopar e para isolar a cabeça do termopar de efeitos de radiação indesejáveis, foram colocadas tiras de fita de alumínio.

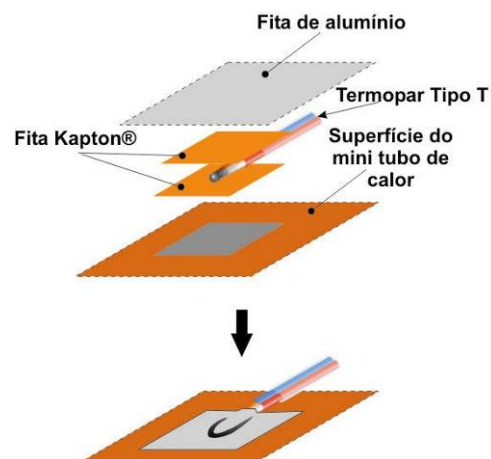


Figura 4.14: Esquema de fixação dos termopares.

Os termopares foram conectados a um sistema de aquisição de sinais Hewlett Packard® 34970A. Através do software LabView® os dados foram coletados e armazenados a uma taxa de aquisição de uma leitura por segundo.

4.5 Procedimento de carregamento dos mini tubos

Para efetuar o carregamento dos tubos com o fluido de trabalho, concluindo desta forma o processo de fabricação, adotou-se a seguinte metodologia. Primeiramente os tubos sofreram um processo de limpeza. Depois de limpos, os tubos foram submetidos a teste de vazamento, sendo logo em seguida carregados com o fluido de trabalho na quantidade pré-determinada e, imediatamente depois, selados. Só então os mini tubos foram testados. Para se garantir a repetibilidade da performance térmica dos dispositivos, estes passos sempre foram rigorosamente seguidos, toda vez que um tubo foi carregado.

Como foi descrito no processo de fabricação dos mini tubos, antes do processo de soldagem ser realizado, as partes de cobre que compõem os dispositivos foram limpas com ácido sulfúrico a 10% segundo especificação de ASM (1973). Em seguida, deixam-se as partes em água corrente por 10 minutos. Assim, após o processo de soldagem, o mini tubo de calor sai do forno de alto vácuo extremamente limpo. Porém, como é necessário fazer a brasagem do capilar e em alguns casos em toda a lateral do mini tubo para reforçar a sua estanqueidade, uma segunda etapa da limpeza com acetona é realizada. Após a remoção do fluido de limpeza (acetona), o mini tubo é conectado, através do tubo capilar e com o auxílio de uma pequena mangueira de 2 mm de diâmetro, a uma bomba de vácuo mecânica por aproximadamente 30 minutos. Este procedimento é adotado para facilitar a entrada do fluido de limpeza no mini tubo de calor.

4.5.1 Teste de vazamento

Depois de realizado o processo de limpeza, os mini tubos de calor são submetidos a testes de vazamento. Estes testes foram realizados no próprio laboratório utilizando um equipamento especial para detectar vazamentos de vácuo (Leak Detector Spectron 5000 Edwards ®) como pode ser visto na Figura 4.15. Para os testes de vazamento de vácuo, o tubo é conectado ao detector de vazamentos, o qual tem um sistema que evacua o dispositivo a ser testado. Em seguida, borrija-se gás hélio sobre as paredes externas do dispositivo. Se houver algum pequeno orifício, o gás hélio penetrará dentro do dispositivo e o espectômetro de massa do equipamento, que analisa os gases que estão sendo evacuados, detectará a sua presença. Para a caracterização de um tubo perfeitamente estanque a indicação do detector de vazamentos é de aproximadamente 10^{-9} mbarl/s. Caso não haja vazamento, o mini tubo de calor pode ser carregado.

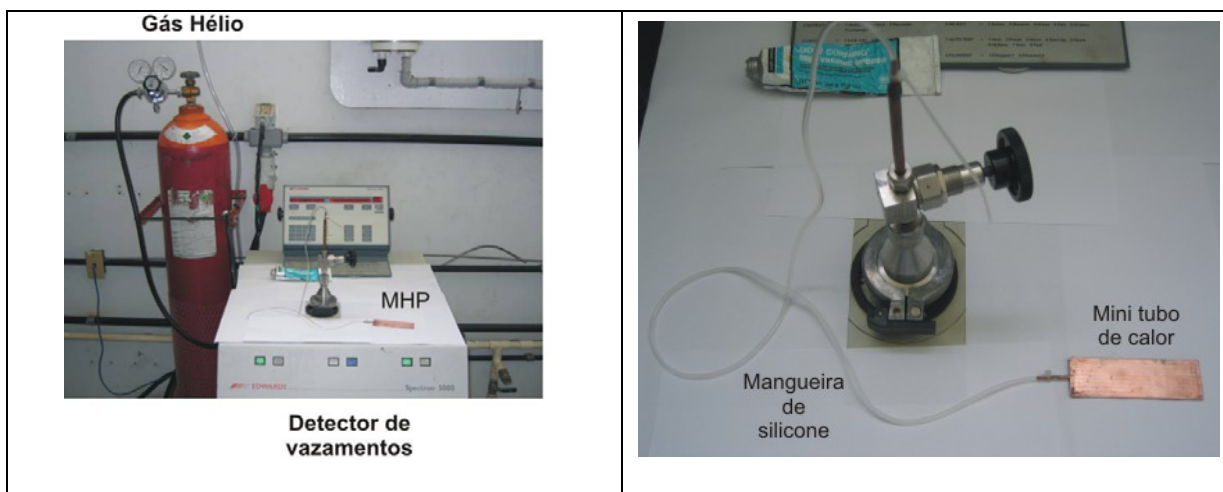


Figura 4.15: Montagem para a detecção de vazamento.

4.5.2 Carregamento e selamento

O processo de carregamento do mini tubo é realizado após o teste de detecção de vazamentos. Todo o procedimento de carga é realizado à temperatura ambiente. Como pode ser visto na Figura 4.16, foi usada uma pequena mangueira de silicone para conectar o mini tubo ao sistema de vácuo. O mini tubo é mantido em processo de evacuação por aproximadamente 30 minutos. O nível de vácuo antes da realização do carregamento é da ordem 1×10^{-3} mbar. Depois de efetuado o vácuo, causa-se a estricção da seção da mangueira com uma garra especial (Figura 4.16 (a)), um pouco depois de onde será injetado o fluido de trabalho. O mini tubo é então carregado com o fluido de trabalho através de uma pequena seringa de insulina de 0,5 cc, como demonstrado na Figura 4.16 (b). Com outra garra lacra-se a mangueira de silicone próximo ao capilar do mini tubo (ver Figura 4.16(c)). Este procedimento foi aplicado para os testes em laboratório porque, se o mini tubo fosse lacrado da maneira convencional (lacrando o capilar de carregamento), não seria possível a recarga do mini tubo com quantidades diferentes de fluido de trabalho. No contato entre a agulha da seringa e a mangueira coloca-se um pouco de graxa para vácuo (Dow Corning®), para impedir possíveis vazamentos. Este procedimento é muito delicado, pois qualquer descuido provoca a perda de vácuo.

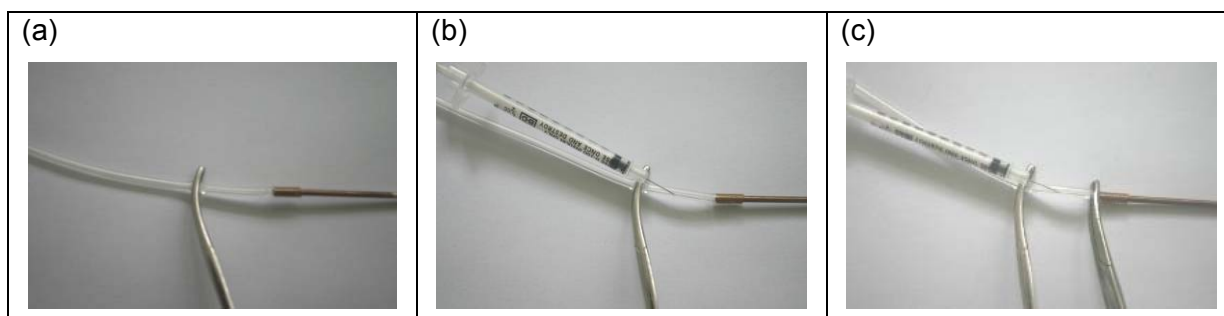


Figura 4.16: Procedimentos para de carregamento e selamento.

Para os mini tubos de calor testados em microgravidade o capilar de cobre é mordido por um alicate lacrador. Logo em seguida, remove-se a mangueira de silicone do capilar de carregamento e solda-se a sua ponta.

4.6 Testes

Para realização dos testes com mini tubos de calor, o mesmo procedimento foi sempre utilizado, a fim de garantir a repetibilidade dos resultados medidos. A seguinte metodologia descreve o procedimento experimental:

- Definir a temperatura de banho a ser usada;
- Ligar o sistema de aquisição de dados, assim como a fonte de potência e o banho térmico, 1 hora antes do início de teste;
- Abrir o programa LabView no computador e configurar os canais de leitura de temperatura;
- Verificar a leitura dos termopares e conexão da fonte com as resistências elétricas;
- Verificar se a distribuição de temperatura ao longo do mini tubo está uniforme antes de começar o teste;
- Aumentar a potência de maneira gradual de 500 em 500 segundos até o secamento do mini tubo (*dry out*);

4.7 Missão Centenário – Experimento MHP

A fim de se verificar o comportamento do mini tubo de calor com a aceleração da gravidade, testes foram realizados na Estação Espacial Internacional. O funcionamento de mini tubos de calor pode ser influenciado pela falta de gravidade. A gravidade tende a deslocar parte do fluido de trabalho para as duas ranhuras situadas na região inferior dos mini tubos, esvaziando parcialmente os canais superiores. Assim, na ausência de gravidade este efeito não seria observado. Se por um lado a ausência de gravidade pode ter este efeito positivo, por outro lado sabe-se que o processo de vaporização com presença de bolhas é bastante afetado pela ausência da gravidade, onde ocorre a formação de bolhas maiores de vapor, que podem bloquear o canal dos mini tubos. Não se sabe se este último efeito seria observado em ranhuras tão pequenas. Assim para que os mini tubos de calor possam vir a ser utilizados em naves espaciais para o controle térmico de componentes eletrônicos, torna-se necessário que estes sejam testados em ambiente de microgravidade, como o proporcionado pela Missão Centenário.

O módulo para os testes em microgravidade, a bordo da Estação Espacial Internacional, foi desenvolvido de modo a se adequar às normas técnicas americana e russa para a construção de experimentos espaciais.

As limitações foram as mais diversas possíveis, principalmente devido às normas de segurança. A restrição quanto à massa e dimensões totais foram uns dos limitantes principais para o desenvolvimento do projeto, ficando restrita a 1,8 kg e com dimensões de 200x140x127 mm.

Foram testados dois mini tubos de calor carregados com quantidades diferentes de água destilada, pois as normas de segurança de experimentos em uma estação espacial tripulada, como a ISS, exigem a presença de barreira tripla (três camadas de proteção) quando fluidos diferentes da água são utilizados.

Por apresentar tantas particularidades de projeto, o módulo de testes em microgravidade apresenta, basicamente, três diferenças, que podem ser entendidas também como desvantagens, em relação à bancada de laboratório. A primeira delas está relacionada à seção do condensador, onde um dissipador de cobre aletado com um mini ventilador foi usado para a dissipação do calor no módulo de microgravidade, diferentemente do banho com temperatura controlada usado nos testes em bancada de laboratório. Sendo assim, a dissipação de calor nos testes em bancada de laboratório é mais efetiva que nos testes em microgravidade e, para cada nível de patamar de potência nos mini tubos testados em microgravidade, há uma temperatura de condensador diferente. A segunda particularidade está relacionada ao número de canais de aquisição de temperatura, que no caso do teste em microgravidade, são apenas sete. O oitavo canal de leitura disponível foi usado para se monitorar a tensão elétrica aplicada aos resistores nos mini tubos de calor. A terceira e última particularidade está relacionada ao isolamento térmico usado. As restrições de materiais são muito rígidas, principalmente em relação a materiais que apresentam degaseificação (*off-gassing*) desconhecida. A solução encontrada foi utilizar placas de cortiça granulada, que apresentam condutividade térmica maior que o isolamento de poliuretano expandido, usado na bancada de laboratório. Sendo assim, as perdas térmicas para o isolamento usado nos testes em microgravidade são superiores aos de laboratório.

A aprovação do experimento para vôo ocorreu depois de dois testes de qualificação e aceitação. A primeira bateria de testes foi realizada pela parte brasileira no Laboratório de Integração e Testes (LIT) no Instituto de Pesquisas Espaciais (INPE) em São José do Campos/SP. Estas avaliações visavam ao enquadramento do experimento nas normas exigidas pela parte russa e abrangiam os seguintes testes: teste de medidas elétricas, teste de vibração, teste de emissão eletromagnética (EMI/EMC), teste de umidade, teste de ciclagem térmica, teste de pressão, teste de inspeção visual, teste de degaseificação (*off-*

gassing), teste de vazamento e teste de verificação de desligamento em situações anormais.

A segunda bateria de testes foi realizada pela parte russa nos laboratórios da Energia em Korolev – Rússia e abrangeram apenas os testes de medidas elétricas e de inspeção visual. Só assim o experimento MHP foi aprovado para os testes em microgravidade a bordo da ISS.

O experimento, apesar de ser constituído por um único módulo conforme apresentado na Figura 4.17, pode ser dividido em duas partes: o módulo de mini tubos de calor e o sistema de aquisição de dados.

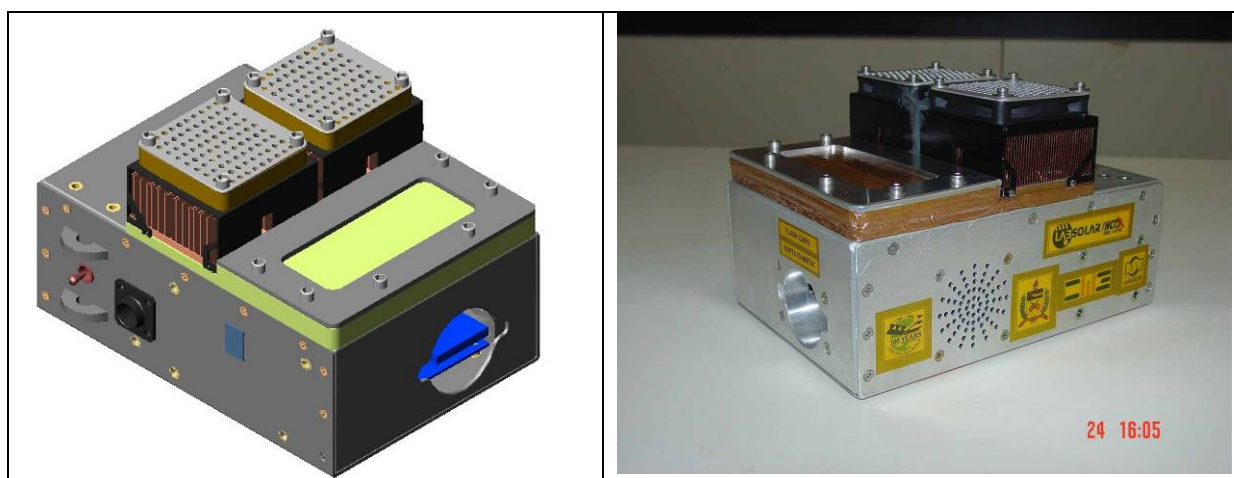


Figura 4.17: Esboço do módulo MHP e módulo de vôo.

Para a construção do módulo em que os mini tubos seriam inseridos, foi desenvolvido um suporte de alumínio sobre o sistema de aquisição de dados, para a fixação dos mini tubos. Estes foram colocados de forma longitudinal sobre a caixa do sistema de aquisição e presos entre placas de cortiça granulada por meio de parafusos, impedindo assim, o contato do mini tubo com o ambiente, e promovendo, ao mesmo tempo, pressão da resistência elétrica contra o mini tubo. Uma fina camada de pasta térmica Dow Corning 304[®] foi inserida entre a resistência e o mini tubo. A cortiça granulada não apresenta capacidade de isolamento do poliuretado expandido, porém, dentro da lista de materiais permitidos, era a que apresentava menor condutividade térmica. Uma fita adesiva de cobre foi utilizada para envolver todo o isolamento para impedir possíveis desprendimentos de pedaços de cortiça. Da mesma forma que para os testes realizados em bancada, o calor foi imposto a uma parte do mini tubo de calor, chamada evaporador, por meio de resistências elétricas. Porém, este calor foi removido através de dissipadores de calor (*cooler fan*), ao invés de um banho térmico. Os dissipadores foram colocados sobre os mini tubos (um para cada tubo) e fixados também sobre o sistema de aquisição de dados por parafusos. Para garantir melhor contato entre o condensador e o dissipador de calor, foi usada uma fina camada de pasta térmica Dow Corning 304[®].

Termopares do tipo T, da marca OMEGA[®] modelo TT-T-040, foram usados para se monitorar a distribuição de temperatura ao longo de cada mini tubo de calor e conectados diretamente ao sistema de aquisição de dados. O mini tubo de calor carregado com 0,5 ml recebeu 4 termopares, um para cada seção e outro sobre a resistência elétrica. O mini tubo de 0,3 ml recebeu 3 termopares, um na seção do evaporador, um na seção do condensador e outro sobre a resistência elétrica, como pode ser visto na Figura 4.18. O canal que seria utilizado para leitura da temperatura da seção adiabática foi usado como canal de leitura da tensão elétrica. Para colocação dos termopares fez-se o mesmo procedimento adotado na montagem dos mini tubos na bancada em laboratório. Os termopares instalados sobre cada resistência foram usados como dispositivo de proteção. Caso houvesse algum problema de superaquecimento e a temperatura excedesse 100°C o software desligaria o aquecimento.

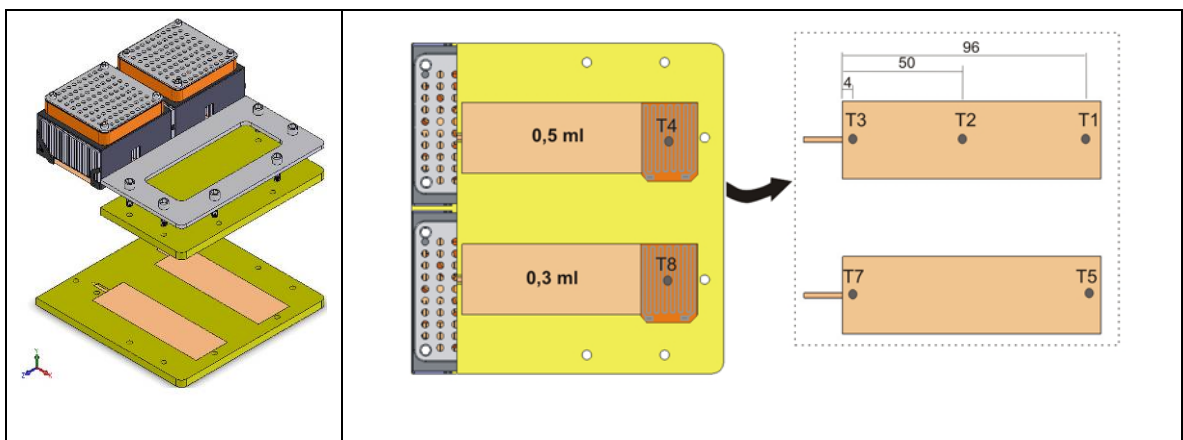


Figura 4.18: Localização dos termopares.

A montagem do módulo do sistema de aquisição de dados foi mais complicada, sendo que o enquadramento do sistema aos requisitos elétricos requereu grande parte do tempo e esforço de toda a equipe.

Uma caixa de alumínio de 200 x 140 x 74 mm foi usada para se acomodar todo o sistema de aquisição e controle do experimento como pode ser visto na Figura 4.19.

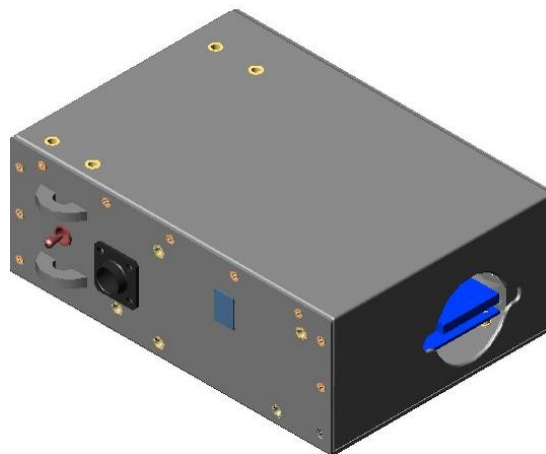


Figura 4.19: Esboço do sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição é constituído pelos seguintes componentes: placa PC/104, placa de aquisição de sinais, placa da junta de compensação, conversor DC/DC, placa de controle de potência, placa do conversor digital/analógico, placa de controle *in rush*, mini ventilador para resfriamento dos componentes eletrônicos e cartão de memória.

A placa PC/104 funciona basicamente como um computador (equivalente a um Pentium II, 400 MHz) usando o sistema operacional MSDOS em um cartão de memória *flash* (o mesmo utilizado em máquinas fotográficas). Um programa de controle, leitura e aquisição de sinais foi desenvolvido em linguagem C++. A interface entre o astronauta e o experimento foi desenvolvida da forma mais elementar possível, sendo constituída por uma chave e um mostrador digital de sete segmentos. Grande parte das operações foi controlada basicamente por software. Os dados obtidos foram armazenados no cartão de memória mostrado na Figura 4.20.



Figura 4.20: Cartão de memória.

Fazia parte do experimento ainda uma bolsa de material NOMEX[®], onde o módulo MHP foi alojado para o transporte até a estação e também um cabo de força para o fornecimento de energia elétrica (28 VDC \pm 1V) ao experimento, como pode ser visto na Figura 4.21.



Figura 4.21: Componentes do experimento MHP.

4.7.1 Procedimento experimental

Com relação à montagem, limpeza, carregamento e selamento dos mini tubos de calor foi adotado o procedimento descrito na Seção 4.5. Para posterior comparação de dados obtidos em gravidade com os de microgravidade, foram realizados testes com o experimento dentro de uma câmara com temperatura e umidade controlados, disponibilizada pelo INPE na ocasião dos testes de aceitação, similares ao ambiente encontrado na Estação Espacial. Estes testes seguiram exatamente os mesmos passos dos realizados em microgravidade.

Os testes foram programados de forma a se adequar ao tempo e a energia elétrica disponível para todos os experimentos brasileiros disponibilizado pela ISS, de acordo com acordos entre a AEB e a empresa Russa Energia/Roskosmos. Durante a missão, foram realizados quatro ciclos de testes para duas configurações de ciclo diferentes, apresentados nas Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4. Para garantir a execução do ciclo em caso de falha de operação ou acidente na ISS, cada configuração foi repetida uma vez. A diferença entre as duas configurações de ciclo está somente nos incrementos dos patamares de potência. Esta atitude foi tomada para garantir tempo suficiente para a partida de operação do tubo, caso houvesse alguma dificuldade do dispositivo em atingir regime permanente em curto intervalo de tempo.

Tabela 4.2: Ciclos de operação em microgravidade.

	Tempo Total (s)/(h)
1º Ciclo	10200 / 2,84
2º Ciclo	9000 / 2,5
3º Ciclo	10200 / 2,84
4º Ciclo	9000 / 2,5

Tabela 4.3: Tempo de duração dos ciclos 1 e 3.

Tempo de espera (s)	Tempo de aquisição de dados MHP1(s)	Intervalo (s)	Tempo de aquisição de dados MHP2(s)	Total (s)
600	4200	1200	4200	10200

Tabela 4.4: Tempo de duração dos ciclos 2 e 4.

Tempo de espera (s)	Tempo de aquisição de dados MHP1(s)	Intervalo (s)	Tempo de aquisição de dados MHP2(s)	Total (s)
600	3600	1200	3600	9000

A partir do momento em que a chave foi ligada, a placa PC/104 inicializou e o cartão de memória flash entrou em módulo de espera de 10 minutos. Ao mesmo tempo, os dois ventiladores dos dissipadores de calor foram acionados. Depois de decorrido o tempo de espera, a resistência do primeiro tubo foi ligada aquecendo-o em patamares (aproximadamente) de 5W em 5 W até 35W, com intervalo de tempo de 500 segundos. Um intervalo de tempo de 20 minutos foi programado entre o teste do primeiro e o segundo tubo, repetindo-se, então, os mesmos patamares de aquecimento do primeiro mini tubo.

A diferença da segunda configuração está no incremento da potência que foi aumentada de 10W em 10W até 35 W. Depois de terminado o aquecimento do segundo mini tubo de calor, o mostrador de sete segmentos indicaria um código para o desligamento da chave. O mesmo procedimento foi repedido para os outros ciclos restantes.

Os principais passos utilizados na execução do experimento na ISS foram:

- Retirar o experimento da bolsa NOMEX[®], o qual foi preso a uma superfície utilizando velcro (para a fixação, foi utilizado velcro na superfície inferior do experimento).
- Inserir o cartão de memória no experimento;
- Ligar o cabo de força e o fio terra no experimento e em seguida no soquete da Estação;
- Ligar a chave liga/desliga para acionar o experimento;
- Monitorar o código do mostrador de sete segmentos (dependendo do código pode-se verificar se há superaquecimento do experimento e também se o ciclo está sendo executado adequadamente);
- Desligar o experimento;
- Repetir o mesmo procedimento durante três dias;
- Retirar o cartão de memória para ser enviado a Terra.

É interessante notar que, de todo o aparato enviado ao espaço, apenas o cartão de memória contendo os dados experimentais retornou a Terra. O restante do equipamento é considerado lixo espacial e será incinerado, junto com o módulo de serviço da cápsula Soyuz, num retorno de astronautas à Terra, uma vez que o custo do transporte de experimentos de volta à Terra é muito alto.

4.8 Análise das incertezas experimentais

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura, do sistema de aquisição de sinais e da fonte de corrente contínua que fornece energia ao aparato experimental.

Tanto o sistema de aquisição de sinais de temperatura usado em laboratório quanto o módulo do experimento em microgravidade foram calibrados utilizando um banho térmico, onde a temperatura de referência padrão foi um termômetro de bulbo da marca Omega® com subdivisão de $0,1^{\circ}\text{C}$, considerando um padrão secundário.

A faixa de temperatura usada para a calibração foi de 20°C a 90°C . Desta forma, a incerteza de medição dos termopares e do sistema de aquisição de sinais em conjunto para o experimento em laboratório e para o módulo experimental em microgravidade foi determinada. Maiores detalhes para o cálculo das incertezas podem ser vistos no Apêndice C.

A tendência (erro sistemático para pontos finitos) obtida foi calculada para cada canal independentemente. Para a bancada em laboratório, o canal 13 apresentou maior tendência de $-0,67^{\circ}\text{C}$ com uma incerteza máxima igual a $-0,83^{\circ}\text{C}$. Para o módulo experimental de microgravidade a maior tendência encontrada foi de $1,6^{\circ}\text{C}$ para o canal 2 com uma incerteza máxima de $1,7^{\circ}\text{C}$.

Para a determinação da incerteza da medição da potência elétrica obtida a partir dos resistores, foi utilizado o método de propagação de erros descrito por Holman (1994). O Apêndice C apresenta estes cálculos. Observa-se que a maior incerteza experimental para o taxa de calor imposta ao mini tubo carregado com água destilada é inferior a 3% no caso do experimento em laboratório, e aproximadamente 7% para o experimento em microgravidade. Este mesmo procedimento foi aplicado para a determinação das incertezas nas medidas das resistências térmicas dos mini tubos de calor, conforme será mostrado adiante neste trabalho.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Introdução

Diversos testes foram realizados em bancada experimental no laboratório e na ISS, mas somente aqueles que apresentaram resultados importantes serão apresentados neste capítulo.

Primeiramente, serão apresentados resultados do modelo matemático. Em seguida, serão apresentados resultados em testes de laboratório, em regime permanente, obtidos para os mini tubos de calor carregados com três fluidos de trabalho diferentes: acetona, água e metanol. Estes dados serão comparados com resultados obtidos a partir do modelo teórico.

Por fim, serão apresentados os resultados obtidos nos testes em microgravidade e sua comparação com os resultados em gravidade de dois mini tubos carregados com quantidades diferentes de água destilada.

5.2 Resultados teóricos

5.2.1 O efeito do ângulo de contato sobre o limite capilar

Um dos principais desafios para a modelagem de mini tubos de calor com ranhuras está na determinação do ângulo de contato apropriado, necessário para o cálculo do limite capilar. As ranhuras utilizadas nos mini tubos deste trabalho apresentam uma geometria distinta das usuais. Assim, uma tentativa de determinação experimental deste ângulo foi realizada, conforme mostrado na Seção 3.10. Considerando a hipótese que o raio do menisco tende a retroceder para dentro do canal capilar, um ângulo de contato máximo de 45° foi estabelecido. Wang e Peterson (2002) utilizaram um ângulo de contato de 10° para mini tubos com fios de alumínio e acetona. Launay et al (2004a) adotaram um ângulo de contato de 64° para um mini tubo de calor com fios de cobre-água. Este último valor é excessivamente alto e ocorreu principalmente devido ao excesso de fluido de trabalho no mini tubo de calor. Na Figura 5.1 é apresentado um gráfico da máxima potência térmica teórica transferida (em Watts), em função do ângulo de contato, para os três fluidos utilizados neste trabalho.

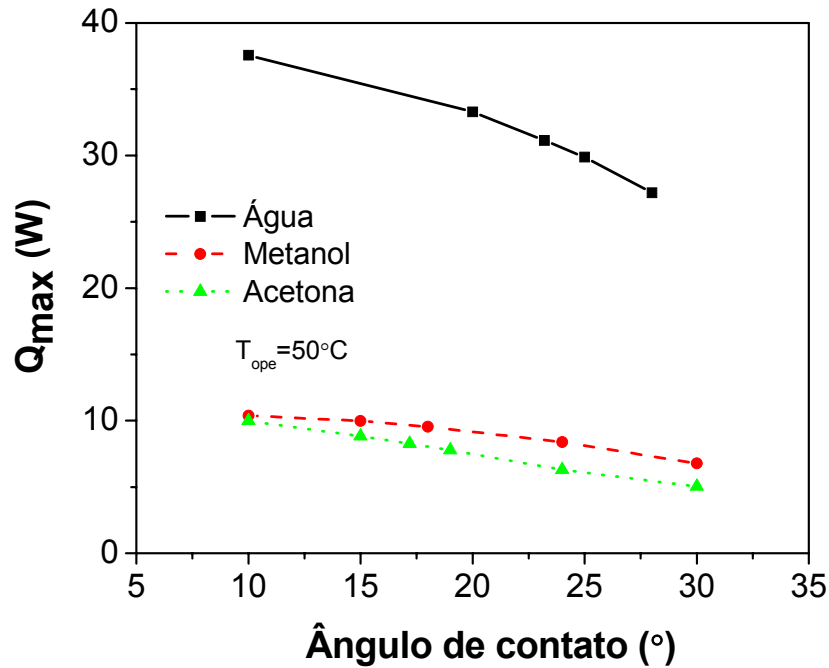


Figura 5.1: Efeito do ângulo de contato no limite capilar de um mini tubo de calor.

Para os três fluidos utilizados neste trabalho, a máxima capacidade de transferência de calor aumenta com a redução do ângulo de contato. Já para um determinado ângulo de contato, o limite capilar é maior usando-se água do que metanol e acetona, devido as suas propriedades termofísicas, especialmente o calor latente de vaporização da água, h_{lv} , que é maior que o do metanol, e que por sua vez é maior do que o da acetona. A transferência de calor diminui com a redução do h_{lv} . O ângulo de contato utilizado no modelo matemático foi variado até o fluxo de calor máximo teórico se adaptar aos resultados experimentais para os três fluidos de trabalho utilizados. Na Tabela 5.1 são apresentados os ângulos de contato teórico utilizado no modelo matemático.

Tabela 5.1: Ângulos de contatos utilizados neste estudo

Fluido de trabalho	Ângulo de contato (°)	T_{ope} (°C)
Água	25	56
Acetona	19	47
Metanol	18	45

Um parâmetro que relaciona as propriedades do fluido de trabalho com sua máxima capacidade de transporte de calor é denominado Número de Mérito, sendo expresso como (Dunn e Reay, 1994):

$$N_m = \left(\frac{\rho_l \sigma h_{lv}}{\mu_l} \right) \quad (5.1)$$

onde ρ_l é a densidade do líquido, σ a tensão superficial e μ_l a viscosidade do líquido.

As características de um bom fluido de trabalho, segundo a relação estabelecida acima são: fluido com alto calor latente de vaporização, alta tensão superficial, alta densidade de líquido e uma baixa viscosidade de líquido. A Figura 5.2 ilustra o Número de Mérito para alguns fluidos. A água destilada apresenta um valor elevado de Número de Mérito. Metanol é levemente superior à acetona, que por sua vez é superior ao etanol até a temperatura de 80°C.

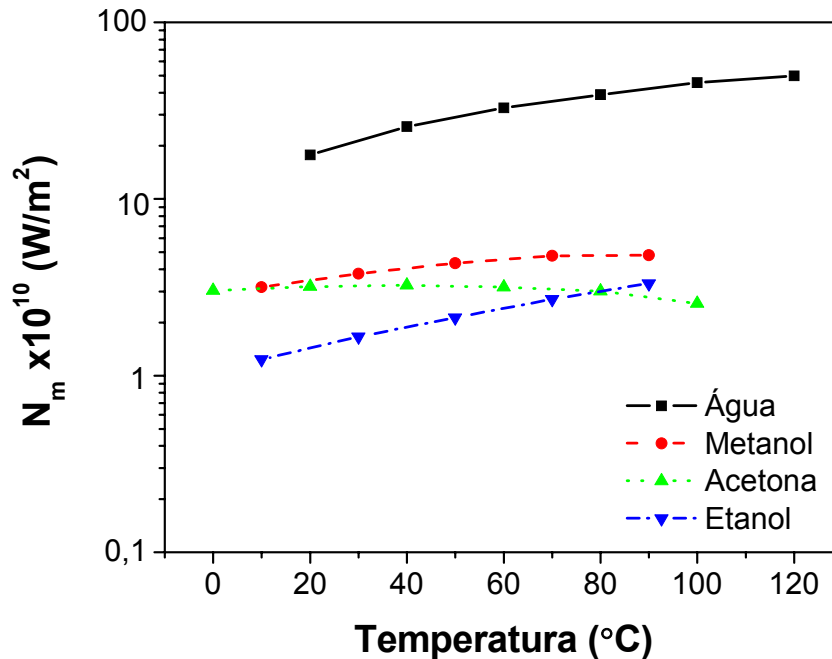


Figura 5.2: Figura de Mérito de alguns fluidos de trabalho.

5.2.2 Distribuição de pressão e massa

Nas condições operacionais em um mini tubo de calor, o deslocamento do vapor da seção do evaporador até a seção do condensador ocorre devido ao resultado do gradiente de temperatura que conseqüentemente resulta em um gradiente de pressão. Como o vapor se desloca na direção axial do mini tubo de calor, o nível de pressão diminui devido ao atrito viscoso. O líquido, por sua vez, retorna do condensador para a seção do evaporador devido à pressão capilar proporcionada pelas ranhuras do mini tubo. Porém, como o escoamento do vapor, o líquido sofre uma redução do seu movimento na direção axial, devido à força de atrito. Esta tendência é claramente exposta nas Figuras 5.3, 5.4 e 5.5, que apresenta a distribuição de pressão axial para mini tubo de calor carregado com água, acetona e metanol. Como mostrado, a queda de pressão do líquido no início da região do evaporador é mais acentuada à medida que se aumenta o fluxo de calor. Nesta região, as forças de atrito entre o líquido e a parede do tubo se tornam predominantes devido à redução da área da seção transversal de líquido. A distribuição da pressão de vapor apresenta apenas uma pequena variação com o aumento do fluxo de calor.

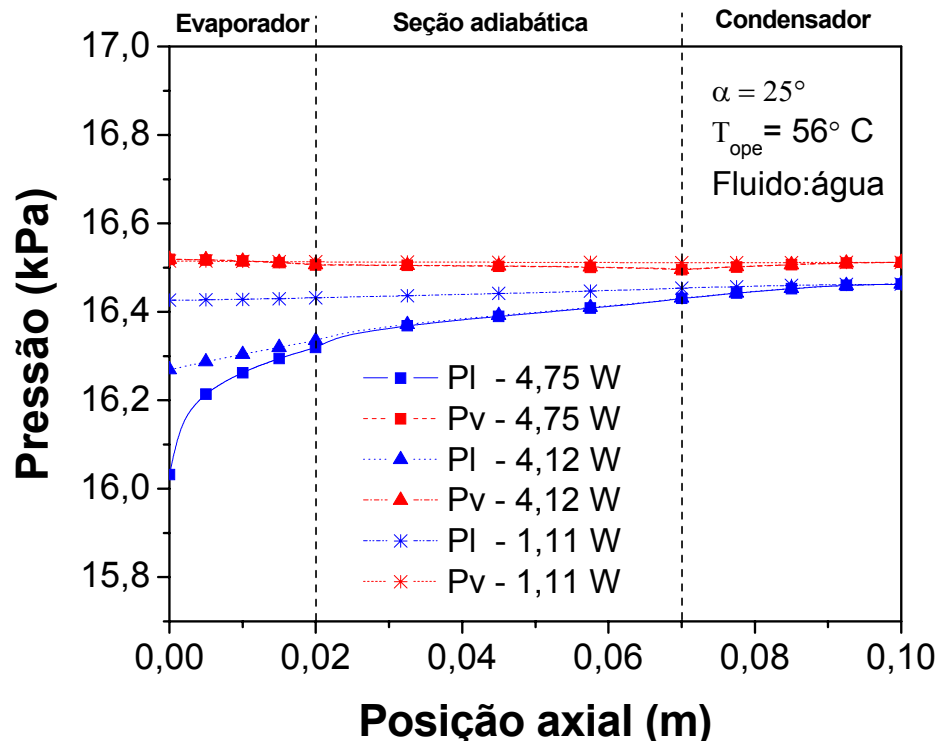


Figura 5.3: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com água.

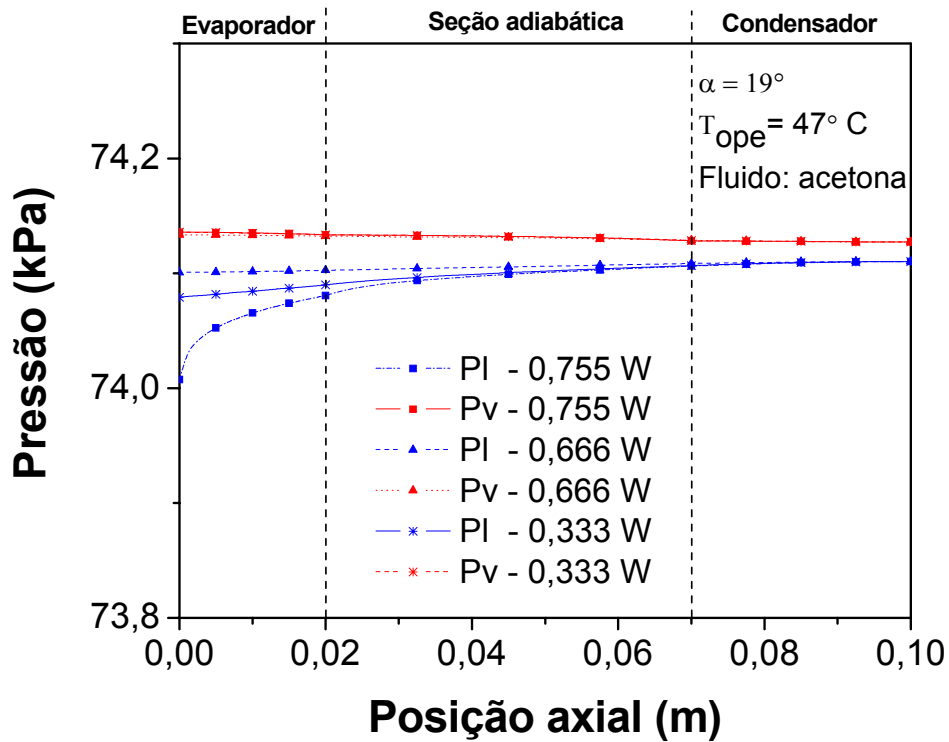


Figura 5.4: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com acetona.

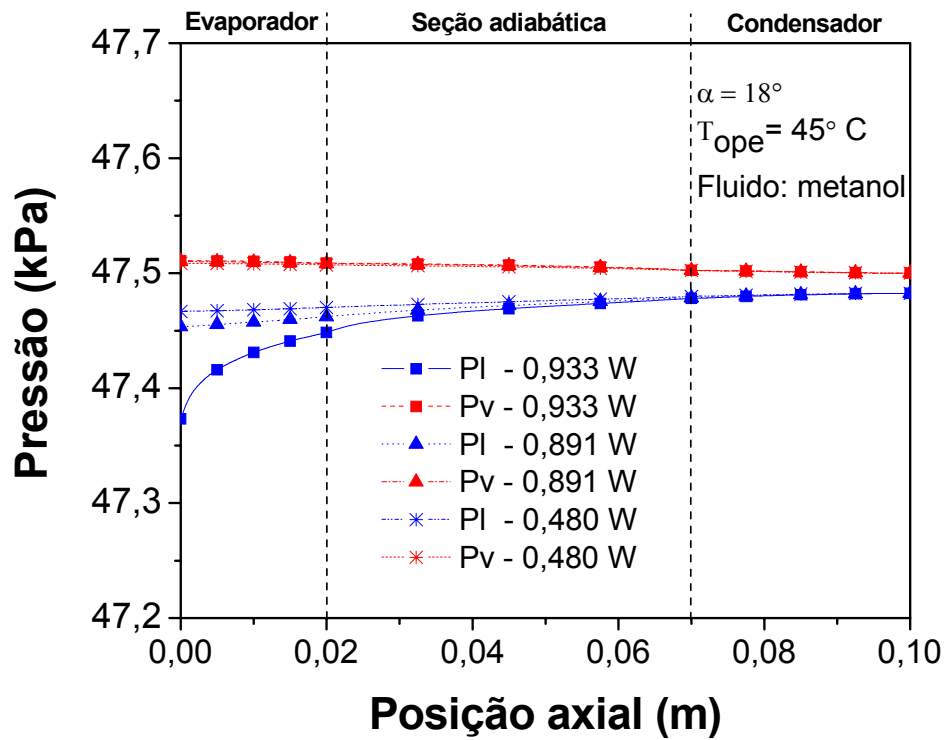


Figura 5.5: Distribuição da pressão do líquido e do vapor por canal para o mini tubo carregado com metanol.

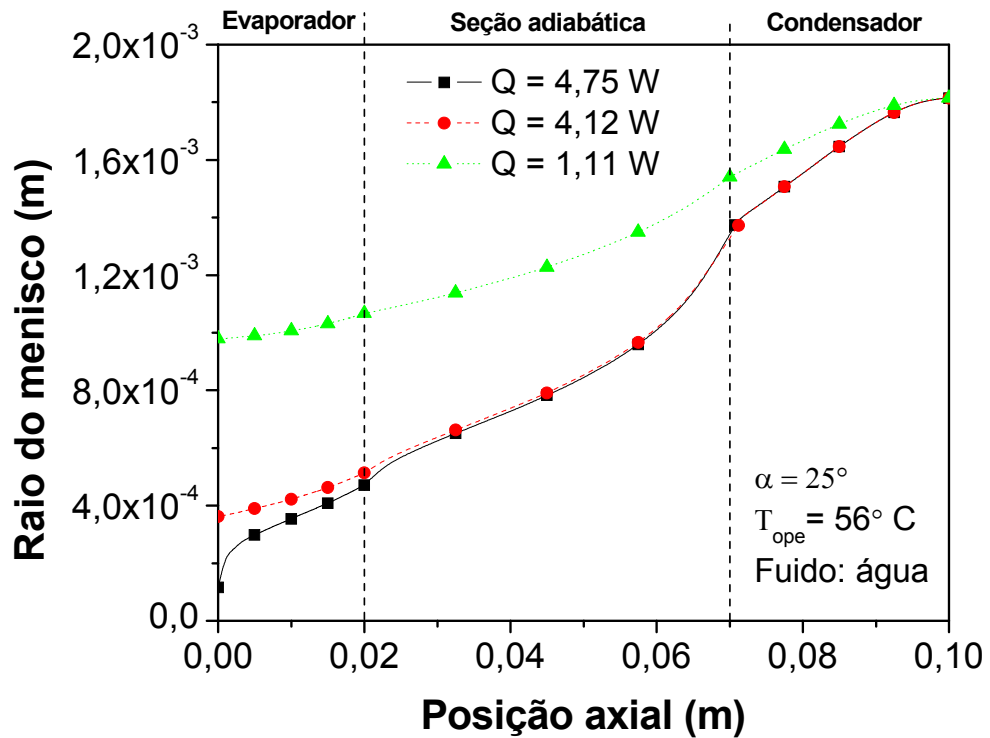


Figura 5.6: Raio do menisco para o mini tubo carregado com água.

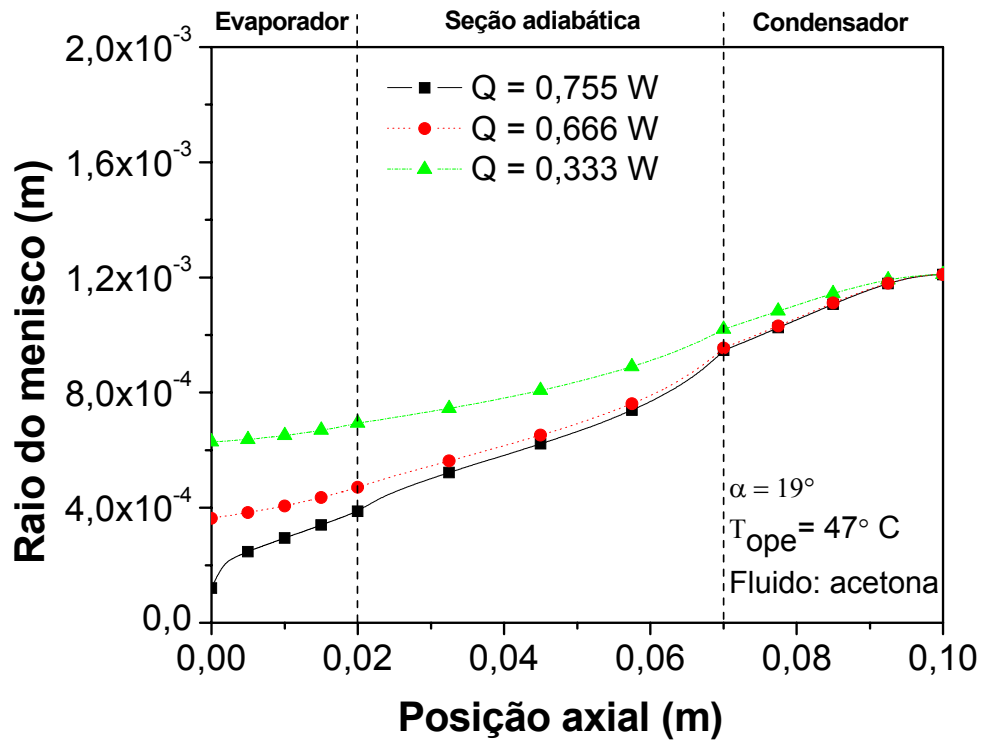


Figura 5.7: Raio do menisco para o mini tubo carregado com acetona.

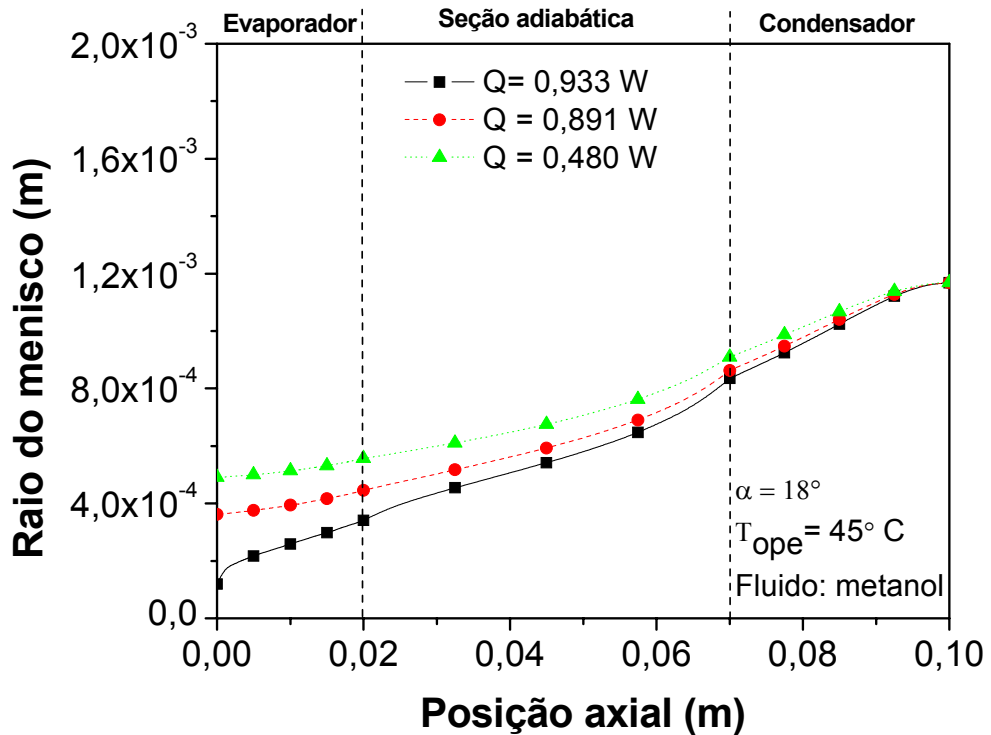


Figura 5.8: Raio do menisco para o mini tubo carregado com metanol.

A diferença na curvatura do menisco de líquido entre o evaporador e o condensador proporciona a força motriz por trás do transporte do líquido do condensador ao evaporador. Como mostrado nas Figuras 5.6, 5.7 e 5.8, o raio do menisco varia em função da posição axial e também devido ao fluxo de calor imposto no evaporador para os três fluidos aqui

estudados. Esta variação na curvatura do menisco de líquido diminui continuamente do condensador ao evaporador fornecendo a pressão capilar necessária para superar a queda de pressão causada pelo atrito. Com o aumento do fluxo de calor no evaporador, o raio do menisco no início do evaporador atinge um valor mínimo para um fluxo de calor máximo. Este nível de fluxo é tido como o limite de secagem teórico de um mini tubo de calor.

Segundo a definição de Peterson (1994), um tubo de calor é classificado como micro tubo quando a razão entre raio capilar e o raio hidráulico de líquido for superior a 1. Porém, não há uma definição clara em que posição ao longo do tubo de calor esta análise deverá ser feita, pois como pode ser observado nos gráficos acima, há uma variação do raio do menisco em relação à posição axial. Alguns outros autores classificam os micro tubos através do número de Bond ($Bo < 2$) ou apenas pelas dimensões do diâmetro hidráulico do menisco (10 a 500 μ m), porém não é salientada a posição da medida, como no caso anterior. Na Tabela 5.2, é apresentada uma análise desta discussão tomando como base o diâmetro hidráulico médio da seção adiabática. Esta decisão foi tomada em virtude da seção adiabática normalmente ser adotada como a região onde são estabelecidos os parâmetros (temperatura de operação) e propriedades térmicas que caracterizam o tubo.

Tabela 5.2: Classificação dos tubos de calor.

	Diâmetro hidráulico (m) Faghri (2005) e Lallemand (2004)	Número de Bond Chen (1992) apud Celata (2004)	$\frac{r_{cap}}{r_h}$ Peterson (1994)
Água	$2,5 \times 10^{-3}$	1,13	0,607
Classificação	mini	micro	mini
Acetona	$0,65 \times 10^{-3}$	0,155	1,98
Classificação	mini	micro	micro
Metanol	$0,69 \times 10^{-3}$	0,175	2,03
Classificação	mini	micro	micro

Como pode ser observada, a classificação do tubo de calor como micro ou mini depende do critério estabelecido para tal e também do tipo de fluido de trabalho utilizado, uma vez que, dependendo das propriedades inerentes a cada fluido, o raio do menisco se comporta de maneira distinta. A classificação do tubo de calor adotada no presente trabalho foi a de mini tubo de calor, e não micro, pois se levou em conta principalmente a dimensão do diâmetro hidráulico estabelecida por Faghri (1995) e Lallemand e Lefevre (2004), que

classificam um tubo de calor como micro quando a faixa de diâmetro hidráulico varia de 10 a 500 μm .

Outro aspecto relevante da Tabela 5.2 está no número de Bond encontrado, que é calculado da seguinte forma:

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D_h^2}{\sigma} \quad (5.2)$$

O número de Bond pode ser entendido com a razão entre a força gravitacional e a tensão superficial. Para números de Bond menores que 2, há o predomínio da tensão superficial em relação à força gravitacional, indicando que o mini tubo pode funcionar na ausência de gravidade.

A área de seção transversal do líquido depende fortemente do raio do menisco de líquido e do fluxo de calor no evaporador. Com isto, a área da seção transversal do líquido diminui continuamente do condensador ao evaporador, e também à medida que o fluxo de calor imposto aumenta, como pode ser visto nas Figuras 5.9, 5.10 e 5.11.

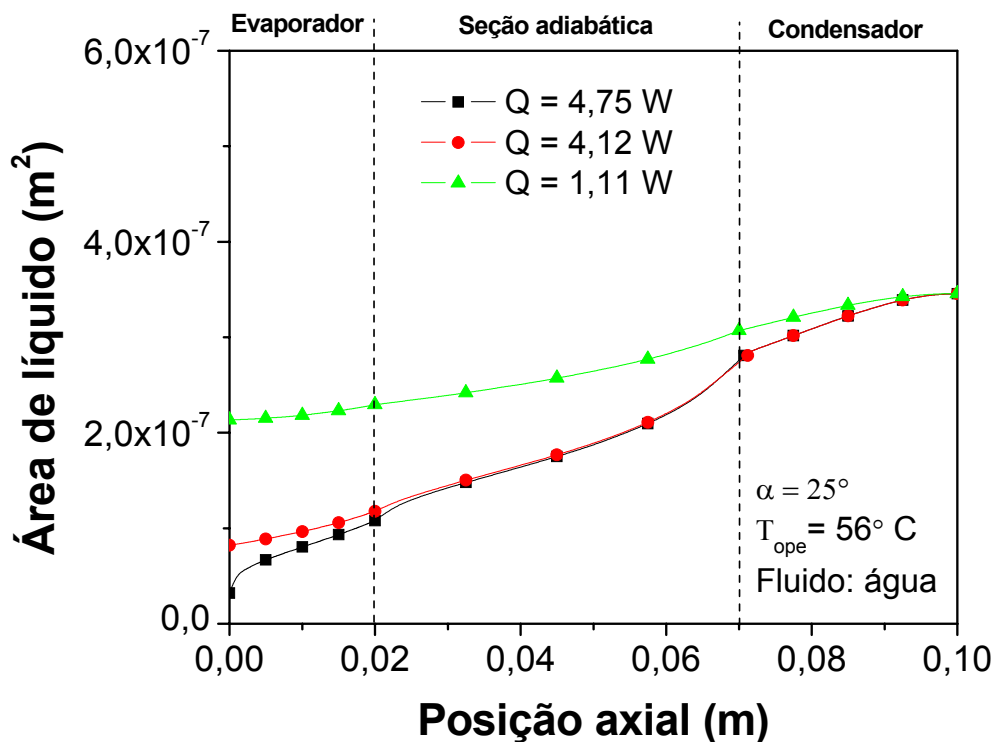


Figura 5.9: Área de líquido para o mini tubo carregado com água.

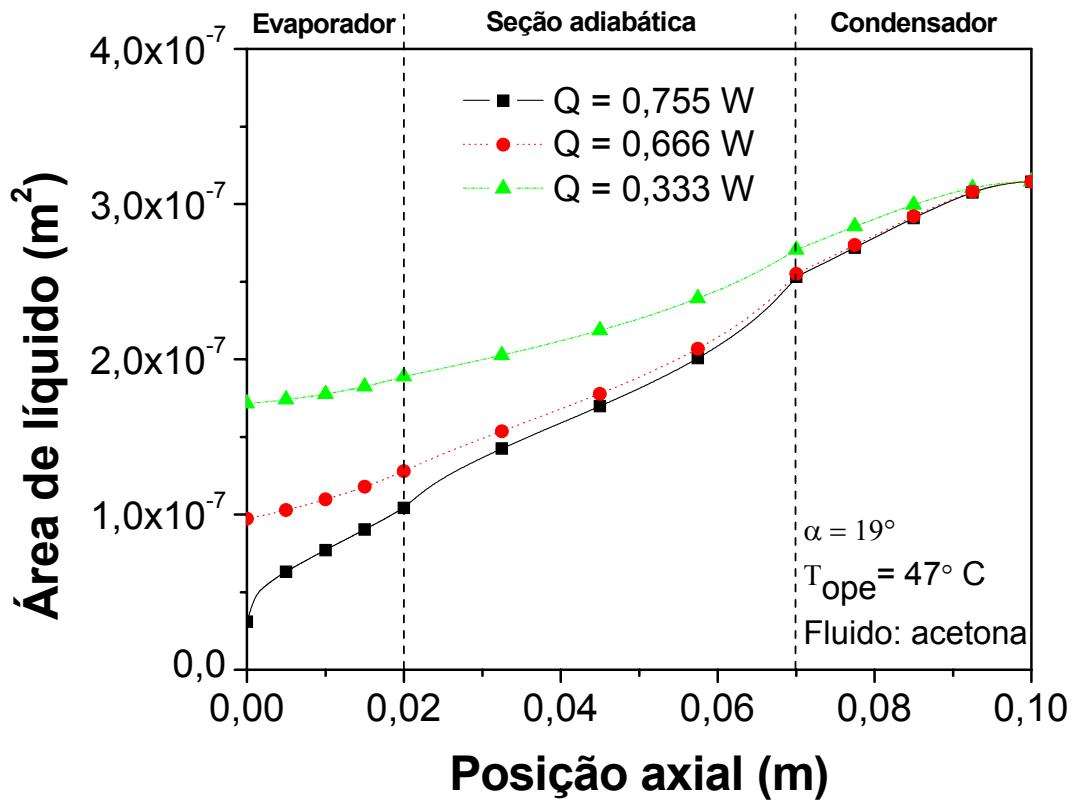


Figura 5.10: Área de líquido para o mini tubo carregado com acetona.

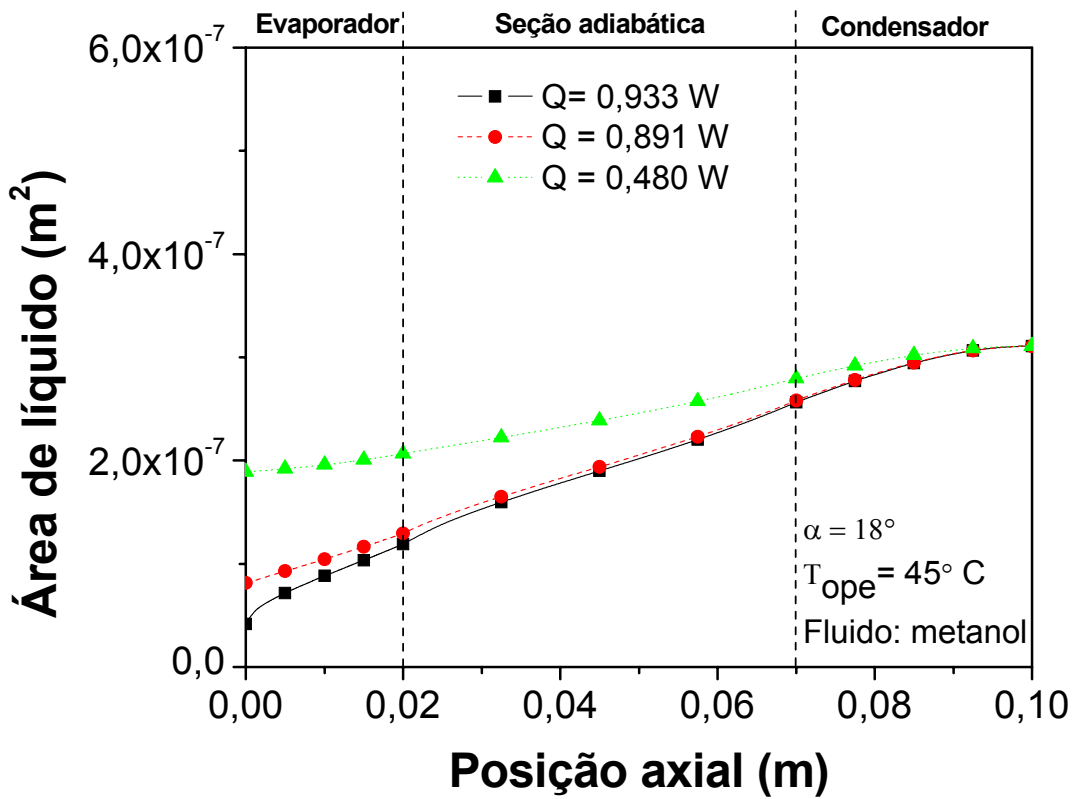


Figura 5.11: Área de líquido para o mini tubo carregado com metanol.

5.2.3 Perfis de velocidade do líquido e do vapor

As velocidades do líquido e do vapor em um mini tubo de calor são basicamente determinadas pela transferência de massa devido à mudança de fase e pela variação da área da seção transversal das fases líquida e de vapor. Os perfis de velocidade do líquido apresentaram o mesmo comportamento do estudo desenvolvido por Lallemand e Lefevre (2004) e são mostrados nas Figuras 5.12 (a), 5.13 (a) e 5.14 (a). Devido à suposição de que o fluxo de calor é uniformemente distribuído ao longo de todo o comprimento do evaporador, a taxa de fluxo de massa na mudança de fase (evaporação) é considerada constante. Sendo assim, a taxa de transferência de massa de líquido aumenta axialmente na região do evaporador. Considerando a diminuição da área de líquido com a posição axial (sentido negativo de x), a velocidade do líquido aumenta do condensador até a interface entre seção adiabática-evaporador. Após este ponto, a variação da taxa de fluxo de massa de líquido se torna maior do que a variação da área de seção transversal do líquido, resultando na redução de velocidade. No ponto de secagem do tubo a velocidade máxima do líquido é atingida quando a posição dada por x tende a 0. No começo do evaporador, o forte aumento da velocidade do líquido é devido a forte redução da área da seção transversal do líquido, a qual tende a zero.

Os perfis de velocidade do vapor dos tubos carregados com: água, acetona e metanol são mostrados nas Figuras 5.12 (b), 5.13 (b) e 5.14 (b). No evaporador, a produção de vapor devido à evaporação do líquido aumenta a velocidade do vapor até o começo da interface evaporador - seção adiabática. Na seção adiabática, a velocidade do vapor ainda aumenta, devido à redução da área da seção transversal de vapor, até o começo do evaporador. Então, a velocidade do vapor diminui até zero. Segundo o modelo desenvolvido por Lallemand e Lefevre (2004), que prevê a condução de calor axial da parede do mini tubo, as mudanças das velocidades do vapor na transição entre as seções do tubo não ocorrem de maneira abrupta. Há uma suavização da transição deslocando o ponto máximo para ligeiramente além da interface evaporador seção adiabática. Pela mesma razão, ocorre uma antecipação do ponto de transição da interface seção adiabática-condensador.

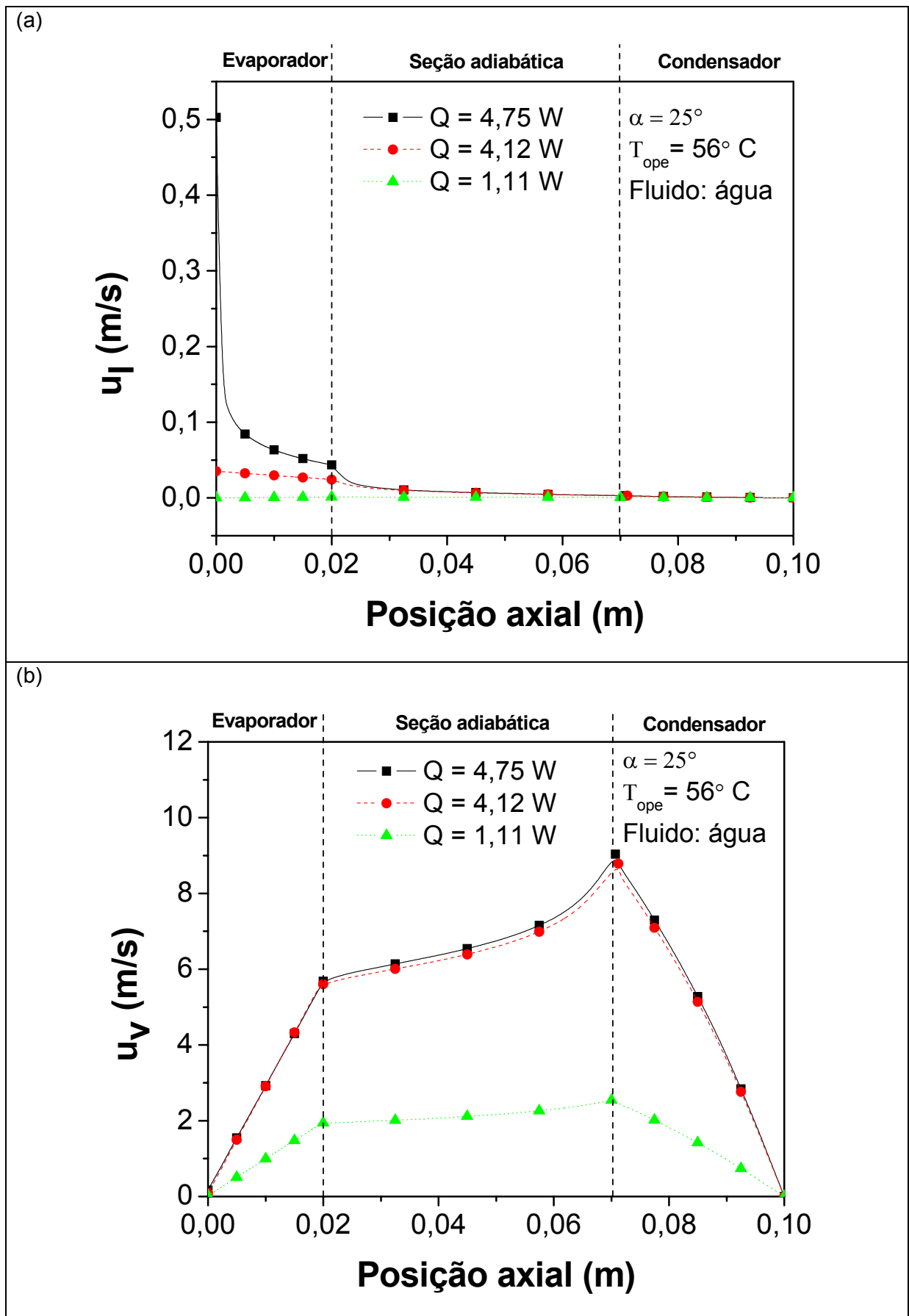


Figura 5.12: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com água.

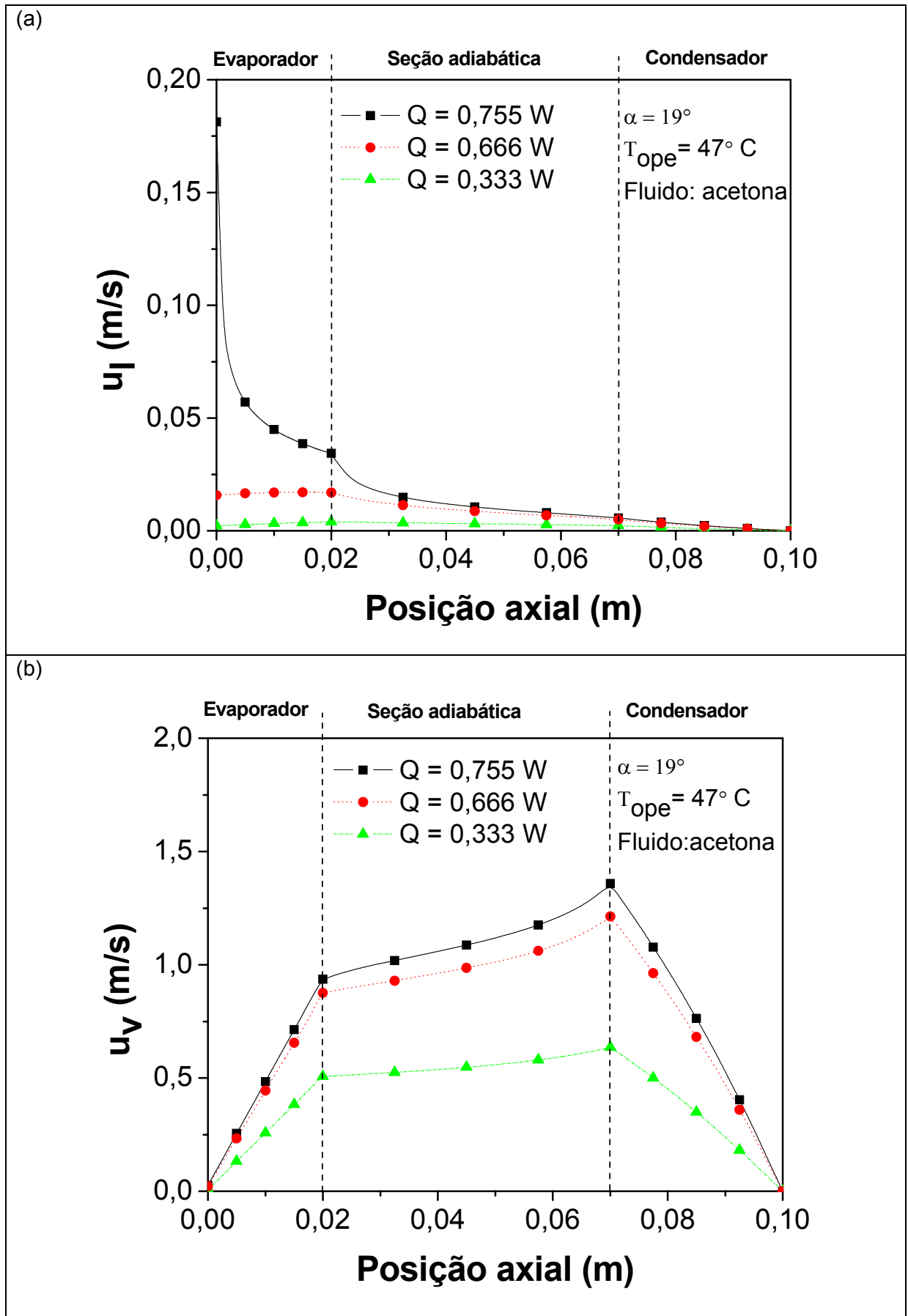


Figura 5.13: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com acetona.

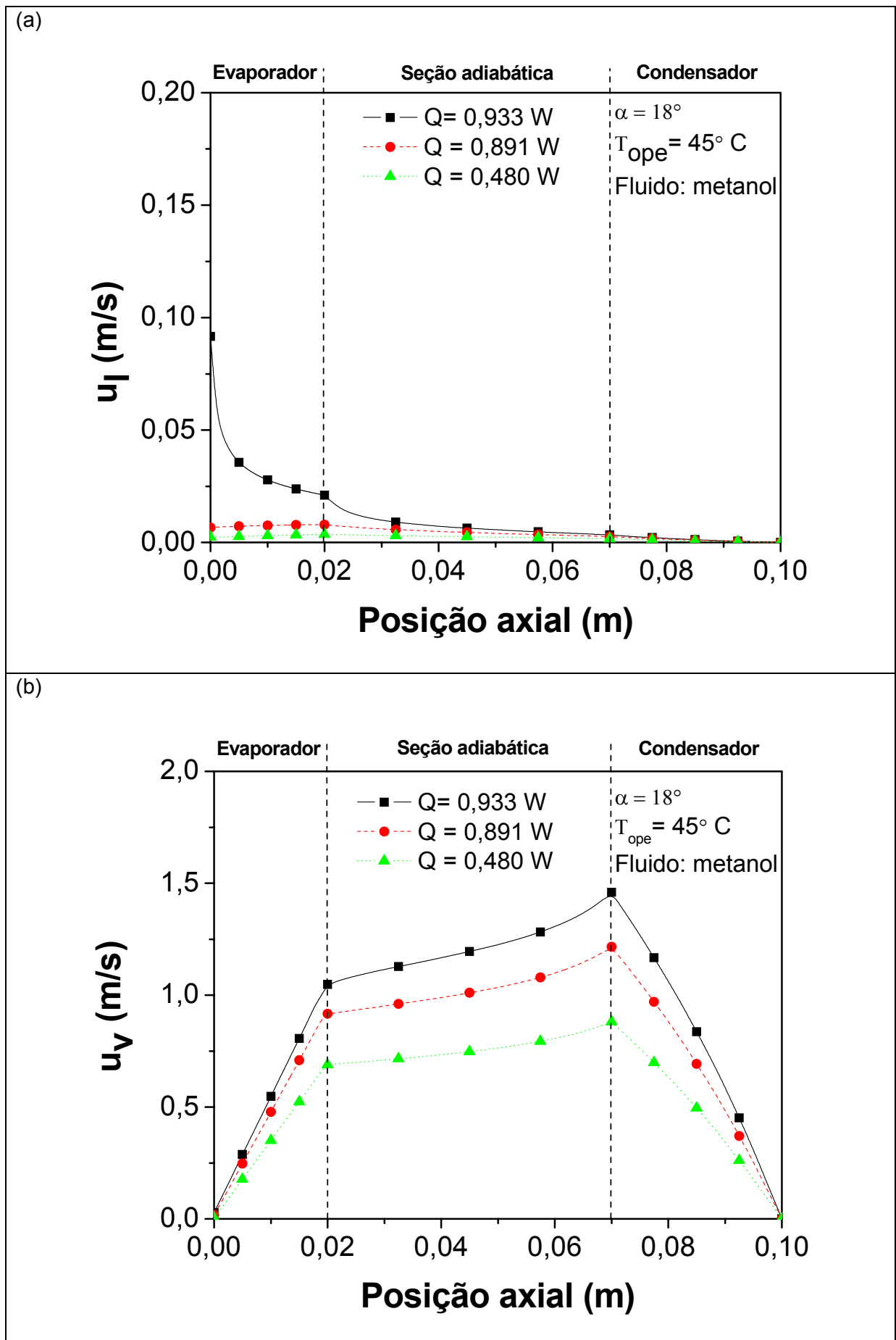


Figura 5.14: Perfis de velocidade do líquido (a) e vapor (b), para o mini tubo carregado com metanol.

5.2.4 Espaçamento entre fios

O espaçamento entre fios também exerce forte influência na capacidade máxima de transferência de calor em um mini tubo. Segundo Wang e Peterson (2002) e Launay et al (2004a) o limite de transferência de calor aumenta com o aumento do diâmetro do fio. O espaço entre dois fios também tem um efeito significativo sobre a máxima transferência de calor em mini tubos de calor, devido à área da seção transversal e do diâmetro hidráulico variar ao longo do tubo. Como ilustrado na Figura 5.15, a máxima transferência de calor aumenta rapidamente com o aumento do espaçamento entre fios. Contudo, em certo ponto a taxa de aumento da capacidade de máxima transferência de calor começa a reduzir e tende a permanecer constante para a acetona e para o metanol. O aumento no espaçamento a partir deste ponto só faz diminuir a variação de pressão de vapor e não tem nenhum efeito sobre a variação da pressão do líquido. Para a água, este efeito não ocorre para a distância entre fios utilizada neste gráfico.

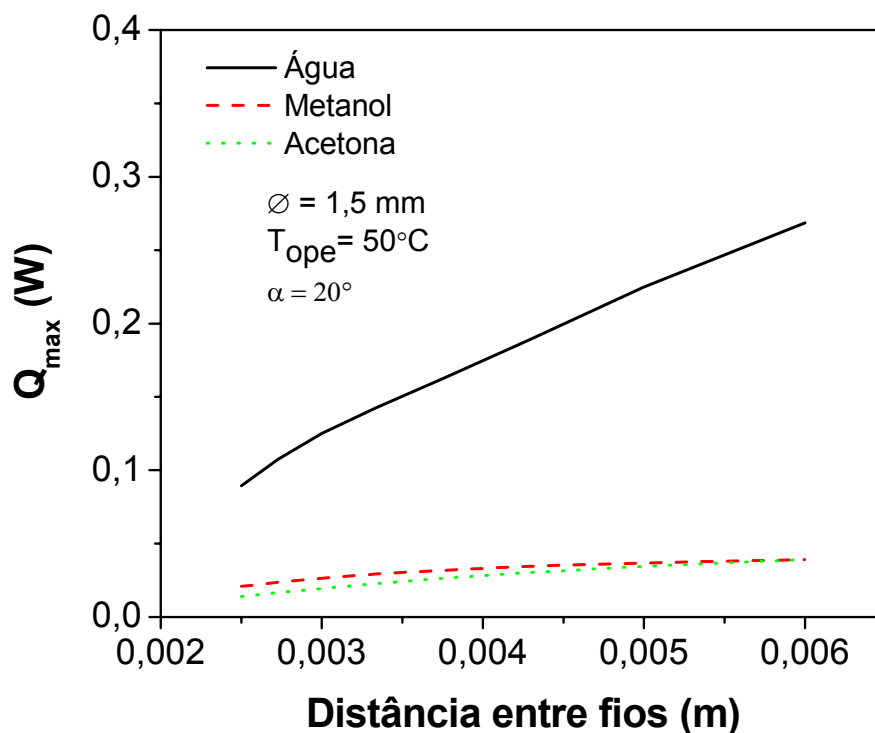


Figura 5.15: Efeito da distância entre fios na máxima transferência de calor para um canal.

Entretanto, um mini tubo de calor não é constituído apenas de um único canal. Sendo assim, a capacidade total de transferência de calor depende da combinação da máxima capacidade de transferência de calor de vários canais em paralelo. Aumentando a distância entre fios, embora aumente a capacidade de transporte de um único canal, pode reduzir a capacidade total de transporte de um mini tubo, devido à redução do número de canais úteis. Isto implica que há uma distância ótima onde a transferência de calor é máxima.

Como o processo de montagem do mini tubo de calor é feito de maneira manual e a distância entre fios é conseguida a partir de espaçadores, optou-se por escolher um espaçamento que fosse facilmente utilizado na prática, usando o mesmo valor para os três fluidos de trabalho utilizados. A Figura 5.16 ilustra bem esta relação, onde a distância ótima teórica para um mini tubo de calor com fios de diâmetro 1,5 mm é de aproximadamente 2,2 vezes seu diâmetro, com nove canais para uma largura de 30 mm.

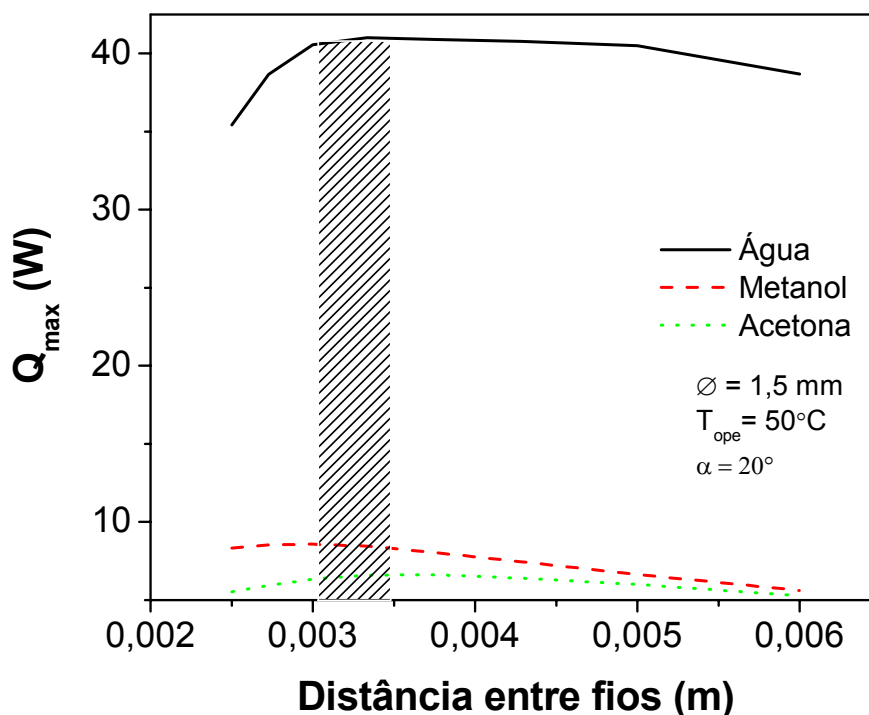


Figura 5.16: Efeito da distancia entre fios na máxima transferência de calor de um mini tubo.

5.2.5 Limite máximo de transferência de calor

A máxima capacidade de transporte de calor em um mini tubo de calor é alcançada quando a força capilar gerada pela variação do raio do menisco é igual ou menor do que a soma das forças de atrito do líquido e do vapor. Nos testes experimentais realizados, este fenômeno é determinado pela medição da variação de temperatura na parede no mini tubo de calor. A temperatura no final do evaporador e a temperatura de operação do tubo (média das temperaturas da seção adiabática) aumentam proporcionalmente com o aumento da potência fornecida ao tubo. No ponto onde a temperatura no final do evaporador aumenta rapidamente, ocorre o início da secagem do tubo, sendo que a potência imposta neste ponto é considerada o limite máximo de transferência de calor em um mini tubo. O limite máximo de transferência de calor para várias temperaturas de operação pode ser obtido pela mudança da temperatura do banho térmico no condensador. A temperatura de operação, o diâmetro do fio e o espaçamento entre os fios têm um efeito significativo na capacidade máxima de transferência de calor.

5.3 Resultados experimentais em bancada

Durante a realização dos testes, o fluxo de calor na superfície do mini tubo é imposto através de uma fonte de corrente contínua por meio de uma resistência elétrica. A potência é mantida constante até que o mini tubo atinja regime permanente. A partir deste momento, a potência é aumentada para um nível imediatamente superior. Apesar de não haver grandes oscilações de temperatura durante o regime permanente, para a construção dos gráficos, apresentados a seguir, foi calculada a temperatura média dos últimos sessenta pontos de cada canal de termopar, partindo-se da última temperatura medida de cada patamar.

Nas Figuras 5.17, 5.18 e 5.19 são mostradas as temperaturas de regime permanente ao longo do mini tubo de calor, com comprimento de evaporador igual a 20 mm, seção adiabática de 50 mm e condensador de 30 mm.

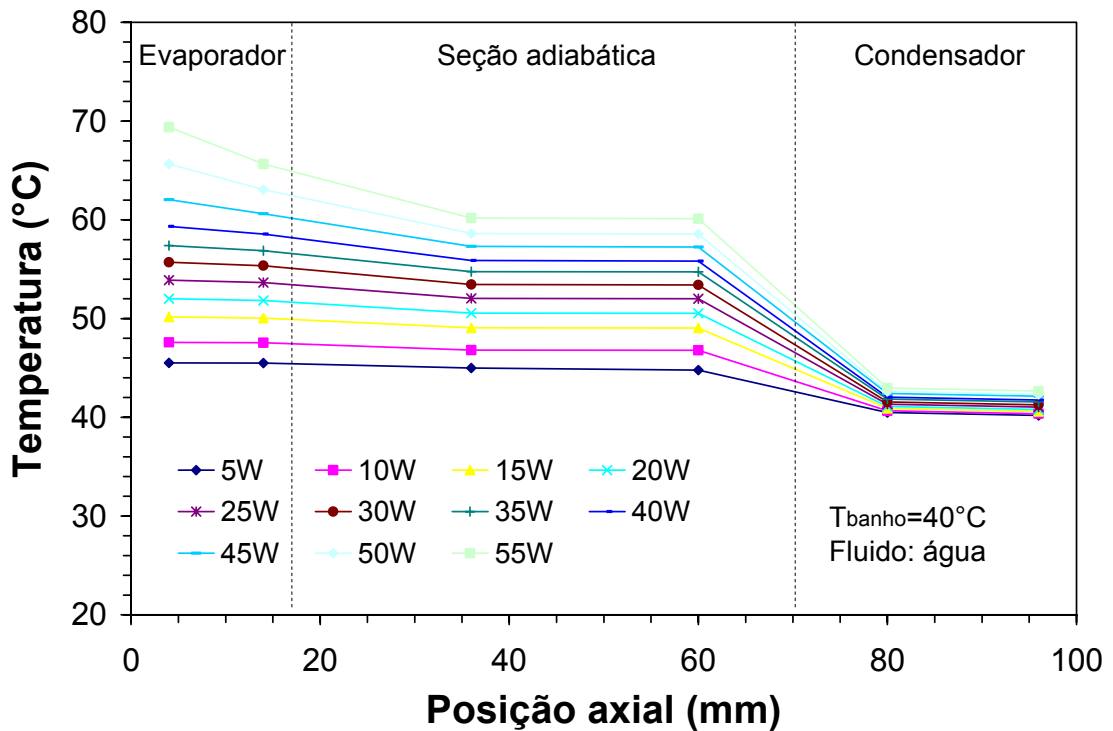


Figura 5.17: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com água.

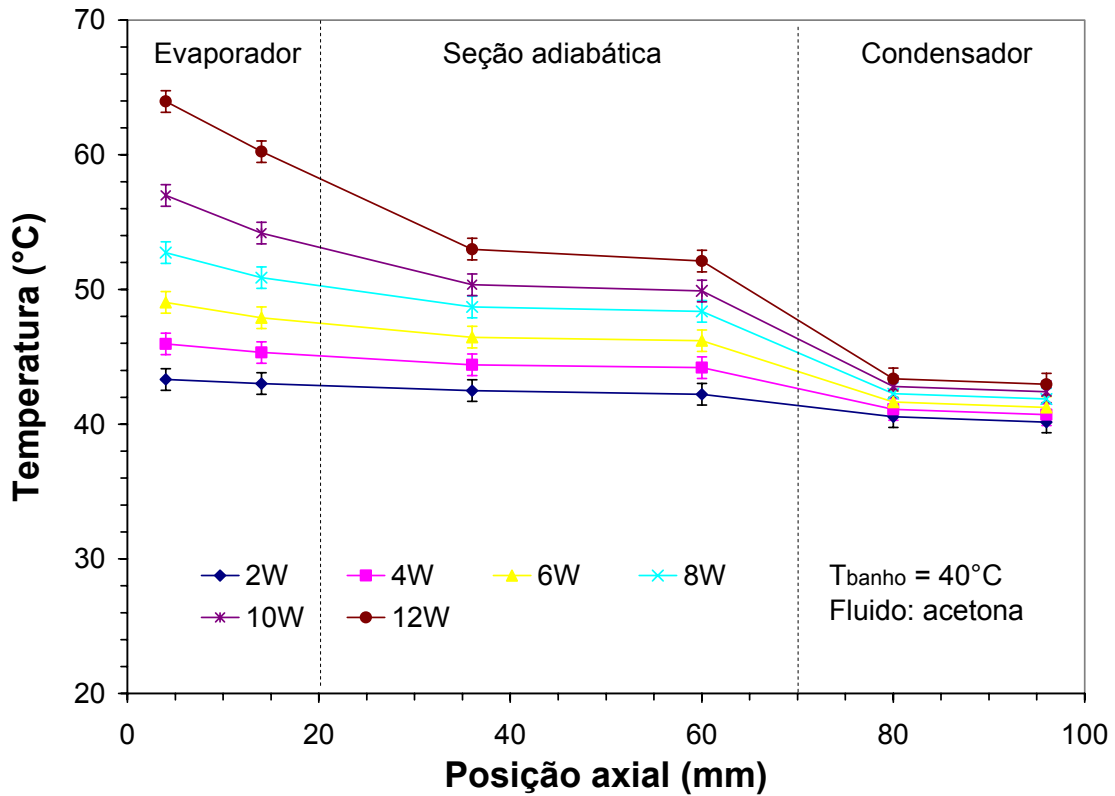


Figura 5.18: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com acetona.

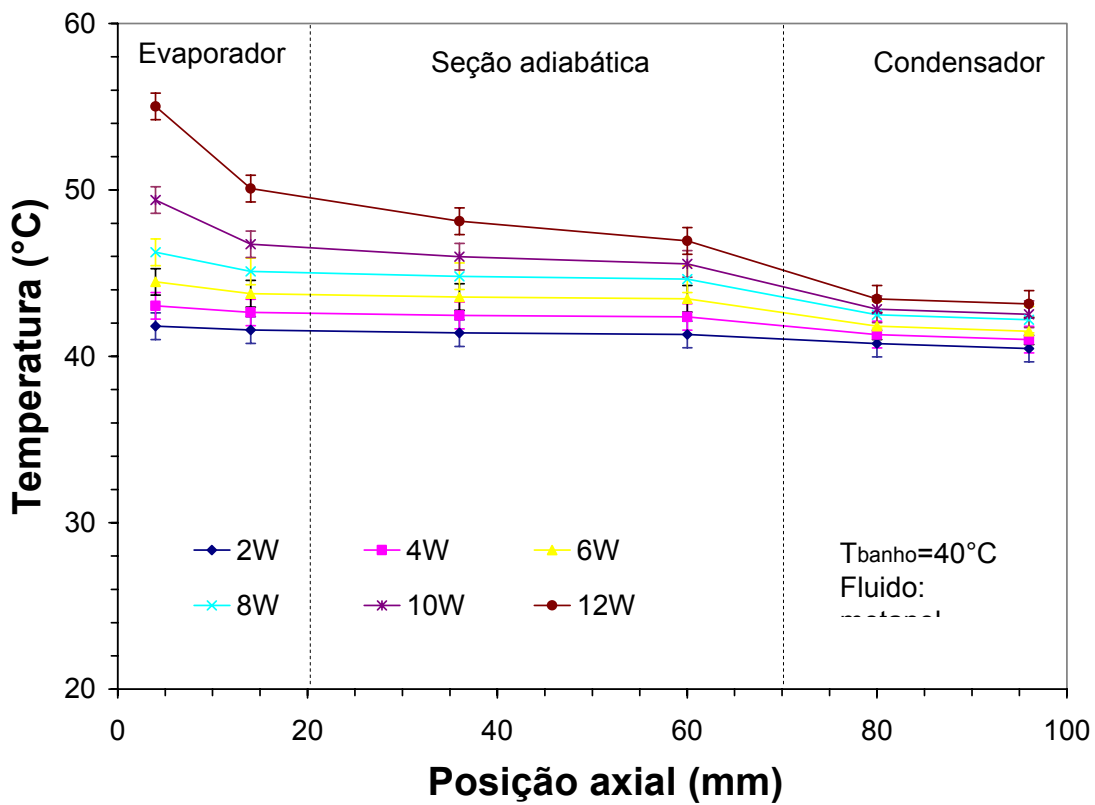


Figura 5.19: Distribuição de temperatura em função da posição axial do mini tubo carregado com metanol.

Pode-se observar através das Figuras 5.17, 5.18 e 5.19 que as variações de temperatura na seção do evaporador são pequenas antes da ocorrência da secagem do mini tubo. A temperatura da seção adiabática é praticamente constante, apresentando uma queda acentuada na junção com a seção do condensador. A temperatura do condensador sofre apenas pequenas alterações. Entre os fluidos de trabalho testados, pode-se observar que o mini tubo carregado com água apresenta maior capacidade de transferência de calor, seguido pelo metanol e por último a acetona.

As temperaturas observadas nos extremos do evaporador, do condensador e a temperatura média na seção adiabática são apresentadas na Figura 5.20, 5.21, 5.22 para os fluidos de trabalho: água, acetona e metanol, respectivamente. Pode-se observar nestes gráficos que a temperatura do evaporador e a temperatura média da seção adiabática aumentam à medida que se incrementa a potência dissipada pela resistência elétrica. A temperatura do condensador sofre pequenos aumentos. Na Figura 5.23, é apresentada a distribuição de temperatura de um mini tubo vazio, que apresenta um perfil linear para as três regiões medidas, além de níveis bem mais elevados de temperatura.

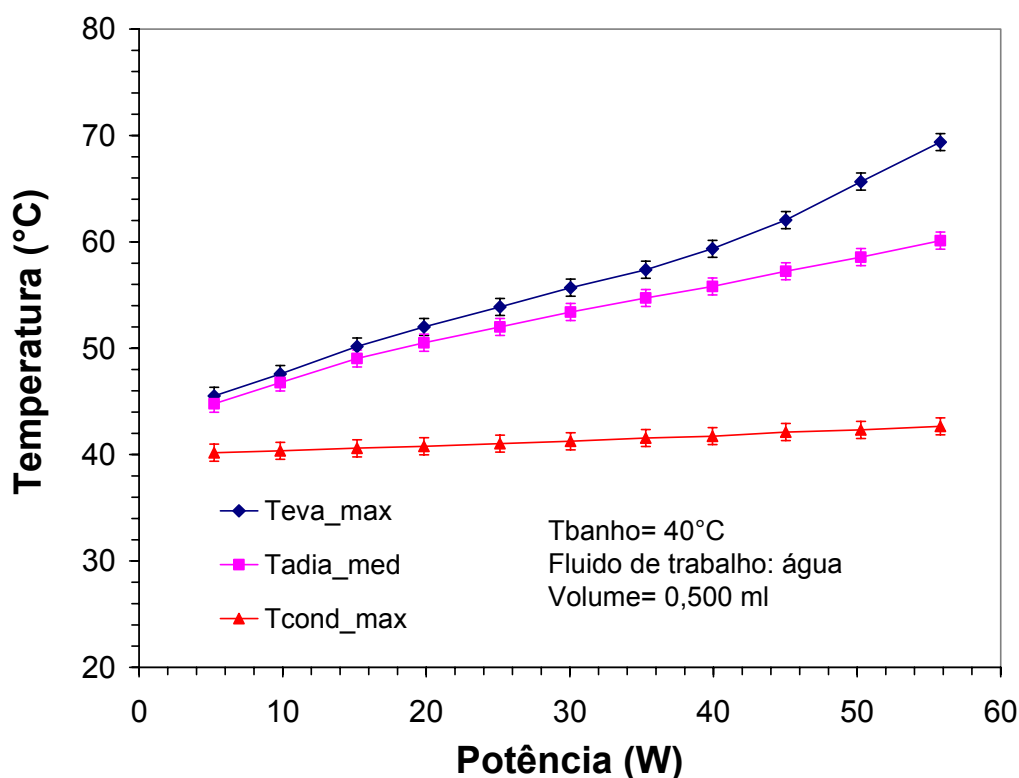


Figura 5.20: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com água.

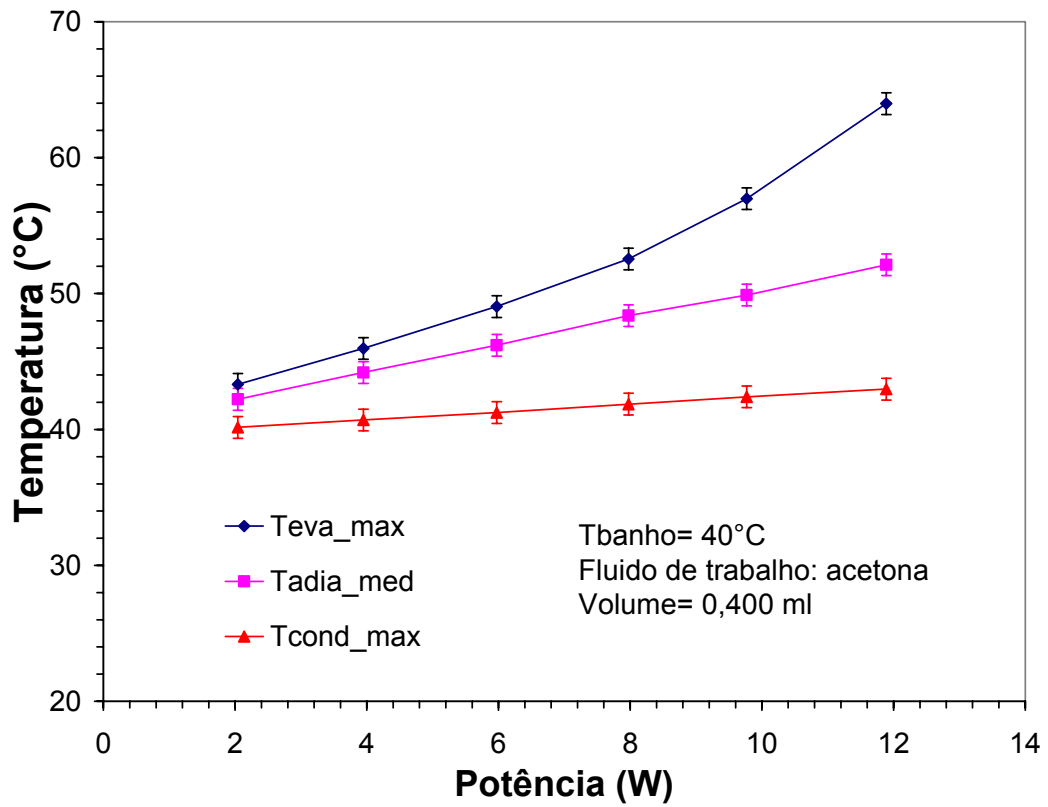


Figura 5.21: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com acetona.

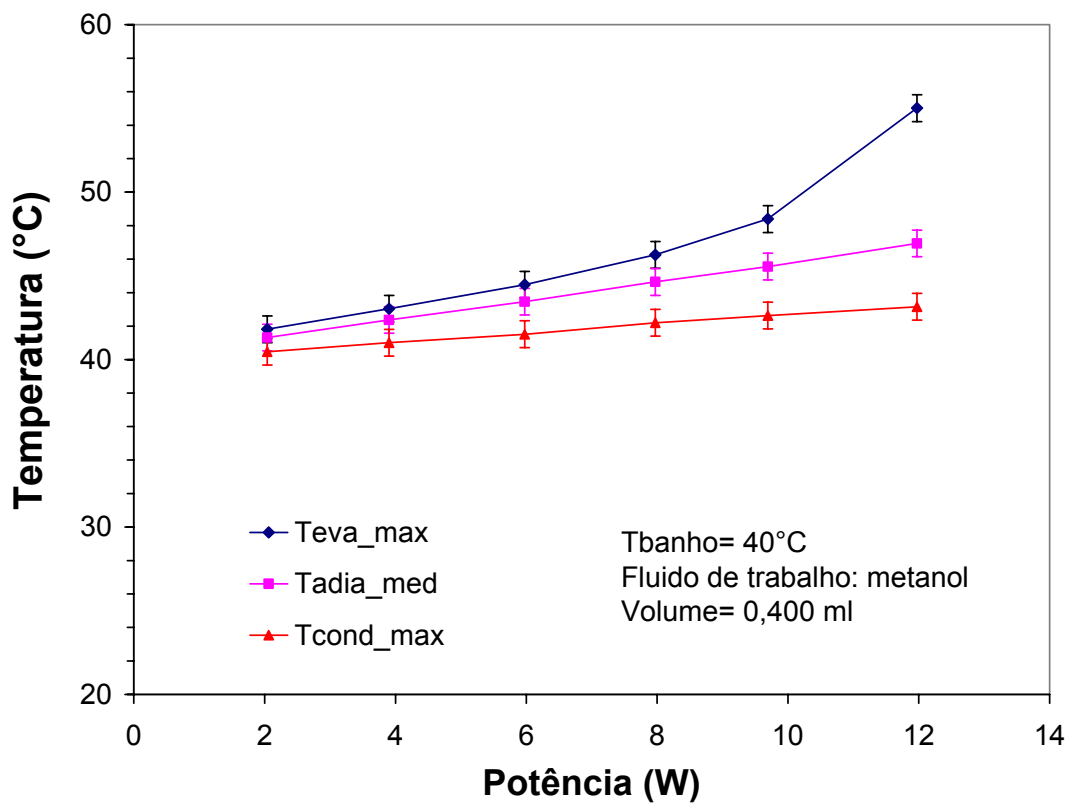


Figura 5.22: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo carregado com metanol.

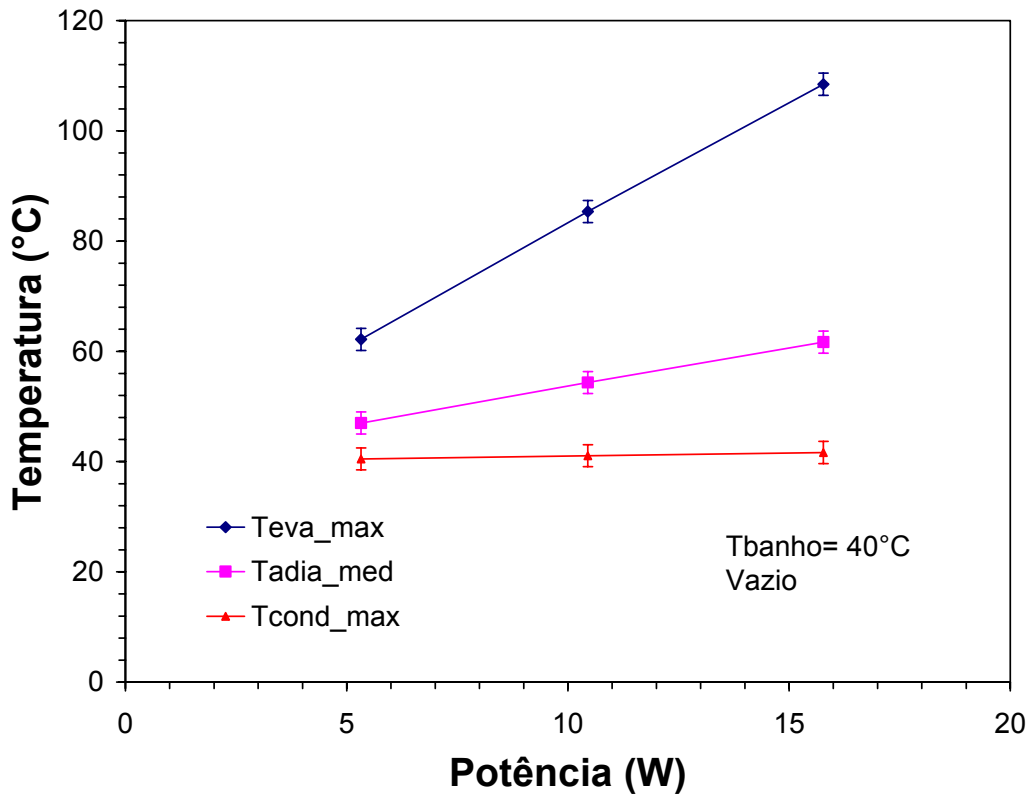


Figura 5.23: Distribuição de temperatura em função da potência para o mini tubo vazio.

Uma forma mais conveniente de observação do início do ponto de secagem do mini tubo é através do uso da resistência térmica total, que é definida como a razão entre a máxima diferença de temperaturas entre os extremos do tubo e o calor transportado. As resistências térmicas dos mini tubos desenvolvidos neste trabalho são apresentadas nas Figuras 5.24, 5.25 e 5.26. As barras verticais apresentadas nestas figuras representam as margens de incerteza da medida, determinadas de acordo com o procedimento estabelecido por Holman (1994). A resistência térmica diminui com o aumento da potência transportada, até atingir o ponto em que inicia a secagem, onde o aumento da potência resulta em um aumento da resistência. Como se pode notar, a resistência térmica também diminui com a elevação da temperatura de banho. Para a temperatura de banho de 40 °C, a resistência de um mini tubo carregado é comparada com a de um mini tubo vazio. No ponto em que ocorre a secagem do tubo, as resistências térmicas dos mini tubos carregados com água, acetona e metanol são aproximadamente 9,5, 3 e 8,5 vezes menores do que a de um mini tubo vazio, respectivamente. A resistência térmica de um mini tubo vazio testado nas mesmas condições de um tubo carregado é de aproximadamente 4,4 K/W. O cálculo da resistência térmica teórica de uma barra maciça de cobre nas mesmas dimensões do mini tubo do presente trabalho apresentou uma resistência térmica de 4,16 K/W.

Pode-se notar também que no caso particular do tubo carregado com água destilada, o ponto de secagem (ponto de mínimo na curva de resistência térmica) é de difícil

determinação, isto ocorre principalmente pelo fato de as propriedades térmicas do fluido serem excelentes, aumentando consideravelmente a capacidade do tubo em transferir calor. A finalização do processo de secagem neste caso não pode ser atingida, pois com os altos níveis de potência aplicados ao tubo, a resistência se aquece em demasia, aumentando o risco de se queimar. Assim, a determinação precisa do ponto de secagem para uma dada temperatura de operação não é totalmente precisa, principalmente para elevadas temperaturas de operação. No caso dos outros dois fluidos, o ponto de secagem é muito mais evidente.

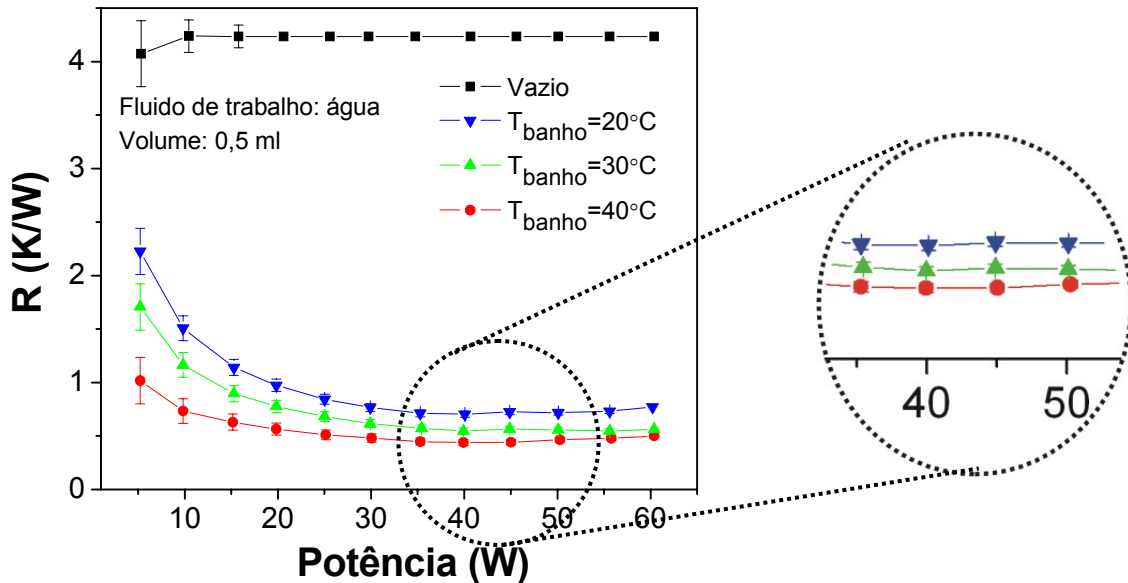


Figura 5.24: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com água.

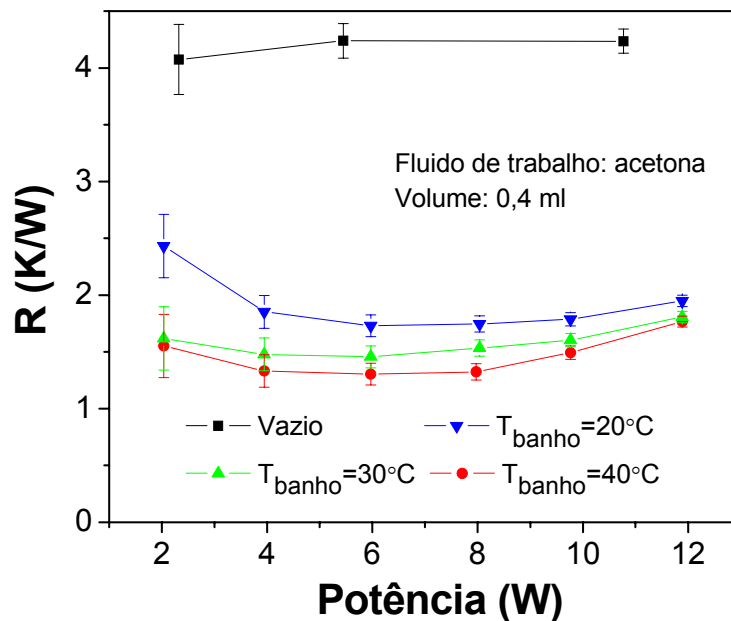


Figura 5.25: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com acetona.

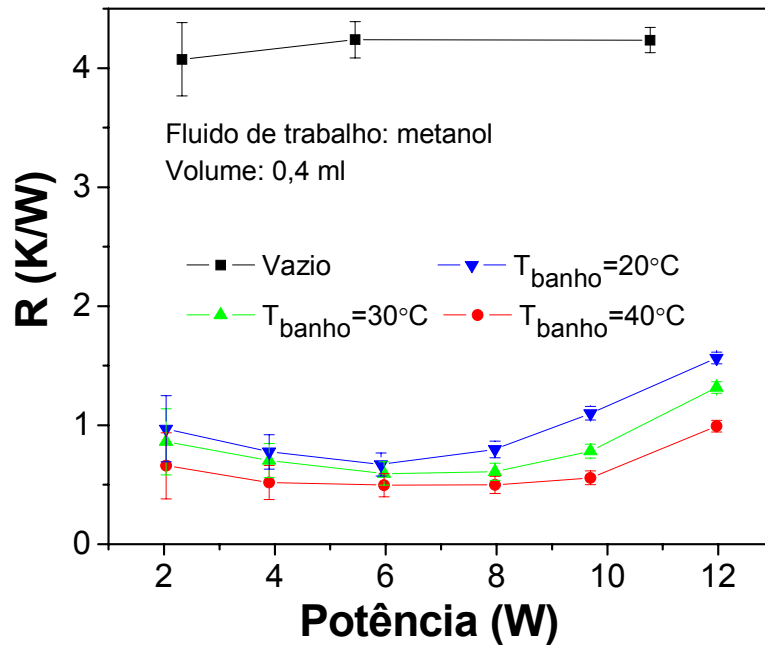


Figura 5.26: Comparação da resistência térmica total para três temperaturas de banho para mini tubo com metanol.

Uma preocupação surgiu durante esta pesquisa: o líquido se distribuiria homogeneamente pelos nove canais do tubo a partir do momento em que fosse carregado? Para responder a esta questão, três termopares foram inseridos em cada seção do mini tubo, dispostos um no canal central e os outros dois nos canais mais externos do mini tubo de calor (ver Figura 5.27). Conforme pode ser visto nas Figuras 5.27, 5.28 e 5.29, não houve grande variação entre os três termopares de cada seção até o ponto de início da secagem do tubo. A partir deste ponto ocorre uma variação de temperatura ao longo da seção transversal do tubo.

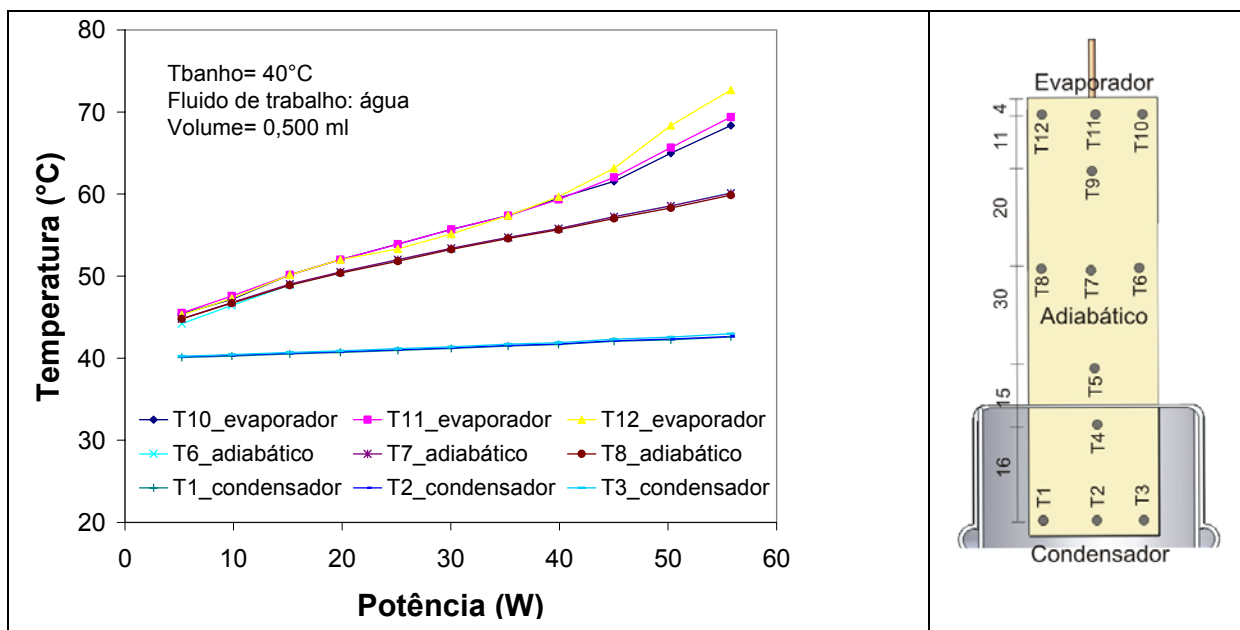


Figura 5.27: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com água e posição do termopar.

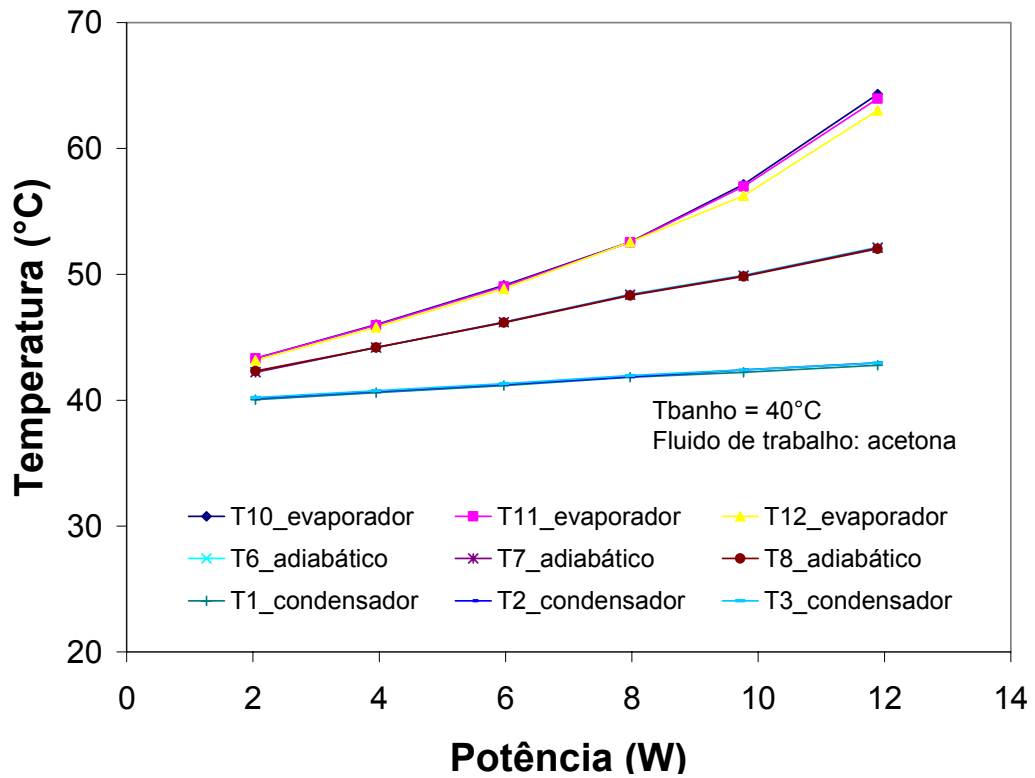


Figura 5.28: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com acetona.

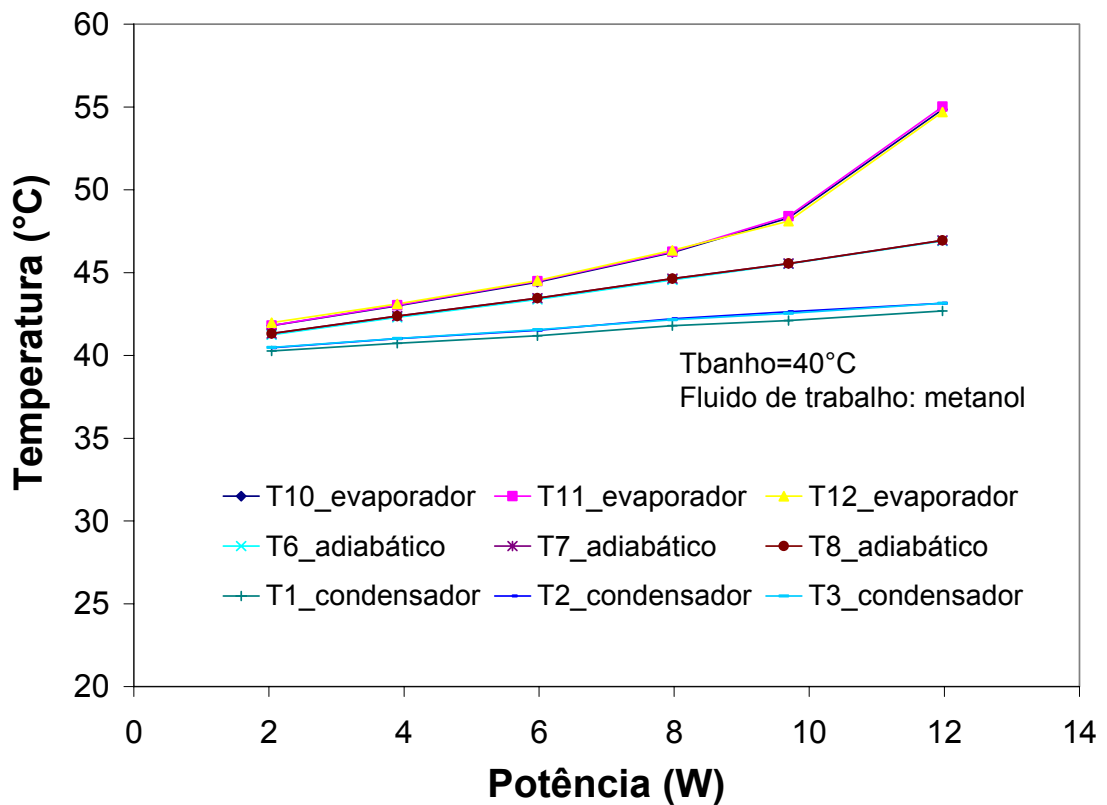


Figura 5.29: Comparação entre os canais do mini tubo de calor carregado com metanol.

5.3.1 Volume de carregamento de fluido de trabalho

O volume de carregamento de um mini tubo de calor depende integralmente da distribuição de massa de líquido nas ranhuras dos mini tubos de calor, que por sua vez depende da geometria do canal, do transporte de calor e das propriedades do fluido de trabalho. A área de seção transversal da fase líquida depende fortemente do raio do menisco e do fluxo de calor imposto. Como pode ser visto nas Figuras 5.9, 5.10 e 5.11, a área da seção transversal do líquido em um mini tubo diminuiu do condensador ao evaporador e também com o aumento do fluxo de calor.

Isto implica que a quantidade de fluido de trabalho necessária para o funcionamento do mini tubo varia. Para o estado de operação ideal do tubo, é necessário não haver excesso de fluido na seção do condensador para que não ocorra o bloqueio do comprimento efetivo do tubo. A quantidade ótima de carregamento pode ser determinada pela perfeita distribuição de massa nos canais, do final do evaporador ao final do condensador. O carregamento ideal para cada fluido de trabalho utilizado foi obtido a partir do modelo matemático e é mostrado na Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Volume de carregamento do mini tubo.

Fluido de trabalho	Volume teórico (ml)	Volume acrescido de 10% (ml)	Porcentagem do volume interno total (%)
Água	0,472	0,515	19,17
Acetona	0,356	0,391	14,55
Metanol	0,371	0,408	15,19

Conforme descrito na literatura e evidenciado por Peterson (1994), o processo de carregamento é muito delicado. Se por um lado a quantidade de fluido inserida não pode ser grande para não causar problemas de bloqueio do condensador, por outro ela não deve ser pequena em demasia a ponto de provocar a secagem prematura do tubo. Por esta razão, que depois de calculado o volume teórico de carregamento de um tubo de calor, se opta por acrescentar de 10 % a 20 % sobre o volume teórico.

Para se determinar experimentalmente o volume de carregamento ótimo para os três fluidos de trabalho, foram testadas três configurações diferentes de carregamento, uma acima e outra abaixo do valor teórico. Como a seringa utilizada para o carregamento não possuía escala que permitisse o carregamento no nível do volume teórico calculado, o valor do carregamento foi arredondado. Nas Figuras 5.30, 5.31 e 5.32 são apresentados os gráficos da resistência térmica em função da potência inserida para três níveis de carregamento.

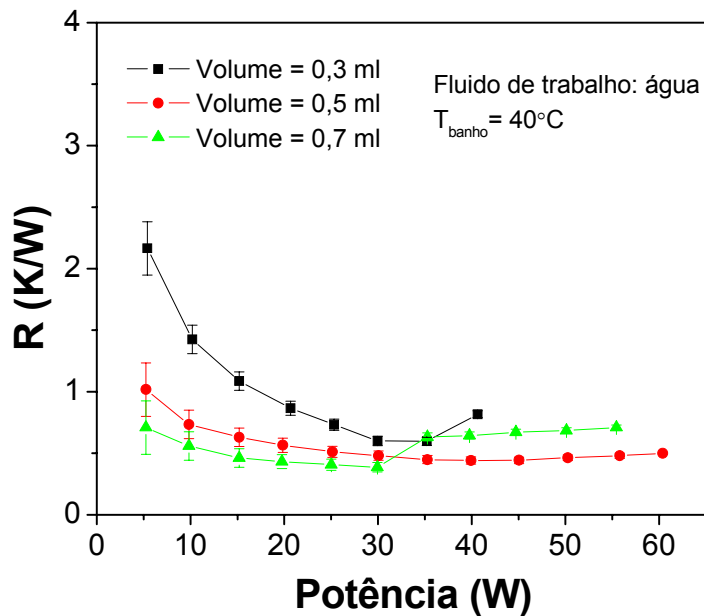


Figura 5.30: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de água destilada.

Na Figura 5.30 a menor resistência térmica ocorre para o volume de 0,7 ml até a potência de 30 W, a partir daí há um súbito salto, ocorrendo o aumento da resistência térmica. Acredita-se que, para este caso, houve um bloqueio parcial do condensador, diminuindo seu comprimento efetivo e conseqüentemente prejudicando o transporte de calor. Para o volume de carregamento de 0,5 ml (considerado o ótimo pelo modelo) o ponto de secagem é atingido para uma potência de aproximadamente 45 W, enquanto que para o volume de 0,3 ml o ponto é de 35 W.

Na Figura 5.31, é apresentado a resistência térmica total para mini tubo carregado com acetona. O volume de 0,4 ml foi o que apresentou melhor performance. Para o volume de 0,3 ml ocorreram instabilidades devido ao pequeno volume de carga.

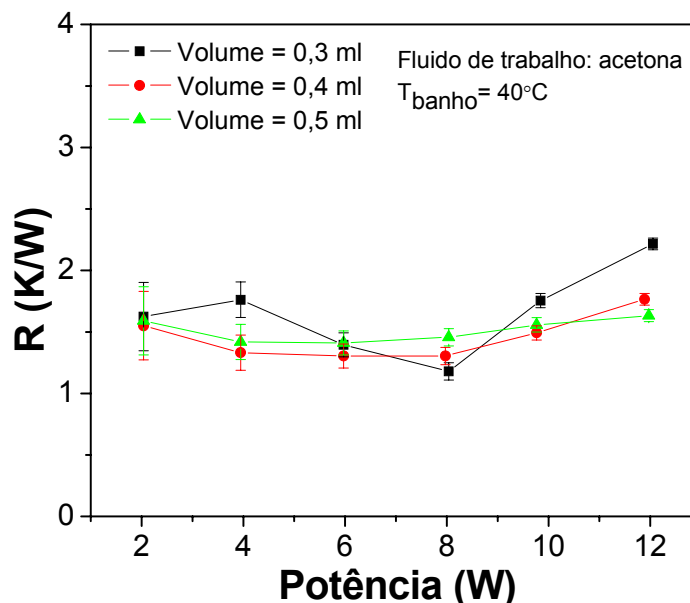


Figura 5.31: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de acetona.

A melhor performance para o mini tubo carregado com metanol foi de 0,4 ml, conforme se verifica na Fig. 5.32, satisfazendo o volume estabelecido pelo modelo.

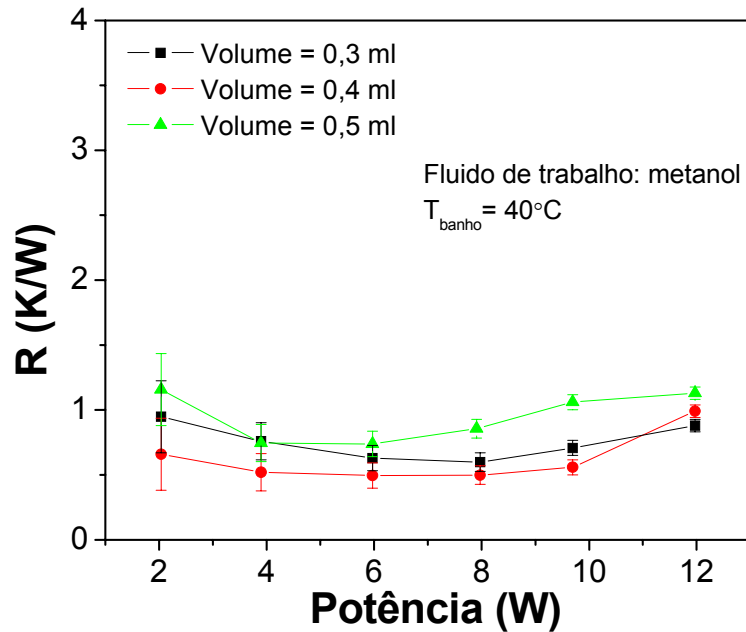


Figura 5.32: Comparação entre volume de carregamentos diferentes de metanol.

5.4 Resultados dos testes em microgravidade

A primeira avaliação dos resultados em microgravidade indicaram que o módulo experimental MHP funcionou perfeitamente nos 4 dias de testes. Além disto, as comparações com os resultados dos testes realizados em laboratório mostraram que os mini tubos de calor funcionam muito bem em microgravidade. A única diferença aparente entre os resultados dos testes nas duas situações está no fato de a temperatura ambiente não ser a mesma. Na realidade, como o resfriamento é realizado por convecção forçada, a temperatura ambiente influi sobremaneira na dissipação térmica do condensador e conseqüentemente na performance do mini tubo. Segundo o cosmonauta Pontes (2006), a temperatura ambiente do compartimento dos experimentos brasileiros foi ajustada para 22°C , mas segundo seu relato, como o compartimento estava bem próximo da saída do ar condicionado acredita-se que a temperatura seja inferior a de ajuste. Os testes em laboratório do módulo MHP foram realizados em câmaras com temperatura e umidade controladas no Instituto de Pesquisas Espaciais (INPE), porém em faixas de temperatura fixas ($20, 25, 28, 40^{\circ}\text{C}$). A Figura 5.33 apresenta a comparação dos testes realizados em gravidade e em microgravidade nos mini tubo carregados com 0,5 ml de água destilada.

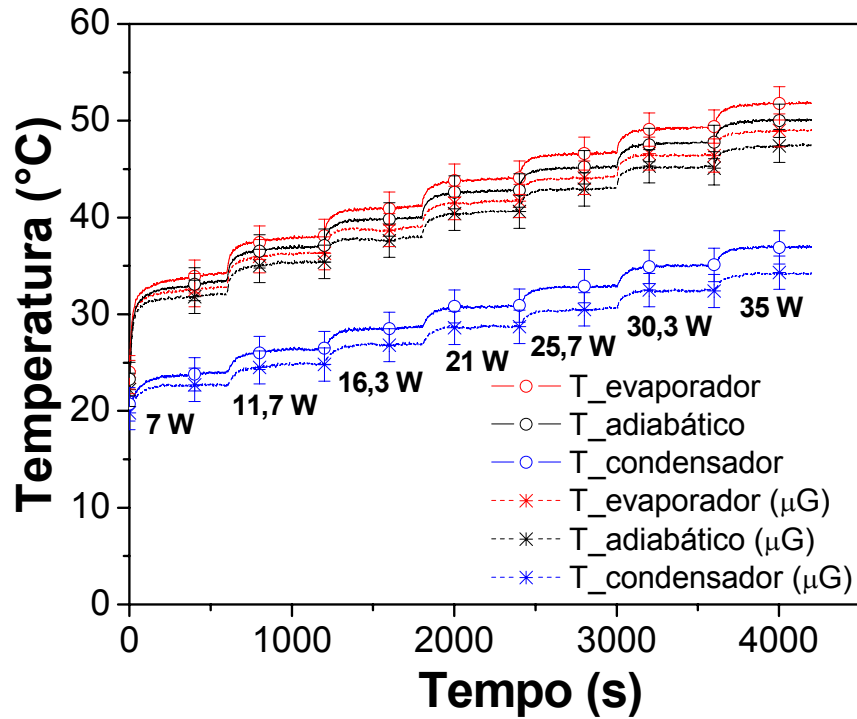


Figura 5.33: Comparação entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.

A performance térmica de um mini tubo de calor pode ser associada a sua capacidade de transportar calor do evaporador ao condensador, ou seja, de um extremo ao outro. A resistência térmica total representa muito bem este parâmetro. Ela é definida como a razão entre a diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador e a potência inserida através das resistências elétricas. Na Figura 5.34, as resistências térmicas dos mini tubos de 0,5 ml testado em microgravidade e em gravidade são comparadas. Como pode ser observado, praticamente não há diferença entre os resultados. Isto vem a comprovar que a diferença de temperaturas percebida na Figura 5.33 é devido à diferença entre a temperatura ambiente dos locais de testes.

Ainda observando o mesmo gráfico, pode-se constatar que a diferença entre a resistência de um mini tubo carregado com água em qualquer um dos ambientes é de aproximadamente 9,8 vezes menor que um mini tubo vazio no ponto de máxima potência, comprovando assim, sua eficiência no transporte de calor. Infelizmente, não se atingiu a secagem deste mini tubo, principalmente devido a dois fatores: limitações do sistema de controle de potência, que inviabilizavam a construção do sistema, e a limitação de potência máxima de 100W para todos os experimentos brasileiros. Vale salientar que além dos 35 W consumidos pela resistência há todo o consumo do sistema de aquisição e controle, bem como os três mini ventiladores utilizados no experimento. Além disso, havia também a divisão do tempo útil do cosmonauta que, na maioria das vezes, realizava dois experimentos em paralelo.

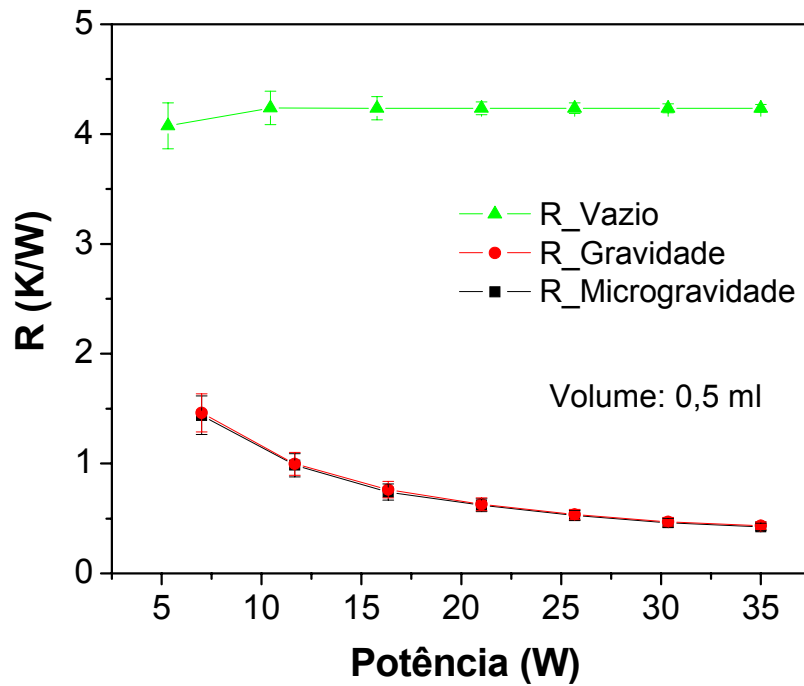


Figura 5.34: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.

O gráfico das Figuras 5.35 e 5.36 são referentes aos mini tubos carregados com 0,3 ml de água. A intenção de se testar este volume de carregamento em particular foi uma tentativa em forçar a secagem do mini tubo de calor. Quando comparado com o mini tubo de 0,5 ml, o mini tubo de 0,3 ml apresenta temperaturas mais elevadas, sugerindo um indício de começo de secagem. Os testes em bancada indicavam que o mini tubo com carregamento de 0,3 ml apresenta limite de secagem em torno de 35 W (Figura 5.30), porém este fato não ficou bem evidenciado nos testes em microgravidade. Isto se deve principalmente a diferença de dissipação de calor entre os dois casos. Nos testes em bancada, o condensador utiliza convecção forçada com água em contato direto com o tubo, enquanto que no experimento em microgravidade o mini tubo está em contato com o dissipador aletado de cobre que utiliza ar ambiente para a dissipação de calor. Com isso, a troca térmica fica prejudicada, fazendo com que as temperaturas do mini tubo aumentem, mudando as propriedades do fluido.

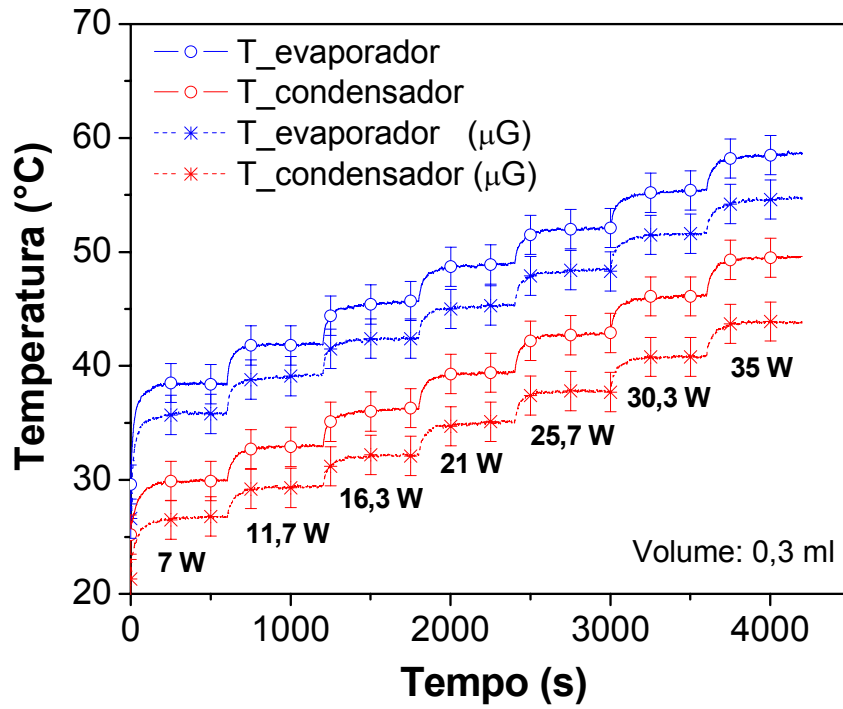


Figura 5.35: Comparação entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3ml.

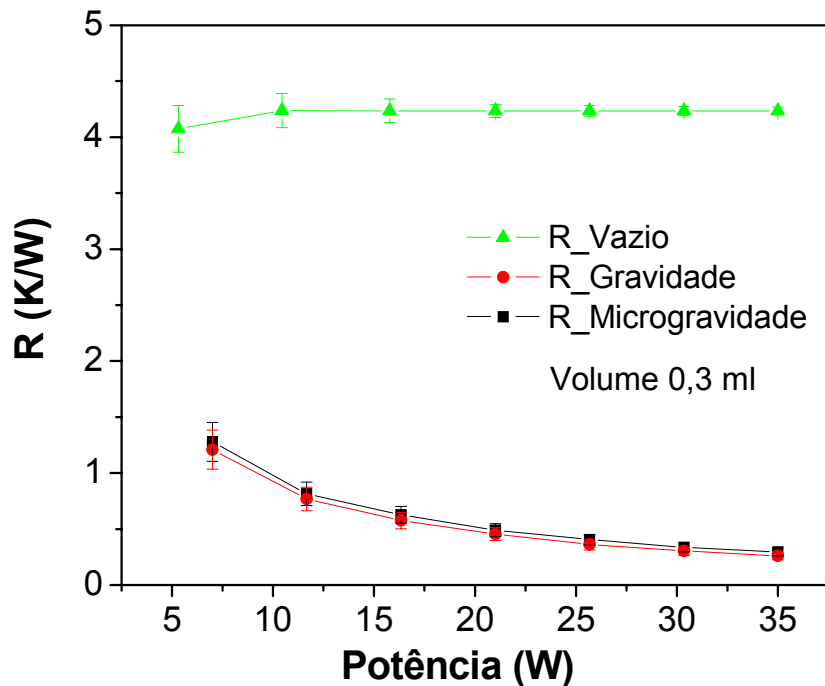


Figura 5.36: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3 ml.

Outro teste realizado em microgravidade foi efetuado para se garantir o estabelecimento do regime permanente. Pelo fato de não se saber como este tipo de estrutura capilar se comportaria em microgravidade e por efeitos que possivelmente poderiam ocorrer prejudicando a performance do mini tubo, como por exemplo: a nucleação

de bolhas em microgravidade, o tempo de patamar foi aumentado. Como pode ser observado na Figura 5.37, no mini tubo carregado com 0,5 ml as temperaturas permanecem constantes e praticamente as mesmas do gráfico da Figura 5.33.

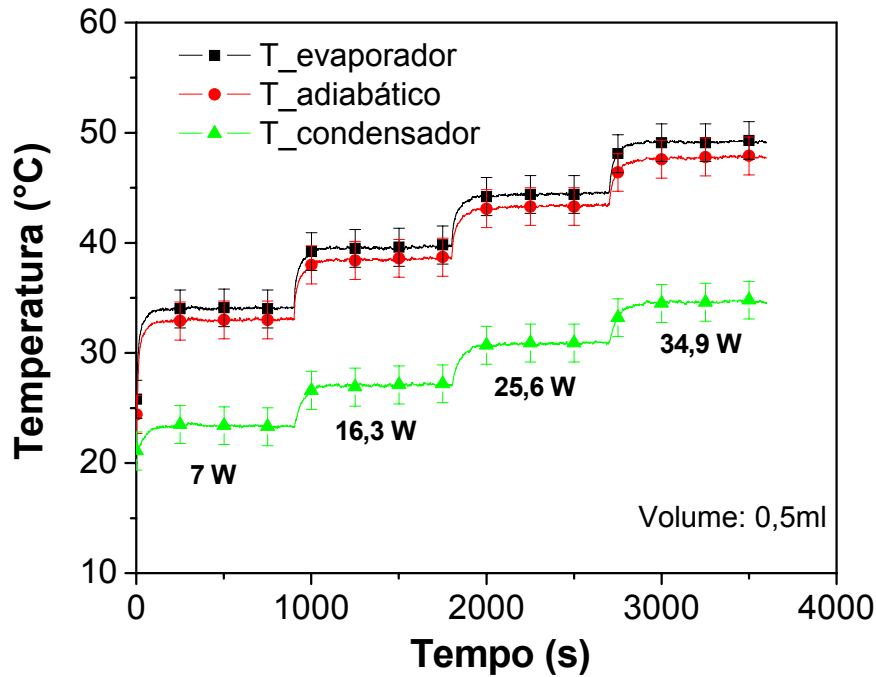


Figura 5.37: Distribuição de temperaturas experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,5 ml.

Para o mini tubo carregado com 0,3 ml, na Figura 5.38, pode-se notar que a temperatura do evaporador não está constante para uma potência de 34,9W, evidenciando um possível começo de secagem do tubo, não mostrado na Figura 5.35.

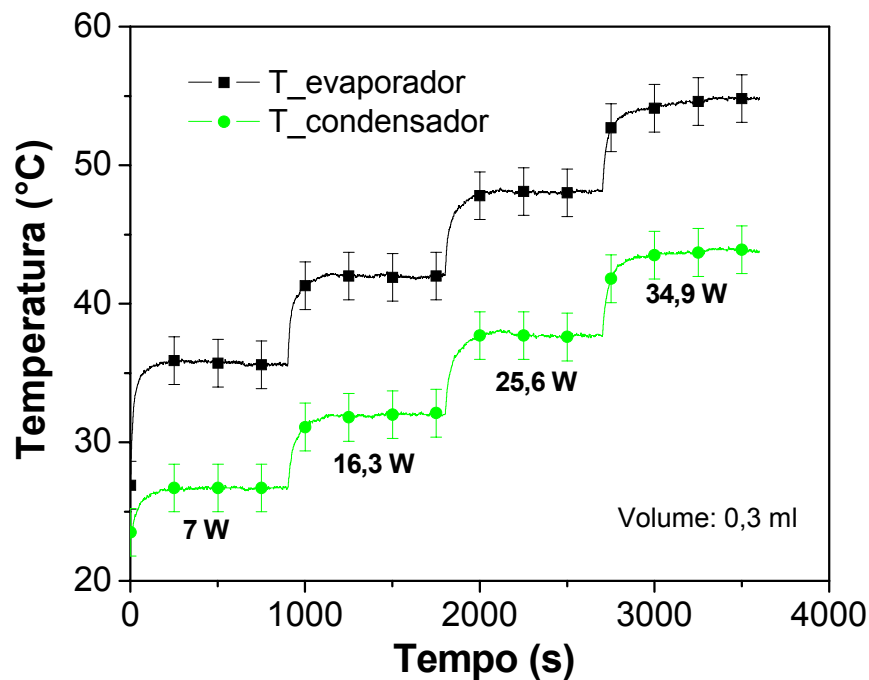


Figura 5.38: Comparação da resistência térmica entre resultados experimentais em gravidade e microgravidade para o mini tubo com 0,3 ml.

Os dados em microgravidade comprovaram a eficiência deste tipo de estrutura capilar na ausência de gravidade. Apesar de não se atingir o ponto de secagem do mini tubo, a baixa resistência térmica aliada ao comportamento térmico do tubo indicam uma tendência de secagem, para potências superiores a 35 W. O efeito esperado da maior concentração de líquido nas ranhuras inferiores, na presença da gravidade, que poderia estar limitando o bombeamento capilar, ou não ocorreu ou foram compensados por uma maior eficiência da evaporação do fluido em gravidade.

Outro fator limitante ao funcionamento do mini tubo em microgravidade poderia ser a nucleação de bolhas, pois em microgravidade não há separação, por empuxo, da fase líquida da fase vapor. Este fato poderia acarretar a secagem prematura do canal de líquido na seção do evaporador, devido à estagnação de bolhas nesta região. Porém, como ilustrado nos testes em microgravidade, não há superaquecimento do tubo em nenhum momento, evidenciando a não realização deste evento.

5.5 Comparação dos resultados experimentais e teóricos

As comparações dos resultados numéricos e experimentais para a máxima capacidade de transferência de calor para os fluidos água, metanol e acetona são mostrados nas Figuras 5.39, 5.40 e 5.41, respectivamente.

Como dito anteriormente, não há como medir com precisão o ângulo de contato entre os fluidos de trabalho e a geometria de ranhura estudada. O grupo que estuda tubos de calor em INSA de Lyon, na França, desenvolve pesquisas neste assunto, mas resultados conclusivos ainda não foram obtidos. Assim, para a determinação da máxima transferência de calor teórica, o ângulo de contato foi variado até se ajustar aos pontos experimentais. Os valores utilizados foram comparados com os valores obtidos no laboratório, como já descrito anteriormente neste trabalho. Para o caso do mini tubo de calor carregado com água destilada, há uma variação do comportamento térmico dos diversos pontos medidos. Segundo Faghri (1995), estas variações se devem, sobretudo, às variações das propriedades do fluido de trabalho, especialmente a tensão superficial. Peterson (1994) comparou a performance teórica de um mini tubo de calor carregado com água e constatou que o modelo se adequava aos resultados experimentais para uma faixa estabelecida de temperatura de 40 °C a 60 °C. Fora deste intervalo o modelo não se adequava aos resultados experimentais.

Na Figura 5.39 é apresentado um gráfico comparativo dos resultados experimentais e teóricos para um mini tubo carregado com água destilada. Para evidenciar o fenômeno de dispersão dos pontos de secagem para temperaturas de operação elevadas foram plotados três testes com mini tubos diferentes. Pelo próprio fato, como comentado acima, que a

determinação do ponto de secagem do mini tubo carregado com água não é nítido para temperatura de operação elevadas. Todos os mini tubos foram testados em bancada experimental com banho térmico controlado. O teste número 1 foi realizado no começo de 2005, o teste número 2 foi realizado para o mini tubo testado em microgravidade e o teste número 3 foi executado em outubro de 2006. Os pontos experimentais apresentam uma boa concordância com o modelo matemático ajustado com ângulo de contato de 25° e temperatura inferior a 55°C . Os pontos para temperatura de operação acima de 55°C apresentam uma concordância pior com o resultado teórico.

Ainda no gráfico da Figura 5.39, a curva para o ângulo de contato de 28° foi plotada para demonstrar a eficiência do método de visualização do ângulo de contato, como mostrado na Seção 3.10 do Capítulo 3. O procedimento conseguiu uma razoável estimativa do ângulo de contato em comparação com o valor que apresentou o melhor ajuste entre os pontos experimentais.

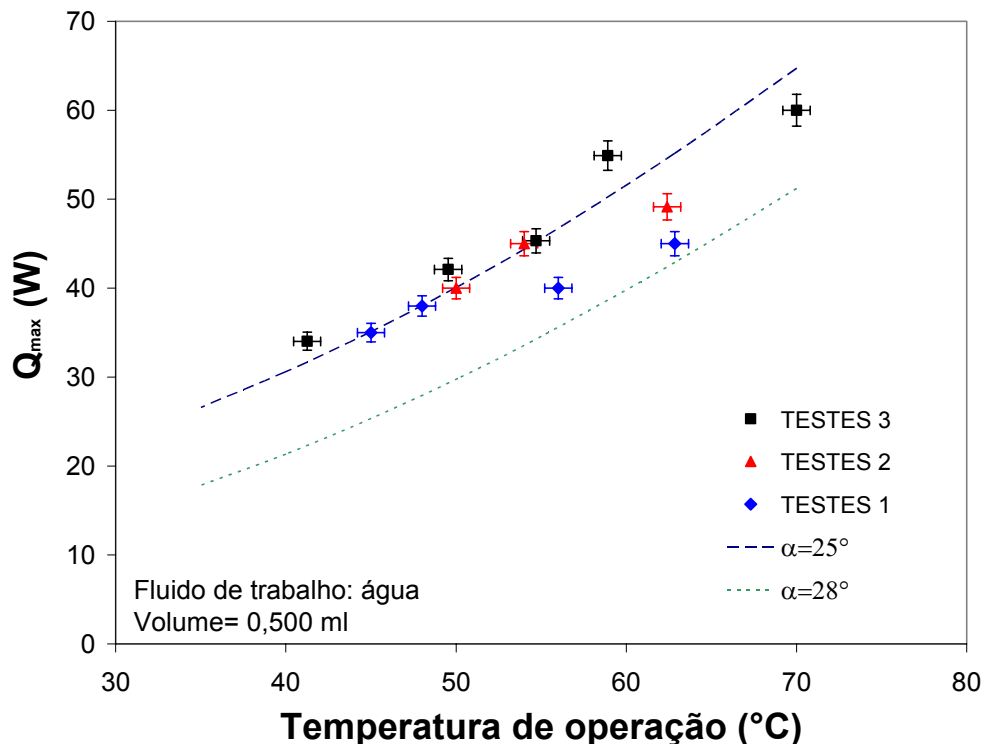


Figura 5.39: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com água.

A Figura 5.40 apresenta a comparação entre os pontos de máxima transferência de calor experimental e teórica com margem de 10 % de incerteza. Observa-se que apesar de existir um espalhamento de alguns pontos, a maioria concentra-se próximo à reta de ajuste ideal (teórico = experimental). É apresentado também o erro médio quadrático (RMSE) que quantifica a dispersão dos resultados teóricos relativos aos resultados experimentais, e o erro do desvio médio (MBE – Mean Bias Error), que quantifica o desvio dos resultados

teóricos relativos aos resultados experimentais. As expressões do RMSE e MBE são dadas por Holman (1994):

$$RMSE = \left[\frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_{teo,i} - x_{ex,i})^2 / N}}{\sum_{i=1}^n x_{ex,i} / N} \right] \times 100 \quad (5.3)$$

$$MBE = \sum_{i=1}^n \left[\frac{(x_{teo,i} - x_{ex,i})^2 / x_{ex,i}}{N} \right] \times 100 \quad (5.4)$$

onde x_{teo} e x_{ex} são, respectivamente, os resultados teóricos e experimentais e N é o número total de informações disponíveis para comparação.

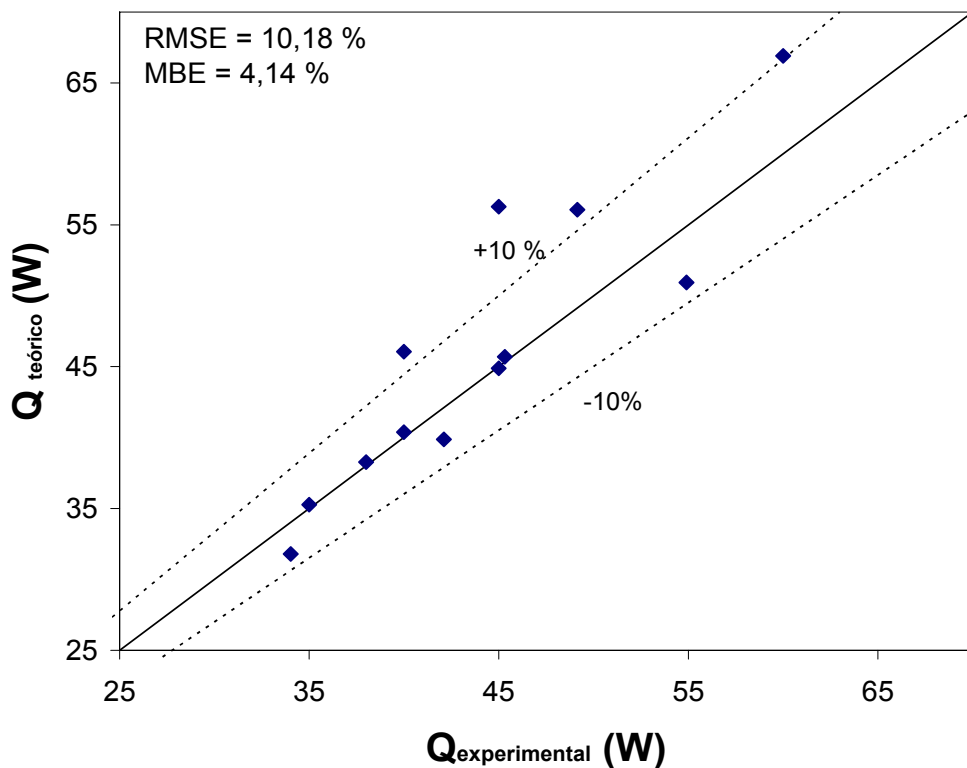


Figura 5.40: Resultados comparativos entre a capacidade máxima de transferência de calor experimental e teórica.

A Figura 5.41 mostra a comparação da máxima capacidade de transferência de calor teórica e experimental para três ângulos de inclinação diferentes. Para um ângulo de inclinação positivo a seção do evaporador se encontra abaixo da seção do condensador e para um ângulo negativo de inclinação a seção do evaporador se encontra acima da seção do condensador. A limitação de performance quando o mini tubo se encontra com inclinação negativa é devido à ação da gravidade atuando contra a movimentação do líquido em direção ao evaporador. Já para o caso de inclinação positiva, a ação da gravidade auxilia a força capilar no deslocamento do fluido de trabalho ao evaporador, melhorando sua

capacidade de transporte de calor. De acordo com a literatura (Vasiliev, 2006) e Peterson, 1994) a influência da inclinação, sobretudo em mini tubos de calor ranhurados, é significativa quando comparada com mini tubos com materiais sinterizados.

Ainda na Figura 5.41, pode ser observado que o modelo teórico com ângulo de contato de 25° , apresentado na Figura 5.39, apresenta um razoável ajuste com os resultados experimentais para inclinação negativa e nula, enquanto que para inclinação positiva o modelo teórico subestima ligeiramente os dados experimentais.

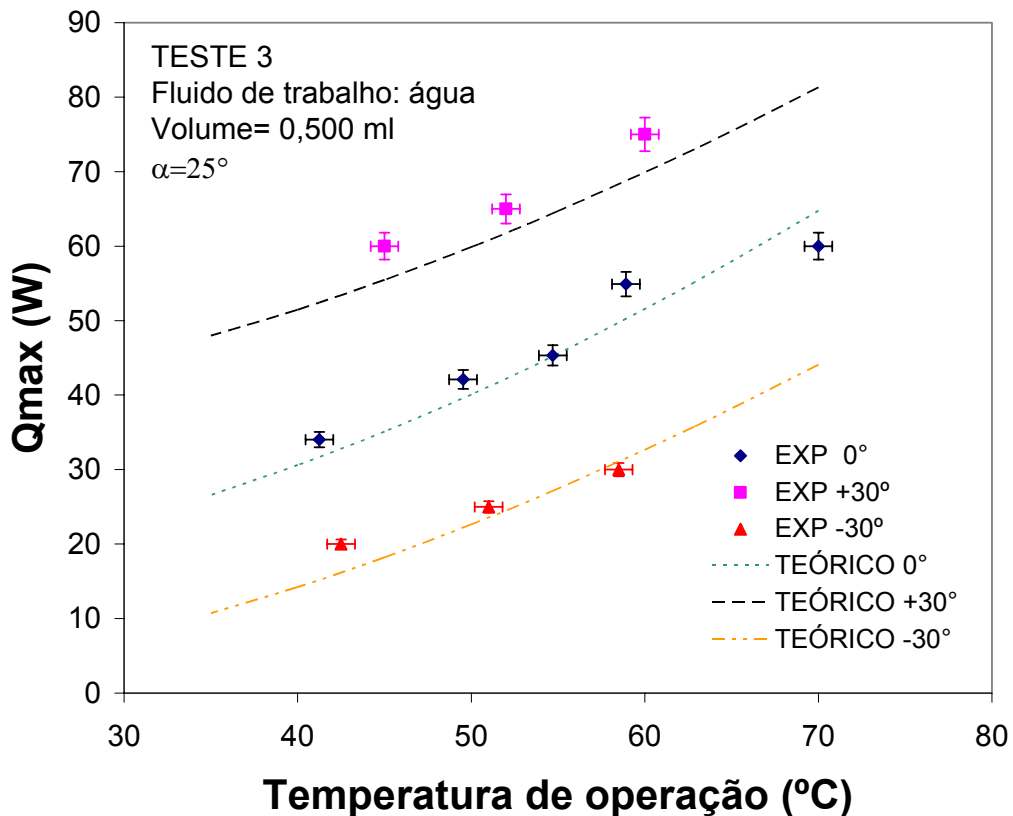


Figura 5.41: Resultados comparativos entre a capacidade máxima de transferência de calor experimental e teórica para três ângulos de inclinação.

Para o mini tubo de calor carregado com acetona houve uma boa adequação dos resultados teóricos e experimentais para um único ângulo de contato, em torno de 19° , apresentado na Figura 5.42. Para o mini tubo carregado com metanol, Figura 5.43, o ângulo de contato de 18° apresentou o melhor ajuste. A proximidade dos dois ângulos de contato reflete a proximidade da tensão superficial para uma dada temperatura de operação. A determinação da máxima transferência de calor experimental fica bem evidente para os dois casos, facilitando assim a determinação precisa do ponto de secagem do mini tubo de calor.

O erro médio quadrático e o erro do desvio médio para os tubos carregados com acetona e metanol são apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os mini tubos com acetona e metanol

Fluido de trabalho	RMSE (%)	MBE (%)
Acetona	2,74	1,11
Metanol	7,54	6,25

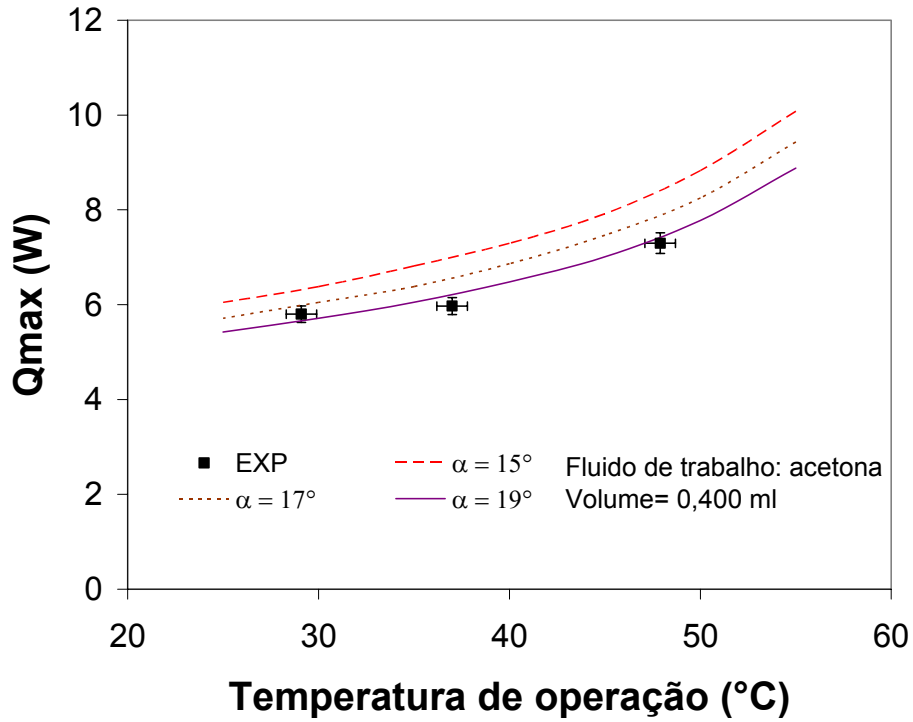


Figura 5.42: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com acetona.

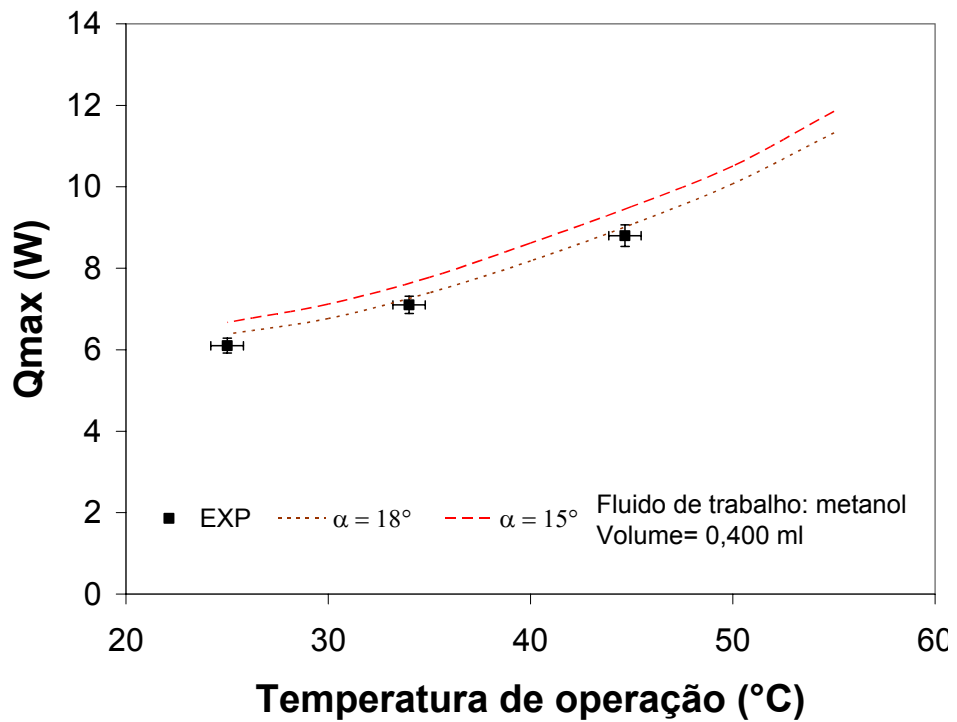


Figura 5.43: Comparação entre resultados teóricos e experimentais para mini tubo carregado com metanol.

5.6 Comparação dos dados experimentais com os da literatura

Devido à constante necessidade de dispositivos dissipadores de calor compactos e de alta performance térmica, vários tipos de configurações de mini tubos de calor têm sido propostos nos últimos anos. A Tabela 5.5 ilustra algumas configurações de tubos de calor com meio capilar testados e apresentados na literatura. Dentre as formas de ranhuras mais utilizadas e testadas estão as triangulares, retangulares e trapezoidais. Para a elaboração desta tabela, os pontos de máxima transferência de calor experimentais foram tomados em uma faixa de temperatura de operação de 55 a 60°C.

Como evidenciado na Tabela 5.5, os resultados da máxima transferência de calor por ranhura ocorrem nos tubos produzidos pelo presente trabalho, para os três fluidos de trabalho estudados. Isto mostra que a qualidade da ranhura produzida neste tipo de processo é melhor que nos processos convencionais, como usinagem e extrusão. As ranhuras produzidas pela soldagem por difusão de fios são extremamente agudas, como mostrado na Figura 4.10, proporcionando um melhor bombeamento capilar do condensador ao evaporador. Nas ranhuras usinadas há sempre a presença, por menor que seja, do raio de curvatura da ponta da ferramenta, que prejudica o bombeamento capilar. Porém a desvantagem, em alguns casos, do processo de difusão em relação aos demais processos, está no fato de que as ranhuras demandam uma maior área de seção transversal. Assim, para uma mesma largura de tubo conseguem-se mais ranhuras usinadas do que por fios, proporcionando em alguns casos uma maior transferência de calor total.

Comparando os mini tubos de calor produzidos no LABTUCAL com os testados por Wang e Peterson (2002), que empregam a mesma configuração, mas processos de solda diferentes, a melhora do desempenho dos tubos de calor fabricados por difusão na UFSC é significativa, mostrando que o processo de brasagem para este tipo particular de geometria é prejudicial à performance térmica do mini tubo, por obstruir parte da ranhura.

Tabela 5.5: Comparação da máxima transferência de calor entre tubo com geometrias distintas.

Pesquisador	Geometria	Dimensões externas do tubo (LxWxH) (Lxφ) (mm)	Número de ranhuras	Material/ Fluido de trabalho	Máximo transporte de calor por ranhura (W)
Babin et al (1990)	Triangular	60x1x1	1	Prata/água	0,35
Babin et al (1990)	Triangular	60x1x1	1	Cobre/água	0,25

Itoh <i>apud</i> Dunn and Reay (1994)	Retangular	150x3x1,2	4	Cobre/água	0,55
Itoh <i>apud</i> Dunn and Reay (1994)	Quadrada	65x2x2	4	Cobre/água	0,37
Cao et al (1997)	Retangular	82x7x2,8	60	Cobre/água	0,516
Hopkins et al (1999)	Trapezoidal	120x7x2	52	Cobre/água	0,30
Hopkins et al (1999)	Trapezoidal	100x7x2,4	50	Cobre/água	0,48
Kim et al (2002)	Trapezoidal	295x ϕ 4	40	Cobre/água	0,17
Kang e Huang (2002)	Estrela	25,4x25,4x2	186	Silicone/metanol	0,20
Wang e Peterson (2002)	Com fios	152,4x152,4x2	288	Alumínio/acetona	0,11
Presente trabalho	Com fios	100x30x2	36	Cobre/ acetona	0,19
Presente trabalho	Com fios	100x30x2	36	Cobre/ metanol	0,23
Presente trabalho	Com fios	100x30x2	36	Cobre/água	1,25

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foram apresentados os resultados experimentais e teóricos de mini tubos de calor com fios testados em gravidade e em microgravidade. Além disso, foram testados em laboratório diferentes configurações de carregamento com três fluidos diferentes: água destilada, acetona e metanol. Foi também desenvolvido um modelo teórico para o regime permanente, que determina o comportamento térmico dos tubos, para as máximas potências que o dispositivo é capaz de transportar.

As principais realizações e resultados deste trabalho são apresentados a seguir:

- Desenvolvimento de um processo de fabricação de mini tubos de calor formado por fios roliços e placas, que resulta em dispositivos baratos e de alta performance térmica, quando comparados com os resultantes das demais tecnologias disponíveis no mercado.
- Desenvolvimento de um modelo matemático para o regime permanente, que permitiu o estudo teórico de vários parâmetros de funcionamento do mini tubo de calor, como distribuição de pressão interna, cálculo do volume de fluido de trabalho, determinação de ângulo de contato fluido metal, dentre outros.
- Verificação que o aumento da distância entre fios pode aumentar a capacidade máxima de transporte de calor em um único canal do mini tubo de calor. Contudo, este aumento é mascarado pela redução no número de canais, limitando assim o transporte de calor total de todo um mini tubo se o seu volume total for um limitante, o que depende da aplicação. No presente estudo, a distância ótima entre fios foi ajustada para os três fluidos de trabalho utilizados, ficando em torno de 2,2 diâmetros do fio.
- Comprovação de que o ângulo de contato influencia fortemente a performance de um mini tubo de calor. Para os três fluidos estudados se evidenciou que a máxima capacidade de transferência de calor aumenta com a diminuição do ângulo de contato.
- Determinação, a partir do cálculo da distribuição de massa de líquido e vapor na ranhura do mini tubo de calor, do volume de carregamento mais adequado para os fluidos utilizados. Normalmente esta determinação é feita de forma apenas empírica. Através das informações teóricas, testes experimentais de três quantidades de fluido de trabalho foram realizados determinando o volume ótimo de carregamento como: 0,5 ml para água destilada e 0,4 ml tanto para acetona como para o metanol.
- Validação do modelo matemático a partir da comparação com os resultados experimentais para os três fluidos de trabalho. A concordância boa entre os resultados

teóricos e os dados medidos valida o modelo e confirma que ele pode ser usado para diagnosticar e otimizar a máxima capacidade de transferência de calor para uma dada aplicação.

- Estudo de critérios para a classificação de um tubo de calor como mini ou micro. Esta classificação depende sobretudo do raio hidráulico da fase líquida e do tipo de fluido de trabalho utilizado. Este é um tema polêmico e três tipos de classificações foram apresentados. A classificação utilizada neste estudo foi a de Faghri (1995), que classifica com um micro tubo de calor aquele em que o diâmetro hidráulico está compreendido de 10 a 500 μm . Acima desta faixa de valores estão os mini tubos. Assim, o tubo estudado é classificado como mini tubo de calor.
- Comprovação da eficiência do processo de soldagem dos mini tubos de calor com fios, que, por não empregar um segundo material de adição, permite a fabricação de ranhuras extremamente agudas, que proporcionam grande efeito capilar.
- Comparação do desempenho de uma única ranhura produzida pelo processo de soldagem por difusão de fios com outros processos. As ranhuras desenvolvidas neste trabalho mostraram ser superiores a qualquer outro tipo de ranhura pesquisada na literatura. A desvantagem está no fato de não se conseguir muitas ranhuras por unidade de área, devido a limitações de espaço. Assim para alguns casos, a performance total do mini tubo fica inferior a obtida com ranhuras usinadas.
- Descrição dos perfis de velocidade da fase líquida e vapor, dos perfis de pressão e principalmente da variação do raio do menisco para os três fluidos de trabalho.
- Projeto, desenvolvimento e montagem de um sistema de aquisição de sinais e controle compacto para experimentos em microgravidade com a colaboração da equipe do Dr. Raul Gohr - Labsolda, bem como a implementação de software em linguagem C++ para operação do experimento automaticamente. Este tipo de sistema não está disponível para compra no mercado e deve ser desenvolvido especialmente para cada experimento.
- Teste em microgravidade dos mini tubos de calor desenvolvidos nesta pesquisa. Poucos dispositivos semelhantes foram testados neste ambiente. Os testes realizados comprovaram a eficiência destes dispositivos como um meio de transporte de calor, que possibilitam o controle térmico de calor concentrado em pequenas regiões, em equipamentos eletrônicos instalados em naves espaciais. Observa-se que a incerteza experimental para a taxa de calor transferido e para as leituras de temperaturas é inferior a 3% e 0,8°C, respectivamente, para o caso da bancada em laboratório e de 7% e 1,72 °C para o módulo de microgravidade, que são valores aceitáveis, principalmente para as condições adversas de testes na ISS.

Como sugestão para os trabalhos futuros em mini tubos de calor, são recomendados os seguintes tópicos de estudo:

- Determinação experimental do ângulo de contato através da medição do raio do menisco em ranhuras, através da construção de bancada propícia para isto.
- Realizar testes de longa duração para avaliação da performance do mini tubo em longos períodos.
- Analisar novas geometrias, utilizando fios e o processo de soldagem por difusão para a construção, por exemplo, de espalhadores de calor bidimensionais.
- Melhoria na calibração do sistema de aquisição de sinais compacta, utilizado em microgravidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGÊNCIA ESPACIAL BRASILEIRA. **Programa Nacional de Atividades Espaciais - PNAE**. Brasília –DF, 2005.
- AMERICAN WELDING SOCIETY (A.W.S). **Welding Handbook**, 7^a ed. vol. 2, 1978.
- ASM COMMITTEE, Cleaning and finishing of copper and copper alloys, **Metals Handbook**, 8th Edition, vol. 2, pp. 635-647, 1973.
- BABIN, B.R.; PETERSON, G.P.; WU, D., Steady state modeling and testing of a micro heat pipe, **Journal of Heat Transfer**, vol. 112, n 3, pp. 595-601, 1990.
- BALRAM, S.; PRABHAT, K., An analytical model for fluid flow and heat transfer in a micro-heat pipe of polygonal shape, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 48, Issues 21-22, pp. 4498-4509, Out. 2005.
- BEJAN, A., **Convection Heat Transfer**. 2. ed. 1995.
- BENSON, A. D.; BURCHETT, S. N.; KRAVITZ, A. H.; TIGGES, C. P.; SCHMIDT, C.; ROBINO, C. V., Kovar Micro Heat Pipe Substrates for Microelectronic Cooling, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico – USA, 1999.
- CAO, Y.; GAO, M.; BEAM, J.; DONAVAM, B., Experiments and analyses of flat miniature heat pipes, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 11, pp. 158-164, 1997.
- CARDOSO, E. M., Estudo experimental da ebulição nucleada confinada, Dissertação de mestrado –UFSC – Engenharia Mecânica, 2005.
- CAREY, V.P., **Liquid-vapor phase-change phenomena**, Taylor & Francis, EUA, 1992.
- CELATA, G.P., **Heat transfer and fluids flow in microchannels**, Begell House, EUA, <http://books.google.com>, 2004.
- CHI, S. W.; CYGNAROWICZ, T. A., Theoretical Analyses of Cryogenic Heat Pipes, **ASME**, New York, NY – EUA, 1976.

COTTER, T. P., Principles and Prospects for Micro Heat Pipes, **5th International Heat Pipe Conference**, pp. 328-335, Tsukuba-Japan, 1984.

DUNN, P.D.; REAY, D.A., **Heat Pipes**, Pergamon, 4. ed., 1994.

ELSSNER, G.; PETZOW, G., Review. 1990 Metal/ceramic joining, **ISIJ International**, vol. 30, n. 12, pp. 1011-1032, 1990.

FAGHRI, A., **Heat Pipe Science and Technology**, Taylor & Francis, Washington D.C. – EUA, 1995.

GABRIEL, K.S., Microgravity two-phase flow and heat transfer: What have we learned ?, **12th International Heat Pipe Conference**, Moscow-Kostrona-Moscow, Russia, Maio 19-24, pp 35-41, 2002.

GROLL, M.; SCHNEIDER, M.; SARTRE, V.; ZAGHDOUBI, M. C.; LALLEMAND, M., Thermal Control of Eletronic Equipment by Heat Pipes, *Rev. Gen. Therm.* 37, 323-352, Paris – France.

HOLMAN, J.P., **Experimental methods for engineers**, Mcgrall-Hill, 6.ed., Singapure, 1994.

HOPKINS, R.; FAGHRI, A.; KHRUSTALEV, D., Flat Miniature Heat Pipes with Micro Capillary Grooves, **ASME**, vol 121, pp.102-109, Storrs Connecticut – EUA, 1999.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**, Wiley Interscience, New York – USA, 1996.

KANG, S.W.; HUANG, D., Fabrication of star grooves and rhombus grooves micro heat pipe, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Junho 2002.

KATSUTA, M.; SHINDO, T.; SAITO, K.; SONTAN, M.; KIMURA, Y.; NAKAMURA, Y., Heat transfer and trasient characteristics in flat plate micro heat pipe, **13th International Heat Pipe Conference**, Shanghai, China, Set. 21-25, 2004.

KAYA T.; HOANG T., Mathematical Model of Loop Heat Pipes and Experimental Validation, **Journal of Thermophysical and Heat Transfer**, vol. 13, Clifton, Virginia — USA, 1999.

- KHRUSTALEV, D.; FAGHRI, A., Thermal Analysis of a Micro Heat Pipe, **ASME**, vol. 116, n. 1, pp. 189-198, 1994.
- KIM, S.J.; SEO, L.K.; DO, K.H., Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oct 2002.
- LALLEMAND, M.; LEFEVRE, F., Micro/Mini heat pipes for the cooling of electronics devices, **13th International Heat Pipe Conference**, Shanghai – China, pp 12-22, Set. 2004.
- LAUNAY, S.; SARTRE, V.; MANTELLI, M.B.H.; PAIVA, K.V., Investigation of a wire plate micro heat pipe array, **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 43, Issue 5, pp 499-507, Maio 2004a.
- LAUNAY, S.; SARTRE, V.; LALLEMAND, M., Hydrodynamic and Thermal Study of a Water – Filled Micro Heat Pipe Array, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 18, n. 3, Set. 2004b.
- LONGTIN, J.P.; BADRAN, B.; GERNER, F.M., A one-dimensional model of a micro heat pipe during sateady-satate operation, **Journal of Heat Transfer**, vol. 116, pp. 709 – 715, Ago.1994.
- MA, B. H.; PETERSON G. P., Temperature Variation and Heat Transfer in Triangular Grooves with an Evaporating Film, **Journal of Thermophysical and Heat Transfer**, vol. 11, College Station, Texas – USA, 1997.
- MA, A. B.; PETERSON, G. P., The Minimum meniscus Radius and Capillary Heat Transport Limit in Micro Heat Pipe, **Journal of Heat Transfer**, vol. 120, pp. 227-233, College Station, Texas – USA, 1998a.
- MA, H. B.; PETERSON, G. P., Disjoining Pressure Effect on the Wetting Characteristics in a Capillary Tube, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 2, n. 4, pp. 283-297, 1998b.
- MALLIK, A. K.; PETERSON, G. P., Steady-State Investigation of vapor deposited Micro Heat Pipe Arrays, **Journal of Electronic Packaging**, vol. 117/1-6, College Station, Texas – USA, 1995.

- MANTELLI, M.B.H.; BUSCHINELLI, A.J.A.; NASCIMENTO, R.M., PAIVA, K.V., Diffusion welding of wire micro heat pipe arrays, **12th International Heat Pipe Conference**, Moscow-Kostrona-Moscow, Russia, Maio, 2002.
- MARTINELLI, A. E., **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**, McGill University, 1996.
- MAYDANIK, Y.F, Loop Heat Pipes, **Applied Thermal Engineering**, Set. 2004.
- MONTI, R., **Physics of Fluid in Microgravity**, <http://books.google.com>, Taylor & Francis, 2002.
- NASCIMENTO, R.M.; BUSCHINELLI, A.J.A.; MANTELLI, M.B.H., PAIVA, K.V., Aplicação da Soldagem por Difusão no Estado Sólido para Fabricação de Micro Tubos de Calor, **Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência de Materiais**, Natal, 2002.
- PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H.; NASCIMENTO, R.M.; BUSCHINELLI, A.J.A.; PIERINI, H.M.; GALIOTTO, A.; STOETERAU, R.L., Relatório sobre o desenvolvimento de micro tubos de calor, Ago. 2001.
- PAIVA, K.V.; MANATELLI, M.B.H.; BUSCHINELLI, A.J.A.; NASCIMENTO, R.M., Experimental Study of a Wire Mini Heat Pipe for Microgravity Test, **13th International Heat Pipe Conference**, pp. 366-371, Shanghai, China, 2004.
- PETERSON, G.P., Investigation of Miniature Heat Pipes, Final report, Wright Patterson Air Force Base, Contract No. F33615-86-C-2733, Task 9, 1988.
- PETERSON, G.P., Analytical Investigation of Micro Heat Pipes, **7th International Heat Pipe Conference**, Byelorussian Academy of Sciences, Minsk, Russian, Paper A-10, 1990.
- PETERSON, G. P.; DUNCAN, A. B.; WEICHOLD, M. H., Experimental Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafers, **Journal of Heat Transfer**, vol. 115 pp. 751-756, College Station, Texas – USA, 1993.
- PETERSON, G.P., **An Introduction to heat pipes. Modeling, Testing and Applications**, Wiley Interscience, Nova York – EUA, 1994.

- PETERSON, G. P.; MALLIK, A. K., Transient response Characteristics of vapor deposited Micro Heat Pipe Arrays, **Journal of Electronic Packaging**, vol. 117/1-6, College Station, Texas – USA, 1995.
- PONTES, M., Comunicação pessoal sobre as condições de temperatura abordo da Estação Espacial Internacional, 2006.
- RIFFAT, S.B.; XIAOLI, M., Thermoelectrics: a review of present and potential applications, **Thermal Engineering**, 2002.
- ROGERS, M.J.B.; VOGT, G.L.; WARGO, M.J., The mathematics of microgravity, **NASA**, 2001.
- SARTRE V.; CHAKER, M.; LALLEMAND, M., Effect of interfacial phenomena on evaporative heat transfer in micro heat pipes, **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 39, pp. 498-504, Abril 2000.
- SCHAWARTZ, M. M, **Modern metal joining techniques**, John Wiley Interscience, 1969.
- SHAH, R.K.; BHATTI, M.S., Laminar convective heat transfer in ducts, **Handbook of single-phase convective heat transfer**, New York, pp 3.45-3.70, 1987.
- SIVARAMAN, A.; SIRSHENDU, D.; SUNANDO, D., Experimental and theoretical study of axial dryout point for evaporation from V-shaped microgrooves, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 45, pp. 1535-1543, Mar. 2002.
- VASILIEV, L.L., Heat pipes in modern heat exchangers, **Applied Thermal Engineering**, vol. 25, pp. 1-19, Jan. 2005.
- VASILIEV, L.L., Micro and miniature heat pipes – Electronic component coolers, **Applied Thermal Engineering**, Abr. 2006.
- WANG, Y.X.; PETERSON, G.P., Experimental investigation of wire bonded micro heat pipe arrays, **35th AIAA Thermophysics Conference**, Anaheim – USA, Jun. 2001.
- WANG, Y.X.; PETERSON, G.P., Analysis of Wire-Bonded Micro Heat Pipe, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 12, n..3, pp. 346-355, 2002.

WU, D.; PETERSON, G.P., Investigation of Transient Characteristics of Micro Heat Pipes, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 2, n.5, pp. 129-134, 1991.

ZHANG, J. T.; PENG, X. F.; PETERSON, G. P., Analysis of Phase Change Mechanisms in Microchannels using Cluster Nucleation Theory, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 4, n. 3, pp. 177-188, 2000.

APÊNDICES

APÊNDICE A

PARTICIPAÇÕES DO LABTUCAL NO PROGRAMA ESPACIAL BRASILEIRO

A.1 Panorama das atividades desenvolvidas

A primeira participação do antigo Labsolar/NCTS no programa espacial brasileiro ocorreu em meados de 2001 onde dois experimentos foram selecionados para a participação da Missão Cumã I. Um coordenado pelo professor Júlio César Passos e intitulado “Câmara de Ebulição Confinada sob Microgravidade” e o segundo coordenado pela professora Márcia Mantelli, denominado “Micro Tubos de Calor”.

O desenvolvimento do experimento para esta missão foi sem dúvida um grande aprendizado para as futuras missões. A construção do primeiro sistema de aquisição de dados em colaboração com o Laboratório de Meios Porosos (LMPT), através do professor Saulo Guths, foi de grande valia para o desenvolvimento do projeto MHP. Infelizmente, o voo não foi completado com sucesso devido a problemas no sistema de desacoplamento da carga útil-propulsor, que causou a queda do foguete. A seguir, na Figura A.1, é mostrada uma fotografia do experimento desenvolvido para a Operação Cumã I.

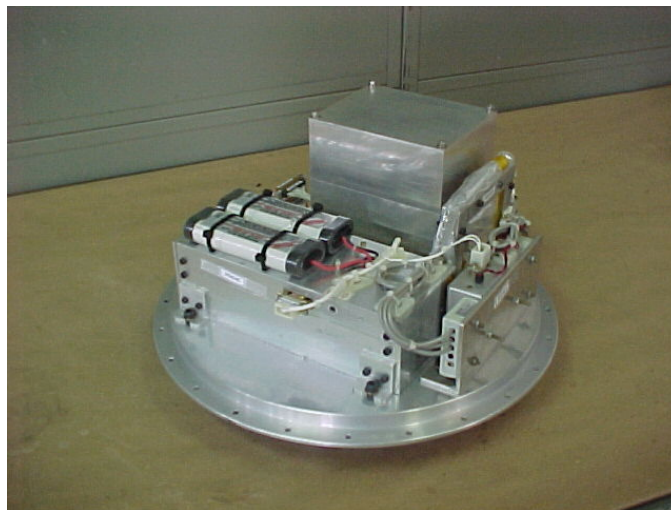


Figura A.1: Experimento sobre o “prato” do foguete VS30.

Logo em seguida, a AEB propôs aos pesquisadores a repetição da Operação Cumã I. Um novo protótipo foi desenvolvido com melhoras significativas dos experimentos, tanto na parte do módulo dos mini tubos de calor, quanto no módulo do sistema de aquisição de dados, como podem ser visto na Figura A.2.



Figura A.2:: Experimento para a repetição do vôo Cumã I.

No final 2004, foi publicado pela AEB o segundo Anúncio de Oportunidades. Foi encaminhado um novo projeto intitulado “Espalhadores de Calor”, construídos a partir de fios, usando a mesma tecnologia desenvolvida para a construção dos mini tubos de calor. A intenção do desenvolvimento deste dispositivo é estudar o comportamento de transferência de calor bidimensional em microgravidade. Na Figura A.3 é mostrado um esboço de um espalhador de calor radial que será desenvolvido para este projeto.

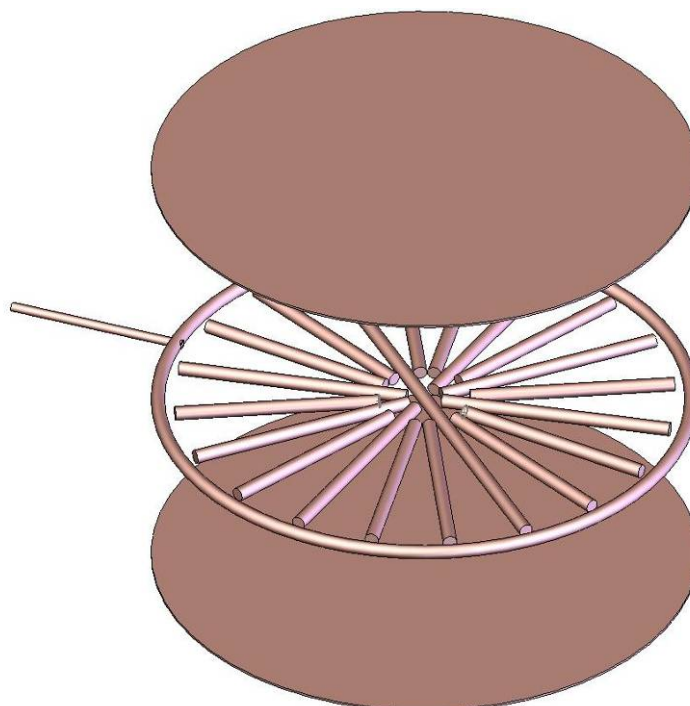


Figura A.3: Espalhador de calor.

Em outubro de 2005, a AEB contatou o grupo com a proposta de realizar um dos experimentos previamente selecionados pelos anúncios de oportunidades anteriores, para testes em microgravidade a bordo da Estação Espacial Internacional. Como será

apresentado a seguir, um experimento totalmente novo foi desenvolvido para se adequar às exigências que este novo tipo de voo requeria.

A oportunidade de participação nesta missão foi muito gratificante para todos os integrantes do grupo, especialmente para o autor desta dissertação. Todo o desenrolar dos testes de aceitação e qualificação, a confecção dos relatórios, as longas e estressantes reuniões com a delegação russa se tornaram menores quanto o grupo sentiu a vibração do foguete Soyuz durante o lançamento, e depois quando verificou-se que os resultados obtidos foram plenamente satisfatórios.

Após a conclusão da Missão Centenário, a AEB propôs a união dos dois anúncios de oportunidades (repetição Cumã I e Cumã II), para um único voo através de um foguete de sondagem maior, de dois estágios, chamado VSB-30. Como o prazo final para entrega dos experimentos foi outubro de 2006, foi notificado a AEB que não haveria tempo hábil para o desenvolvimento do experimento relativo aos espalhadores de calor. Ficou acertado então que no voo de abril de 2007 somente os experimento mini tubos de calor seria testado, ficando para um próximo lançamento os testes com os espalhadores de calor. Uma descrição mais detalhada deste experimento é apresentada a seguir.

A.2 Apresentação do experimento sob microgravidade a bordo do foguete VSB-30

O Programa Microgravidade da Agencia Espacial Brasileira (AEB) objetiva colocar à disposição da comunidade técnico-científica brasileira oportunidades de realizar experimentos em ambientes de microgravidade, provendo o acesso e suporte técnico necessário. A seleção dos experimentos é realizada segundo procedimentos de análise técnico-científica, entre propostas recebidas por meio de Anúncio de Oportunidades.

Este Programa é coordenado pela própria AEB, a Academia Brasileira de Ciências (ABC), o Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (Inpe) e o Instituto de Aeronáutica e Espaço do Comando Geral de Tecnologia Aeroespacial (IAE/CTA).

A.2.1 A missão

A missão é designada Operação Cumã II e conta com experimentos do primeiro e do segundo anuncio de oportunidades, devido à falha durante o lançamento do foguete VS-30 V6 na Operação Cumã I.

O veiculo lançador é designado foguete de sondagem VSB-30 e foi desenvolvido em cooperação entre a AEB e a Agencia Espacial Alemã, ver Figura A.4. Ele descreve um voo

parabólico com apogeu em torno de 270 Km de altitude, proporcionando um tempo aproximado de 7 minutos em microgravidade. Após o período de microgravidade o foguete será resgatado no mar pela Aeronáutica.

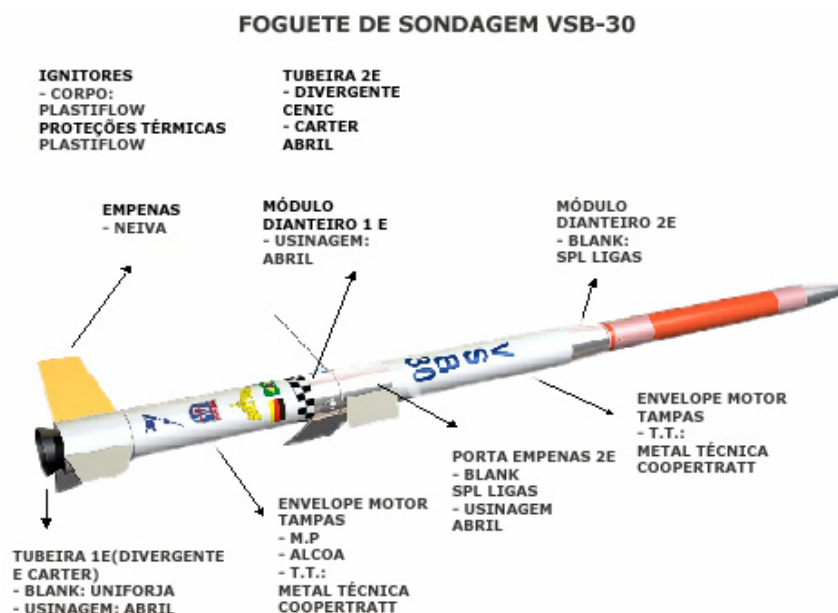


Figura A.4: Foguete VSB-30.

As características do foguete suborbital VSB- 30 são as seguintes:

Comprimento : 12,6 m;	Tempo de microgravidade entre 150 e 420 segundos;
Diâmetro : 0,57 m;	Tempo total de vôo de aproximadamente 15 minutos;
Nº de estágios: 2;	Pós-vôo de 2 horas;
Massa Total: 2.570 kg;	Nível de aceleração de re-entrada de 8 a 10g.
Massa da Carga Útil: 400 kg;	
Apogeu: 270 km;	
Ambiente de microgravidade <math>< 10^{-6}g</math>;	

A.2.2 Objetivo do experimento em microgravidade

O principal objetivo dos testes em microgravidade é investigar o desempenho térmico dos mini tubos de calor na ausência de gravidade. As informações do experimento em condições de microgravidade serão comparadas com as informações com gravidade obtidas em laboratório, para que deste modo, avalie-se o desempenho do dispositivo.

Outro aspecto relevante desta pesquisa será a comparação dos resultados experimentais obtidos em microgravidade a bordo da ISS durante a Missão Centenário. Um mini tubo com as mesmas configurações irá ser testado durante a missão.

A.2.3 Descrição do experimento

O experimento intitulado PEM -08 possui três módulos: PEM-08 A, B e C, como pode ser visto na Figura A.5. No módulo PEM-08 A serão testados dois mini tubos de calor carregados com 0,4 ml de acetona e 0,3 ml de etanol com a seguinte dimensões: 100 x 30 x 2 mm. No módulo PEM-08 B serão testados dois mini tubos de calor com as mesmas dimensões dos mini tubos do módulo PEM 08 A, porém carregados com 0,5 ml de água destilada e 0,4 ml de metanol. O módulo PEM - 08 C será responsável pela parte de controle e aquisição de dados.

A Tabela A.1 mostra as características dos três módulos experimentais.

Tabela A.1: Descrição dos equipamentos

Qt	Nomenclatura	Descrição	Dimensões l x b x h	Massa (kg)
1	PEM – 08 A	MHP – Etanol MHP – Acetona	174 X 74 X 136	2,203
1	PEM – 08 B	MHP – Água MHP – Metanol	200 X 80 X 200	3,611
1	PEM – 08 C	Unidade do sistema de aquisição de dados	190 X 120 X 200	3,850
TOTAL				9,664



Figura A.5: Módulos PEM – 08 – Mini tubos de calor e controle para testes.

A.2.4 Módulos PEM – 08 A e PEM – 08 B

Os módulos experimentais, como podem ser visto na Figura A.6, foram projetados para serem fixados verticalmente no “prato” do foguete.



Figura A.6: PEM – 08 A.

Nos dois módulos, os mini tubos estarão prensados entre duas placas de isolamento (poliuretano expandido) que por sua vez estará fixada em um bloco maciço de alumínio através de um suporte (chapa). Apenas uma parte do mini tubo (condensador) estará em contato com o bloco dissipador, como pode ser visto na Figura A.7.

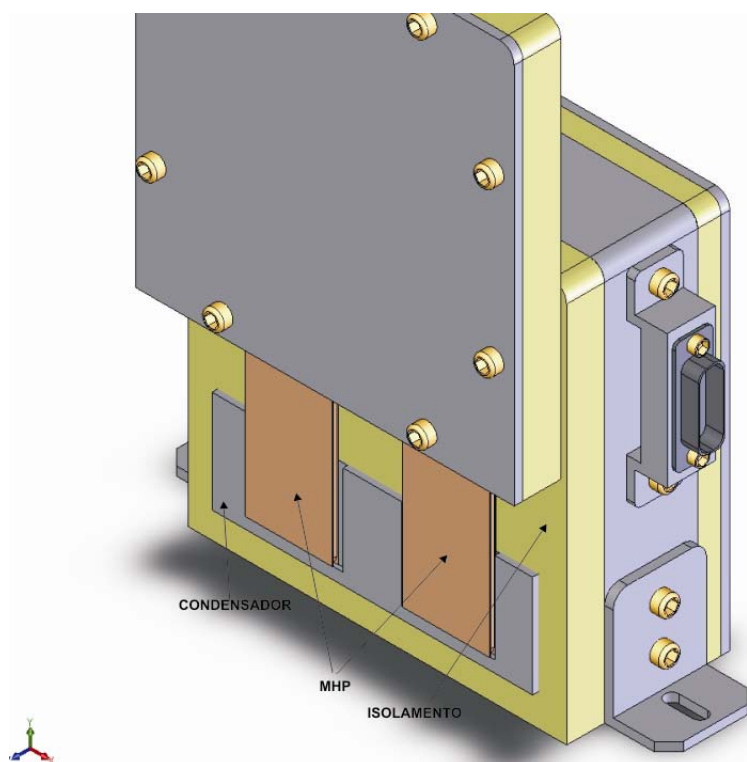


Figura A.7: Esquema da seção do condensador e fixação dos tubos.

Durante a realização dos testes o calor será inserido nos mini tubos gradualmente através de resistências elétricas e removidos por meio de um bloco maciço de alumínio. A distribuição de temperatura ao longo de cada mini tubo de calor será monitorada através de 3 termistores de 30 KOhms, que serão presos nos mini tubos através de um sanduíche de fita Kapton e estarão conectados diretamente ao sistema de aquisição de dados PEM-08 C. Dois outros termistores serão inseridos na outra face de cada bloco dissipador para monitoração da dissipação de calor, como pode ser visto na Figura A.8. Para o módulo PEM – 08 B a localização dos termistores nos mini tubos é a mesma.

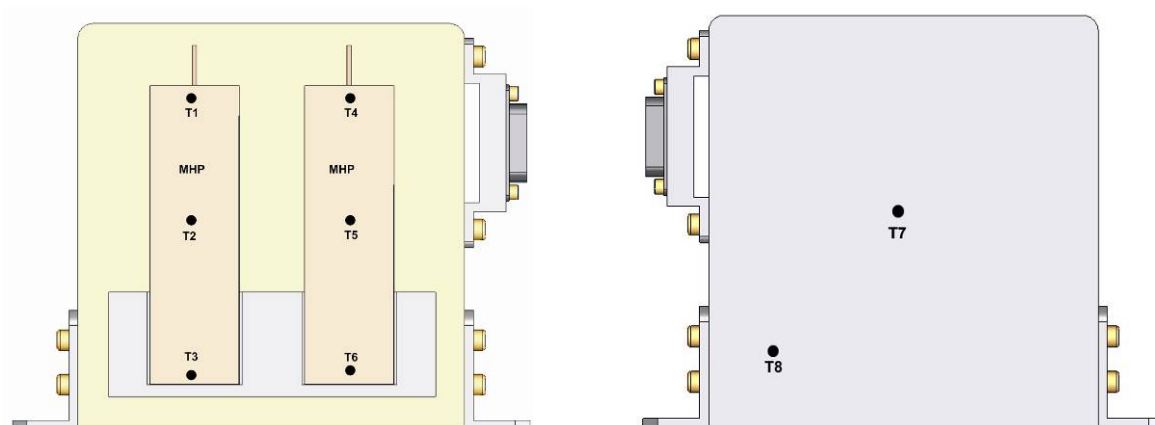


Figura A.8: PEM -08 A– Posição dos termistores.

O mini tubo de calor é dividido em três regiões. Na primeira região, o evaporador, o calor será inserido por meio de resistências elétricas de 20 mm de comprimento. A segunda região é o condensador onde o calor é removido por meio de um bloco dissipador, através de 30 mm de comprimento. Para garantir um bom contato, será introduzido pasta térmica, entre o mini tubo de calor e o bloco dissipador. A terceira região, localizada entre a região do evaporador e a região do condensador é chamada de região adiabática que possui 50 mm de comprimento e assume ser perfeitamente isolada do meio.

A.2.5 Módulo PEM – 08 C – Sistema de aquisição de dados

O Módulo PEM – 08 C é responsável pelo controle e aquisição de dados dos módulos PEM – 08 A e B através de uma placa de controle de potência e por uma placa de aquisição de dados (PC/104), como pode ser visto na Figura A.9.

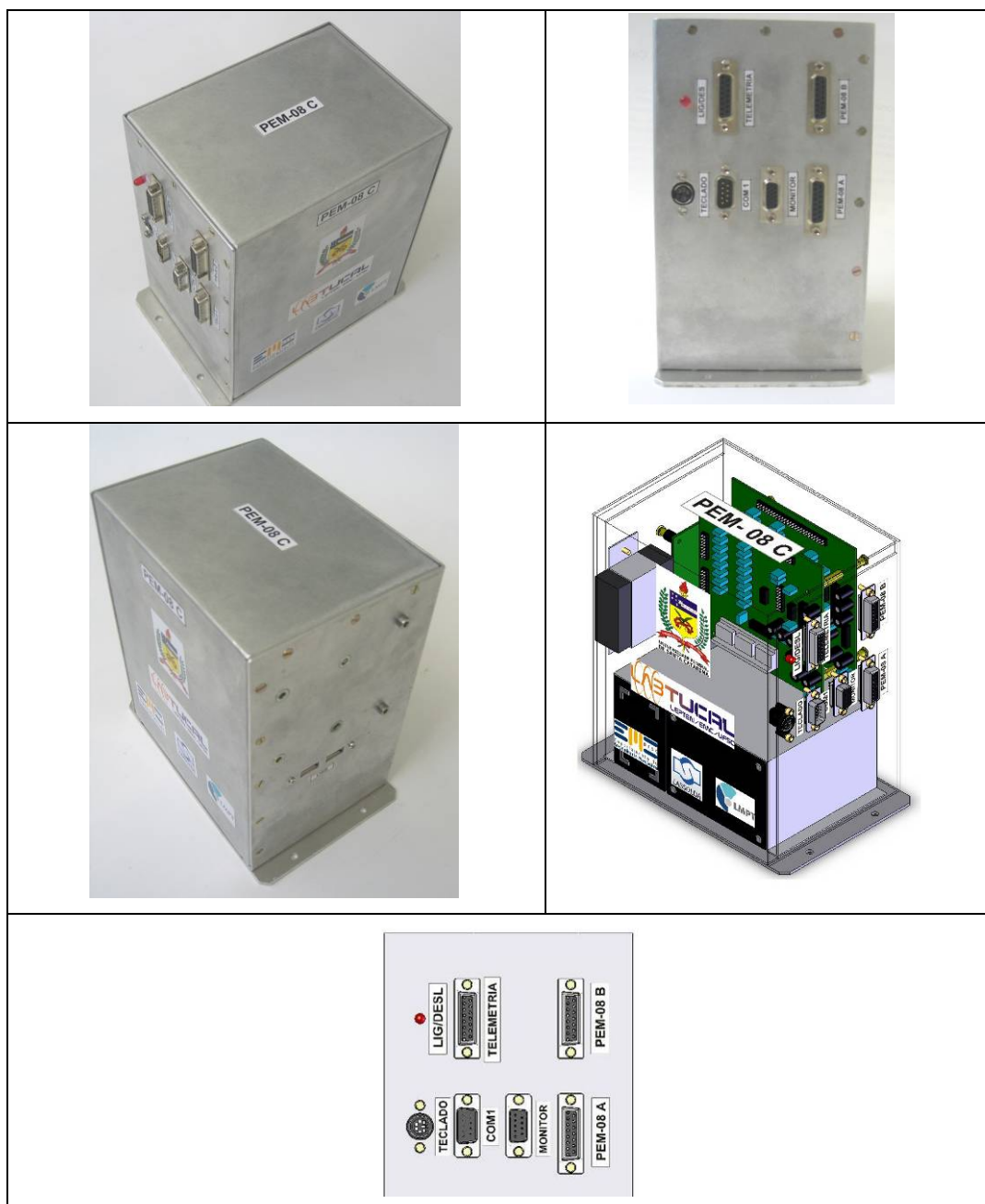


Figura A.9: PEM – 08 C.

O experimento será ligado por um controle externo da Casa Mata ficando em módulo de espera para os sinais de Lift-Off e microgravidade. Assim que o sinal de Lift-off for acionado, o sistema de aquisição de dados será iniciado, fazendo a leitura dos canais de temperatura, salvando as informações em memória interna (discos com 128 Mb) e enviando os dados lidos por telemetria por meio do protocolo de comunicação RS 485. A implementação das rampas de potência para cada mini tubo de calor ocorrerá assim que o sinal de microgravidade for acionado. A alimentação das resistências aquecedoras será proporcionada por baterias internas que estarão inseridas no módulo de sistema de aquisição. Devido ao curto período de testes, de aproximadamente 6 minutos em

microgravidade, para cada mini tubo deverá ser fornecido um único patamar de potência, através das resistências elétricas.

A placa Athena opera com o sistema operacional DOS 6.22 e o firmware de controle, aquisição de dados e telemetria foi desenvolvido em linguagem C ++. O módulo PEM – 08 C ainda conta com uma saída serial, entrada para teclado e monitor, assim com duas portas USB, podendo ser operado como um micro computador.

A.2.6 Controle externo para testes

Para o controle do experimento, assim como para os testes em laboratório, foi desenvolvido um caixa de controle com os principais comandos de acionamento do experimento, conforme pode ser visto na Figura A.10. Com este controle é possível acionar o experimento colocando-o em modo de espera; simular os sinais de Lift-off e microgravidade para testes; converter os dados enviados por telemetria pelo protocolo RS 485 para o protocolo RS 232, para visualização e armazenamento por um laptop; recarregar as baterias internas do módulo PEM – 08 C através de uma fonte de potência (tensão de recarga 22V – tempo de recarga: 3 horas)

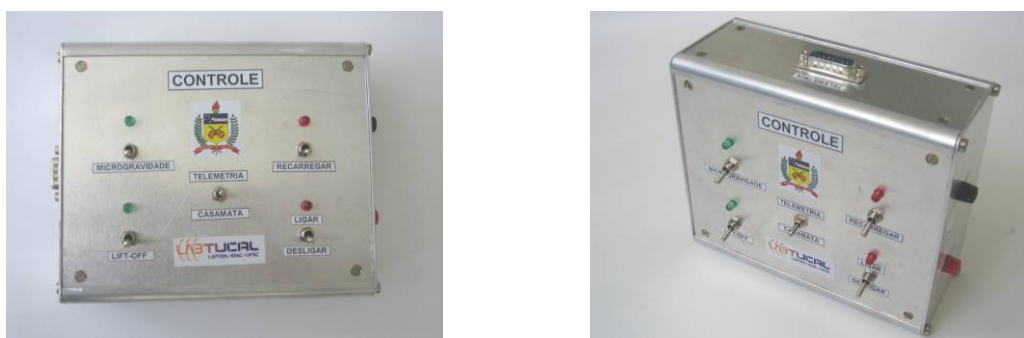


Figura A.10: Caixa de controle para testes e recarregamento das baterias

APÊNDICE B

ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MINI TUBO DE CALOR COM FIOS

O procedimento para obtenção das equações que são apresentadas no capítulo 3 são descritas neste apêndice.

A relação entre o diâmetro do fio de cobre, raio do menisco e ângulo de contato pode ser determinado a partir da Figura B.1:

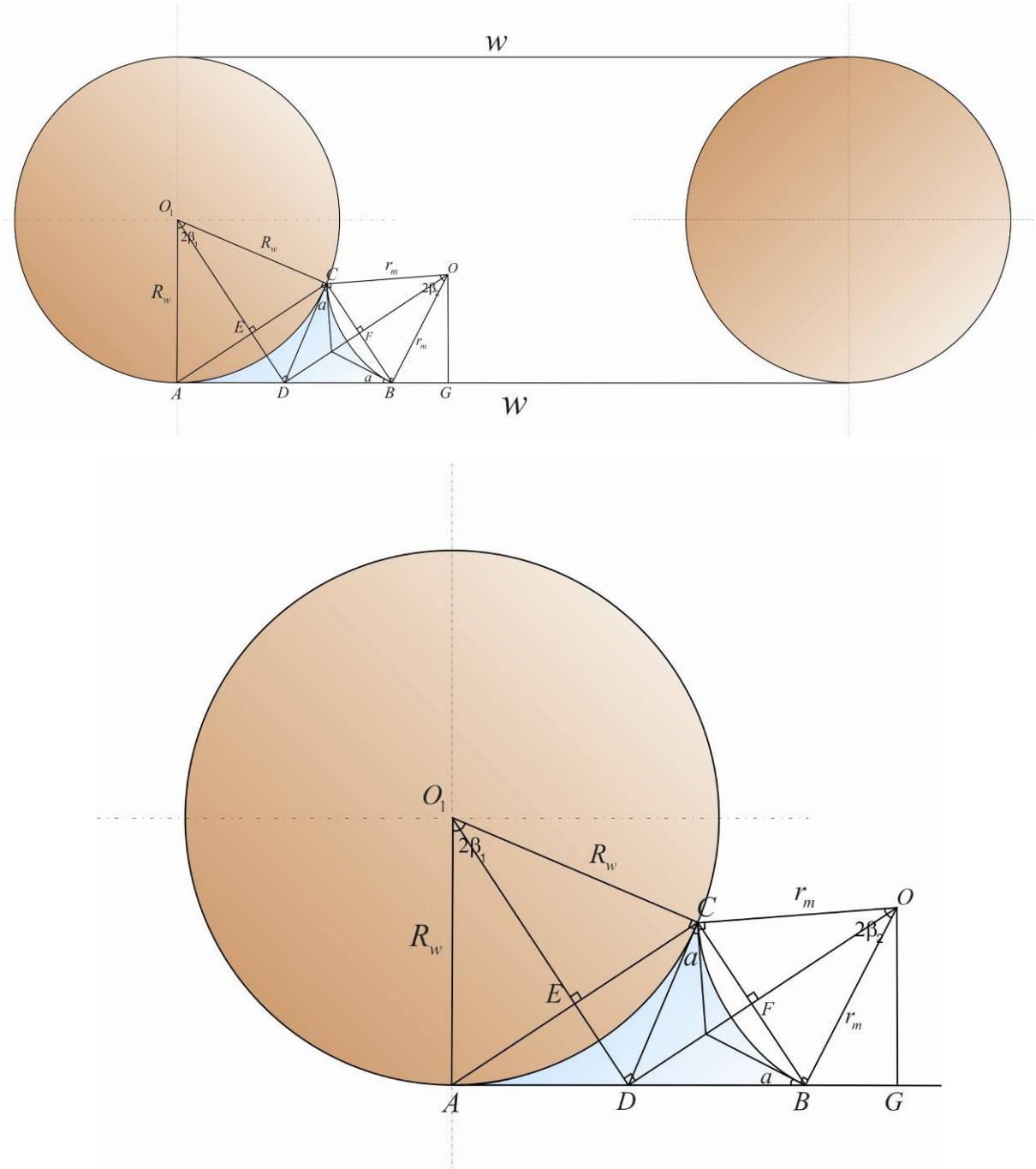


Figura B.11: Geometria do menisco de líquido do mini tubo de calor.

Para facilitar a compreensão das equações que serão mostradas a seguir foi primeiramente realizado um estudo sobre as relações angulares e as relações entre os triângulos formados na seção do mini canal.

$$\begin{aligned}
\widehat{BDF} &= \beta_1 \\
\widehat{DAE} &= \beta_1 \\
\widehat{BOG} &= \alpha \\
\overline{AC} &= 2R_w \sin(\beta_1) \\
\overline{BC} &= 2r_m \sin(\beta_2) \\
\overline{AE} &= \sin(\beta_1)R_w \\
\overline{AE} &= \overline{CE} = \overline{DF} \\
\overline{EC} &= \sin(\beta_1)R_w \\
\overline{AD} &= \tan(\beta_1)R_w \\
\overline{DB} &= \tan(\beta_1)R_w \\
\overline{AB} &= \overline{AD} + \overline{DB} \\
\overline{AB} &= \tan(\beta_1)R_w + \tan(\beta_1)R_w \\
\overline{AB} &= 2 \tan(\beta_1)R_w \\
\widehat{AC} &= 2\beta_1 R_w \\
\widehat{BC} &= 2\beta_2 r_m \\
\overline{BF} &= \sin(\beta_2)r_m \\
\overline{GO} &= \cos(\alpha)r_m \\
\overline{BG} &= \sin(\alpha)r_m \\
\overline{DG} &= \overline{BG} + \overline{DB} \\
\overline{DG} &= \sin(\alpha)r_m + \tan(\beta_1)R_w
\end{aligned} \tag{B.1}$$

Do triângulo BDO é possível estabelecer a relação entre ângulo de contato e os ângulos β_1 e β_2 como:

$$\beta_1 + \beta_2 + \alpha = \frac{\pi}{2} \tag{B.2}$$

onde β_1 é a metade do ângulo do ângulo de contato do arco entre o líquido e o fio. β_2 é a metade do ângulo de abertura do menisco.

Para se obter a relação entre o ângulo β_1 e β_2 com o ângulo de contato, o raio do menisco e o raio do fio se procede da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
\tan(\hat{GDO}) &= \frac{\overline{GO}}{\overline{DG}} \\
\tan(\beta_1) &= \frac{\cos(\alpha)r_m}{\sin(\alpha)r_m + \tan(\beta_1)R_w} \\
\tan^2(\beta_1)R_w + \sin(\alpha)r_m \tan(\beta_1) - \cos(\alpha)r_m &= 0 \\
\tan(\beta_1) &= \frac{-\sin(\alpha)r_m \pm \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m}}{2R_w} \\
\tan(\beta_1) &= \frac{-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m}}{2R_w} \tag{B.3} \\
\beta_1 &= \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right] \\
\beta_1 + \beta_2 + \alpha &= \frac{\pi}{2} \\
\beta_2 &= \frac{\pi}{2} - \alpha - \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right]
\end{aligned}$$

A área da seção transversal do escoamento de líquido pode ser obtida da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
A_{ABC} &= \frac{\overline{AB} \times \overline{BC}}{2} \\
A_{ABC} &= 2R_w r_m \sin(\beta_1) \sin(\beta_2) \\
A_{SAB} &= \frac{1}{2} R_w^2 (2\beta_1 - \sin 2(\beta_1)) \\
A_{SAB} &= \frac{1}{2} R_w^2 (2\beta_1 - 2\sin(\beta_1)\cos(\beta_1)) \tag{B.4} \\
A_{SAB} &= R_w^2 (\beta_1 - \sin(\beta_1)\cos(\beta_1)) \\
A_{SBC} &= r_m^2 (\beta_2 - \sin(\beta_2)\cos(\beta_2)) \\
A_l &= (A_{ABC} - A_{SAB} - A_{SBC}) \\
A_l &= (2R_w r_m \sin(\beta_1) \sin(\beta_2) - R_w^2 (\beta_1 - \sin(\beta_1)\cos(\beta_1)) - r_m^2 (\beta_2 - \sin(\beta_2)\cos(\beta_2)))
\end{aligned}$$

Da mesma forma, pode se obter a equação para a área do escoamento da seção transversal do vapor:

$$\begin{aligned}
A_v &= A_{ADGI} - A_w - 4A_l \\
A_v &= 2R_w w - \pi R_w^2 - 4A_l \tag{B.5} \\
A_v &= R_w (2w - \pi R_w) - 4A_l
\end{aligned}$$

O perímetro da interface líquido-vapor pode ser expresso da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 p_i &= (\widehat{BC}) \\
 p_{i,l} &= (2\beta_2 r_m) \\
 p_{i,v} &= (2\beta_2 r_m)
 \end{aligned} \tag{B.6}$$

O perímetro interface parede-líquido e parede-vapor podem ser expressos como:

$$\begin{aligned}
 p_{p,l} &= (\overline{AB} + \widehat{AC}) \\
 p_{p,l} &= (2 \tan(\beta_1) R_w + 2\beta_1 R_w) \\
 p_{p,l} &= 2R_w (\tan(\beta_1) + 2\beta_1) \\
 p_{p,v} &= 2w + 2\pi R_w + 4(\widehat{BC}) - 4(\overline{AB}) - 4(\widehat{AC}) \\
 p_{p,v} &= 2w + 2\pi R_w + 4(2\beta_2 r_m) - 4(2\text{tag}(\beta_1) R_w) - 4(2\beta_1 R_w) \\
 p_{p,v} &= 2(w + \pi R_w) + 8(\beta_2 r_m - \text{tag}(\beta_1) R_w - \beta_1 R_w)
 \end{aligned} \tag{B.7}$$

O raio máximo do menisco pode ser apresentado como:

$$\begin{aligned}
 \tan(G\hat{D}O) &= \frac{\overline{GO}}{\overline{DG}} \\
 \tan(\beta_1) &= \frac{\cos(\alpha) r_m}{\sin(\alpha) r_m + \tan(\beta_1) R_w} \\
 \beta_1 &= \frac{\pi}{4} \\
 1 &= \frac{\cos(\alpha) r_m}{R_w + \sin(\alpha) r_m} \\
 r_{\max} &= \frac{R_w}{\cos(\alpha) - \sin(\alpha)}
 \end{aligned} \tag{B.8}$$

APÊNDICE C

ANÁLISE DE INCERTEZAS

Qualquer resultado de uma medida experimental está sujeita a erros, ou seja, sempre haverá uma diferença entre o valor verdadeiro e o valor medido segundo Taylor (1988). De forma geral os erros podem ser classificados em:

- Erros grosseiros: são cometidos principalmente devido à inabilidade ou falta de cuidado do operador ao efetuar uma medida.
- Erros sistemáticos: são resultados de um desvio constate nos resultados, num mesmo sentido.
- Erros aleatórios: são erros devidos a variações ao acaso, de causas não conhecidas exatamente, em geral irregulares e pequenas.

Utilizando o procedimento descrito em Holman (1994) e Cardoso (2005), pode-se analisar as incertezas das medidas experimentais efetuadas neste trabalho.

C.1 Incerteza na potência imposta

Com relação ao fornecimento de energia a resistência elétrica dos testes em bancada, deve-se estimar as incertezas de medição associadas a potência dissipada no evaporador pela fonte de corrente contínua utilizada. Como não existia a disposição um equipamento de referência para aferição das incertezas da fonte de corrente contínua, assumiu-se como incerteza a menor divisão de escala dos mostradores de corrente e de tensão da fonte. Logo o erro cometido na medição da corrente é igual a 0.01 A e na medição da tensão igual a 0.1 V.

A potência elétrica dissipada pela resistência elétrica é dada pelo produto da tensão pela corrente como mostrado a seguir.

$$P_{lab} = Vi \tag{C.1}$$

A incerteza da estimativa da potência elétrica dissipada será,

$$\delta P_{lab} = \left[\left(\frac{\partial P_{lab}}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{lab}}{\partial i} \delta i \right)^2 \right]^{1/2} \tag{C.2}$$

$$\delta P_{lab} = \left[(i \delta V)^2 + (V \delta i)^2 \right]^{1/2} \tag{C.3}$$

Para o experimento realizado em microgravidade o fornecimento dependia da tensão fornecida ao experimento pela Estação Espacial. A tensão nominal é de 28 VDC, podendo variar de 23 VDC a 29 VDC. Como a placa de aquisição de dados não permitia a leitura de corrente elétrica fornecida para as resistências aquecedoras, mas sim de tensão, optou-se por calcular a medida de potência elétrica dissipada através da seguinte expressão,

$$P_{ISS} = \frac{V^2}{R} \quad (C.4)$$

Um canal do sistema de aquisição foi disponibilizado para a leitura de tensão fornecida as resistências elétricas. A incerteza da estimativa da potência elétrica dissipada é apresentada a seguir.

$$\delta P_{ISS} = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial R} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.5)$$

$$\delta P_{ISS} = \left[\left(\frac{2V}{R} \delta V \right)^2 + \left(\frac{V}{R^2} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.6)$$

fazendo,

$$\begin{aligned} P_{lab} &= Q_{total,lab} \\ \delta P_{lab} &= \delta Q_{total,lab} \end{aligned} \quad (C.7)$$

$$\begin{aligned} P_{ISS} &= Q_{total,ISS} \\ \delta P_{ISS} &= \delta Q_{total,ISS} \end{aligned} \quad (C.8)$$

As demonstrações das equações a seguir são apresentadas de modo genérico, considerando-se porém para os dois conjuntos de experimentos estudados neste trabalho: a bancada experimental (sub-índice *lab*) e o módulo de microgravidade (sub-índice *ISS*).

A quantidade de calor transferida para o mini tubo de calor Q_{mhp} é dada pela diferença entre o calor total imposto ao mini tubo e o calor perdido para o isolamento, sendo assim:

$$Q_{mhp} = Q_{total} - Q_{perdido} \quad (C.9)$$

logo a incerteza da taxa de calor transferido ao mini tubo é,

$$\delta Q_{mhp} = \left[\left(\frac{\partial Q_{mhp}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{mhp}}{\partial Q_{perdido}} \delta Q_{perdido} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.10)$$

Resultando em:

$$\delta Q_{mhp} = \left[(\delta Q_{total})^2 + (\delta Q_{perdido})^2 \right]^{1/2} \quad (C.11)$$

A parcela de calor perdida foi calculada considerando a transferência de calor unidirecional entre o mini tubo de calor e o isolamento térmico, desprezando as perdas por convecção e radiação do isolamento térmico para o ambiente pode ser expressa como:

$$Q_{perdido} = \frac{T_{eva} - T_{isolamento}}{R_t} \quad (C.12)$$

A incerteza do calor perdido para o isolamento é dada por:

$$\delta Q_{perdido} = \left[\left(\frac{\partial Q_{perdido}}{\partial T_{eva}} \delta T_{eva} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{perdido}}{\partial T_{isolamento}} \delta T_{isolamento} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{perdido}}{\partial R_t} \delta R_t \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.13)$$

$$\delta Q_{perdido} = \left[\left(\frac{1}{R_t} \delta T_{eva} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_t} \delta T_{isolamento} \right)^2 + \left(\frac{T_{eva} - T_{isolamento}}{R_t^2} \delta R_t \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.14)$$

A incerteza para a temperatura tanto do evaporador quanto a do isolamento não está sujeita a análise de incerteza, pois depende dos sensores de temperatura utilizados.

Para o cálculo da incerteza da resistência do isolamento tem-se:

$$R_t = \frac{L}{A_{isolamento} k_{isolamento}} \quad (C.15)$$

$$\delta R_t = \left[\left(\frac{\partial R_t}{\partial L} \delta L \right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial A_{isolamento}} \delta A_{isolamento} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.16)$$

$$\delta R_t = \left[\left(\frac{1}{A_{isolamento} k_{isolamento}} \delta L \right)^2 + \left(\frac{L}{A_{isolamento}^2 k_{isolamento}} \delta A_{isolamento} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.17)$$

A incerteza da área de isolamento é expressa por:

$$A_{isolamento} = WH \quad (C.18)$$

$$\delta A_{isolamento} = \left[(H \delta W)^2 + (W \delta H)^2 \right]^{1/2} \quad (C.19)$$

C.2 Incerteza na resistência térmica global experimental

A resistência térmica global experimental é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias no condensador e evaporador do mini tubo de calor e a potência inserida nas resistências elétricas. Considerando-se que as perdas térmicas na região do evaporador ocorrem apenas através do isolamento e, que o resto da energia é transferida para o fluido, pode-se estimar que a resistência térmica global experimental da seguinte forma:

$$R_{ex} = \frac{T_{med,eva} - T_{med,cond}}{Q_{total}} \quad (C.20)$$

A incerteza de medição da resistência térmica equivalente experimental é calculada da seguinte forma:

$$\delta R_{ex} = \left[\left(\frac{\partial R_{ex}}{\partial T_{med,eva}} \delta T_{med,eva} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{ex}}{\partial T_{med,cond}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{ex}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.21)$$

logo,

$$\delta R_{ex} = \left[\left(\frac{1}{Q_{total}} \delta T_{med,eva} \right)^2 + \left(\frac{1}{Q_{total}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left(\frac{T_{med,eva} - T_{med,cond}}{Q_{total}^2} \delta Q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.22)$$

C.3 Incerteza nas temperaturas medidas

Para se verificar os valores das incertezas dos termopares utilizados foi realizada uma calibração em todo o conjunto do sistema de medição de temperatura. Os sensores de temperatura do tipo T (cobre-constantan) foram mergulhados em um béquer com água destilada (ver Figura C.1), e este por sua vez foi inserido em um banho com temperatura controlada. Para homogeneizar a temperatura da água em menos tempo foi introduzido um pequeno agitador. Como medida padrão foi utilizada um termômetro de bulbo Omega® com menor resolução de escala de 0,1°C. Para a aferição do sistema de medição em laboratório variou-se a temperatura do banho de 15 a 90°C de 5 em 5°C. O tempo de estabilização entre cada patamar foi de 30 minutos.

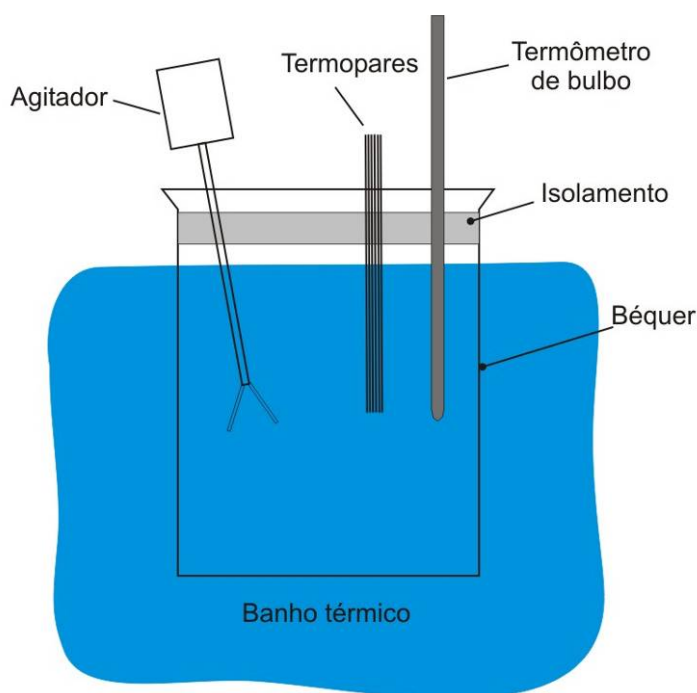


Figura C.1: Processo de calibração.

Na prática não se dispõe de infinitas medições para determinar o erro sistemático de um sistema de medição, porém sim um número restrito de medições, geralmente obtidas na calibração do instrumento. Define-se então o parâmetro *Tendência* (T_d), como sendo a estimativa do erro sistemático, obtida a partir de um número finito de medições.

Optou-se por fazer uma calibração separadamente por canal, pois devido ao aquecimento interno do sistema de aquisição de sinais há variação de um canal para outro, principalmente em temperaturas mais altas, como evidenciado na Figura C.2.

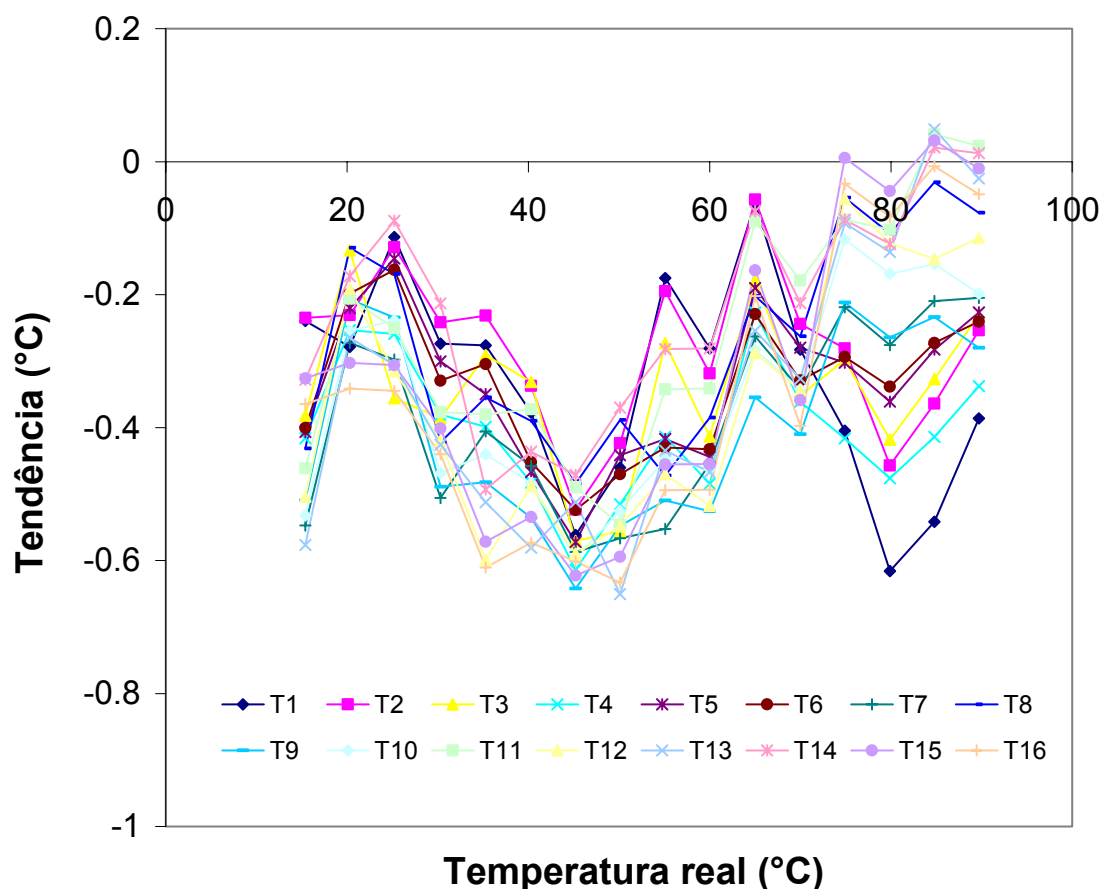


Figura C.2: Tendência para cada canal de termopar.

A caracterização do erro aleatório é efetuada através de procedimentos estatísticos. Sobre um conjunto finito de valores de indicações obtidas nas mesmas condições e do mesmo mensurando, determina-se o desvio padrão experimental, que, de certa forma, está associado à dispersão provocada pelo erro aleatório. É comum exprimir de forma quantitativa o erro aleatório através da repetitividade (Re). A repetitividade de um instrumento de medição expressa uma faixa simétrica de valores dentro da qual, com uma probabilidade estatisticamente definida, se situa o erro aleatório da indicação. Para estimar este parâmetro, multiplicar-se o desvio padrão experimental pelo correspondente coeficiente “t” de Student igual a 2 ($t=2$), levando em conta a probabilidade de 95% de enquadramento desejado e o número de dados envolvidos.

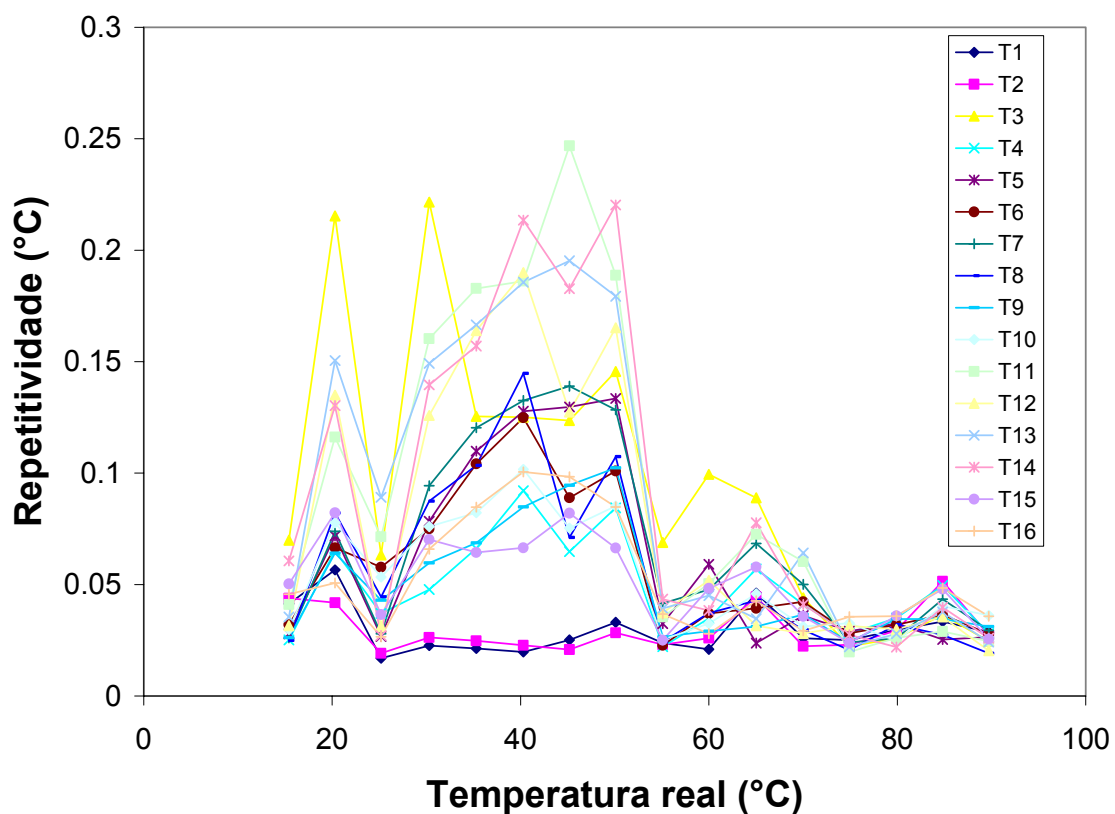


Figura C.3: Repetitividade para cada canal de termopar.

Define-se o parâmetro denominado erro máximo (E_{max}) de um sistema de medição como a faixa de valores, centrada em torno do zero, que, com uma probabilidade definida, contém o maior erro do qual pode estar afetada qualquer indicação apresentada pelo sistema de medição, considerando os erros sistemáticos e aleatórios em toda a sua faixa de medição.

As Figuras C.4 e C.5 representam a distribuição máxima dos erros de leitura de temperatura por canal de termopar. O maior erro encontrado foi de $-0,83^{\circ}\text{C}$ no termopar de número 13.

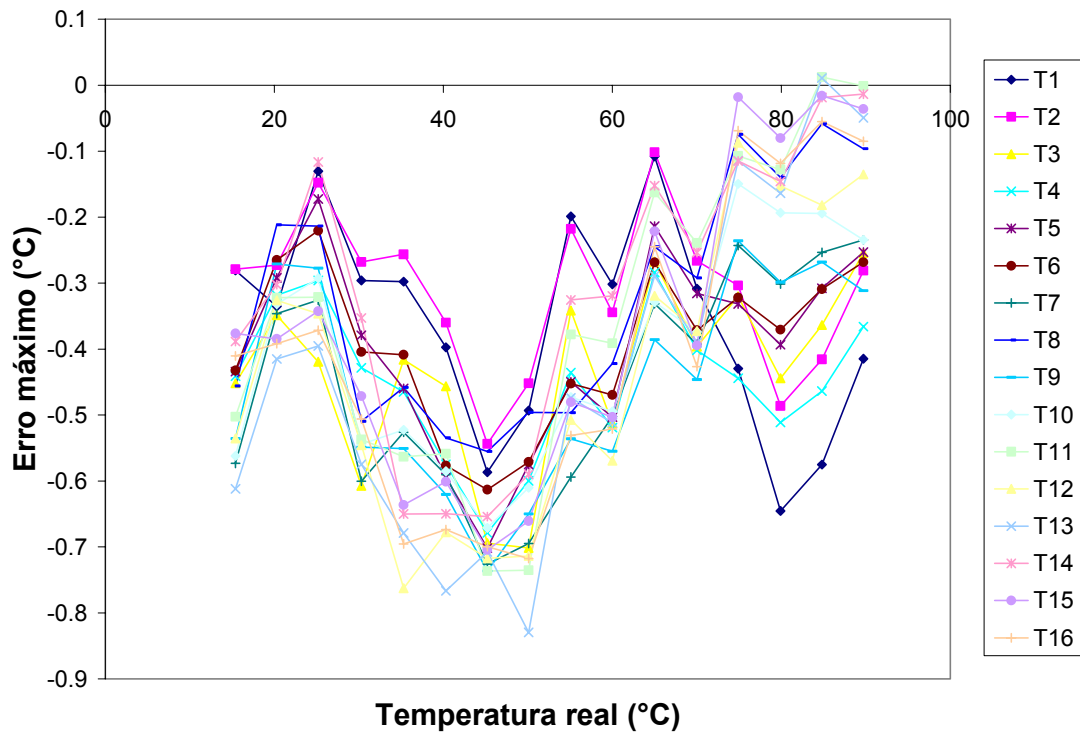


Figura C.4: Erro máximo – TD – RE.

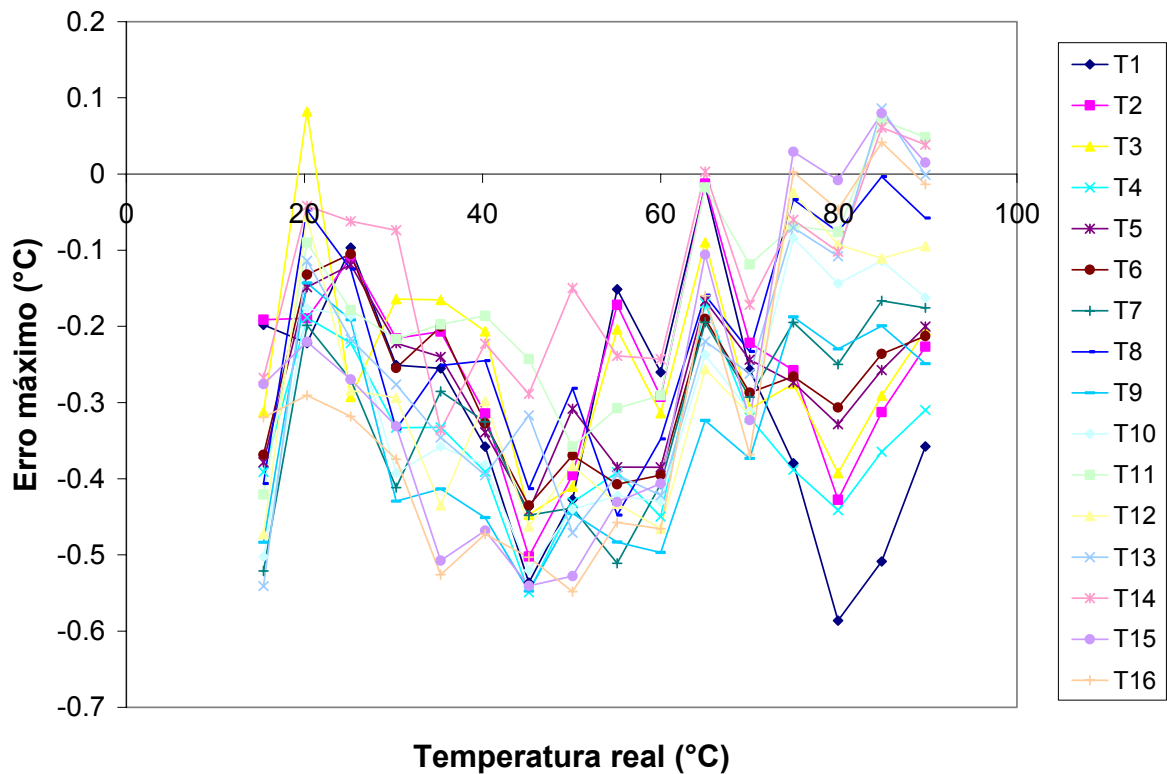


Figura C.5: Erro máximo – TD + RE.

Para a aferição dos sensores de temperatura do módulo experimental testado em microgravidade seguiu-se o mesmo procedimento do sistema de laboratório. A única

diferença está no fato que a faixa de temperatura usada foi de 20°C a 90°C com variação de 10 em 10°C. Os resultados são apresentados na Figura C.6 e C.7.:

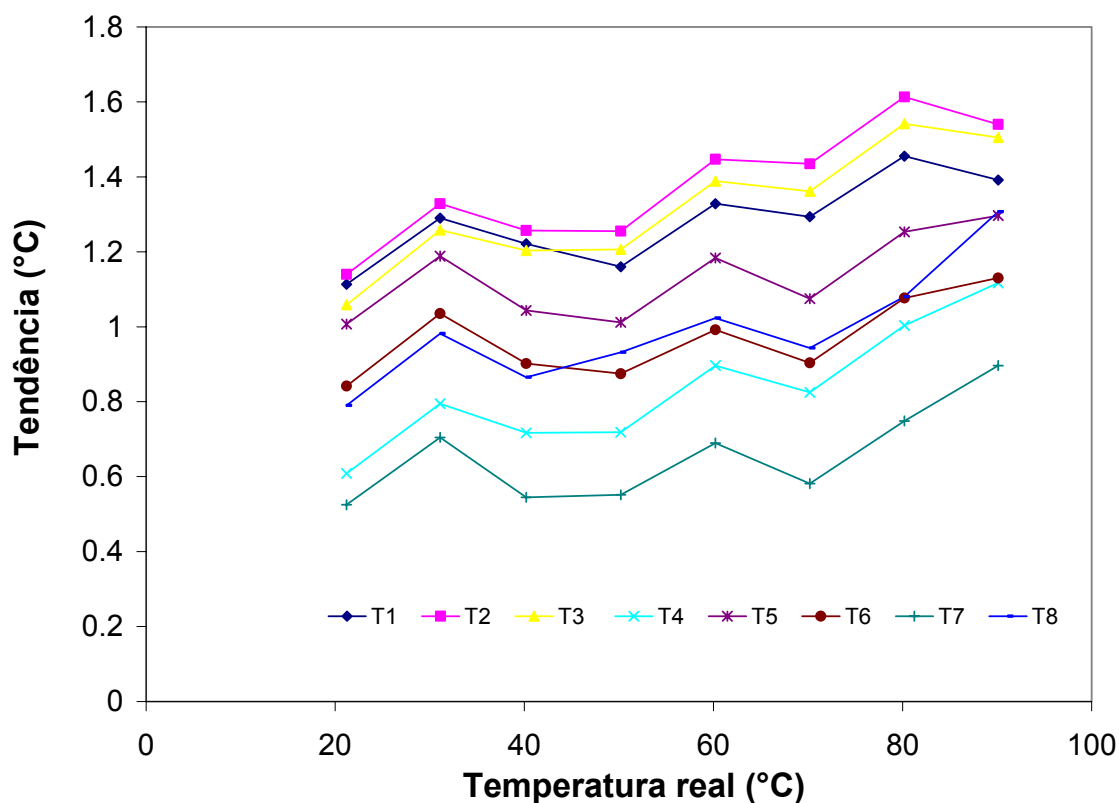


Figura C.6: Tendência para cada canal de termopar.

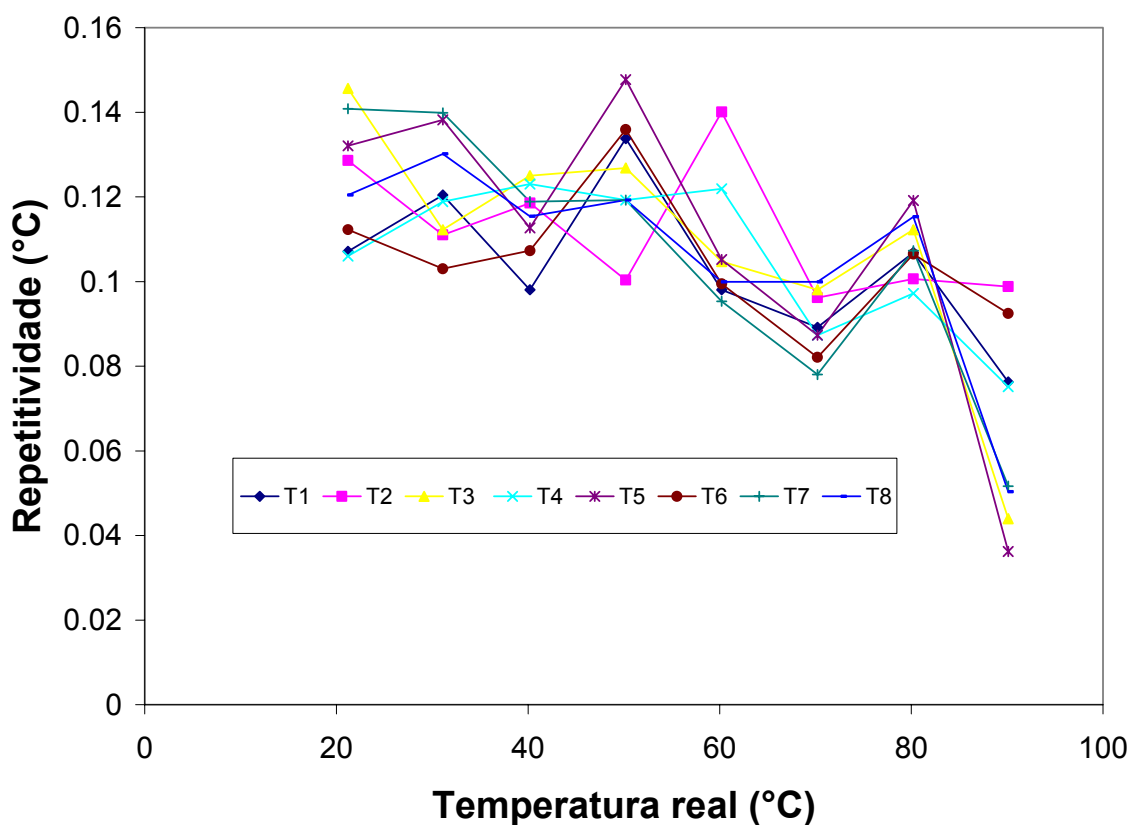


Figura C.7: Repetitividade para cada canal de termopar.

As Figuras C.8 e C.9 representam a distribuição máxima dos erros de leitura de temperatura por canal de termopar. O maior erro encontrado foi de 1,71°C no termopar de número 2.

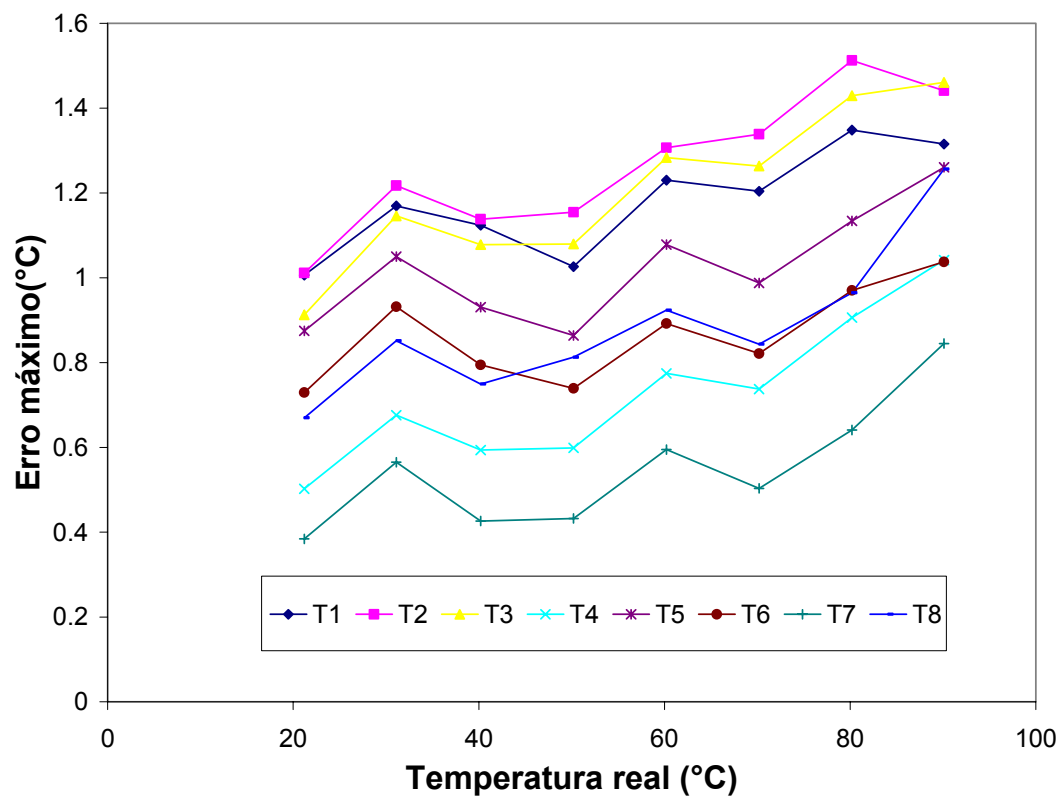


Figura C.8: Erro máximo – TD – RE.

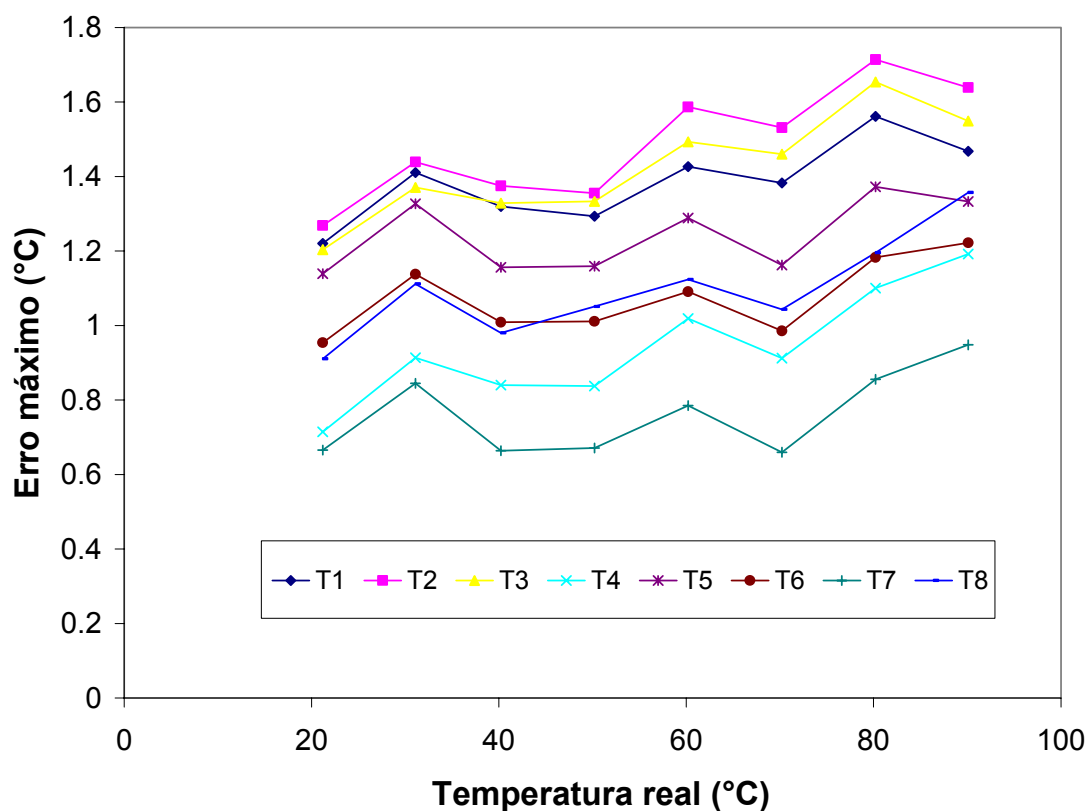


Figura C.9: Erro máximo – TD + RE.

C.4 Cálculo das incertezas experimentais

Na Tabela C.1 e C.2 estão listadas as incertezas utilizadas para a determinação da quantidade de calor real transferida ao mini tubo de calor para o experimento em laboratório e em microgravidade, respectivamente.

Tabela C.1: Incertezas experimentais para o experimento em laboratório.

H (m)	δH (m)	W (m)	δW (m)	L (m)	δL (m)	A_{isol} (m ²)	δA_{isol} (m)	k_{isol} (W/m K)	R_t (K/W)	δR_t (K/W)
0,07	0,0001	0,03	0,0001	0,0035	0,0001	0,0021	7,61E-06	0,035	47,62	1,371

δV (V)	δi (A)
0,1	0,01

Tabela C.2: Incertezas experimentais para o experimento em microgravidade.

H (m)	δH (m)	W (m)	δW (m)	L (m)	δL (m)	A_{isol} (m ²)	δA_{isol} (m)	k_{isol} (W/m K)	R_t (K/W)	δR_t (K/W)
0,07	0,0001	0,03	0,0001	0,0015	0,0001	0,0021	9,43E-06	0,085	18,43	0,871

R (Ω)	δR (Ω)	δV (V)
13,2	0,01	0,1

Tabela C.3: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,5 ml – $T_{banho} = 40^\circ\text{C}$.

V (V)	i (A)	Q_{total_lab} (W)	δQ_{total_lab} (W)	Q_{mhp} (W)	δQ_{mhp} (W)	$\delta Q_{mhp}/Q_{mhp}$ (%)	R_{ex} ($^\circ\text{C}/\text{W}$)	δR_{ex} ($^\circ\text{C}/\text{W}$)
9,7	0,54	5,238	0,1110	4,7928	0,1142	2,384	1.0180	0.1085
13,3	0,74	9,842	0,1522	9,3766	0,1546	1,649	0.7340	0.0577
16,5	0,92	15,180	0,1889	14,6705	0,1909	1,302	0.6302	0.0374
18,9	1,05	19,845	0,2162	19,3125	0,2180	1,129	0.5651	0.0286
21,3	1,18	25,134	0,2435	24,5834	0,2451	0,997	0.5114	0.0226
23,3	1,29	30,057	0,2663	29,4714	0,2679	0,909	0.4802	0.0189
25,2	1,40	35,280	0,2882	34,6641	0,2898	0,836	0.4485	0.0161
26,8	1,49	39,932	0,3066	39,2763	0,3081	0,785	0.4409	0.0142
28,5	1,58	45,030	0,3258	44,3212	0,3273	0,739	0.4422	0.0126
30,1	1,67	50,267	0,3442	49,4832	0,3457	0,699	0.4642	0.0113
31,7	1,76	55,792	0,3625	54,9326	0,3642	0,663	0.4787	0.0102

Tabela C.4: Incertezas experimentais para o mini tubo – acetona -0,4 ml – $T_{\text{banho}} = 40^{\circ}\text{C}$.

V (V)	i (A)	$Q_{\text{total_lab}}$ (W)	$\delta Q_{\text{total_lab}}$ (W)	Q_{mhp} (W)	δQ_{mhp} (W)	$\delta Q_{\text{mhp}}/Q_{\text{mhp}}$ (%)	R_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	δR_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
6	0.34	2.040	0.0689	1.6409	0.0738	4.500	1.5510	0.2785
8.4	0.47	3.948	0.0962	3.5166	0.0999	2.841	1.3320	0.1442
10.3	0.58	5.974	0.1182	5.4881	0.1213	2.212	1.3048	0.0955
11.9	0.67	7.973	0.1365	7.4292	0.1395	1.878	1.3392	0.0718
13.2	0.74	9.768	0.1513	9.1524	0.1542	1.685	1.4927	0.0590
14.5	0.82	11.890	0.1665	11.1307	0.1696	1.524	1.7663	0.0491

Tabela C.5: Incertezas experimentais para o mini tubo – metanol -0,4 ml – $T_{\text{banho}} = 40^{\circ}\text{C}$.

V (V)	i (A)	$Q_{\text{total_lab}}$ (W)	$\delta Q_{\text{total_lab}}$ (W)	Q_{mhp} (W)	δQ_{mhp} (W)	$\delta Q_{\text{mhp}}/Q_{\text{mhp}}$ (%)	R_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	δR_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
6	0.34	2.040	0.0689	1.6726	0.0737	4.406	0.6586	0.2775
8.4	0.47	3.948	0.0962	3.5781	0.0997	2.787	0.5136	0.1434
10.2	0.57	5.814	0.1168	5.4240	0.1197	2.208	0.5095	0.0974
11.9	0.67	7.973	0.1365	7.5612	0.1391	1.840	0.5085	0.0710
13.2	0.74	9.768	0.1513	9.3327	0.1536	1.647	0.5904	0.0580
14.5	0.82	11.890	0.1665	11.3187	0.1690	1.494	0.9979	0.0480

Tabela C.6: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,5 ml – Microgravidade.

V (V)	$Q_{\text{total_lab}}$ (W)	$\delta Q_{\text{total_lab}}$ (W)	Q_{mhp} (W)	δQ_{mhp} (W)	$\delta Q_{\text{mhp}}/Q_{\text{mhp}}$ (%)	R_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	δR_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
9,7	7,00	0,1469	6,4325	0,3268	5,740	1.4399	0.1744
13,3	11,67	0,2015	10,7952	0,3575	3,684	0.9847	0.1045
16,5	16,34	0,2500	15,3883	0,3877	2,760	0.7403	0.0746
18,9	21,01	0,2863	19,8515	0,4144	2,267	0.6203	0.0580
21,3	25,68	0,3227	24,3718	0,4422	1,955	0.5282	0.0474
23,3	30,35	0,3530	28,8674	0,4671	1,734	0.4610	0.0401
25,2	35,00	0,3818	33,3352	0,4918	1,574	0.4234	0.0348

Tabela C.7: Incertezas experimentais para o mini tubo – água -0,3 ml – Microgravidade.

V (V)	$Q_{\text{total_lab}}$ (W)	$\delta Q_{\text{total_lab}}$ (W)	Q_{mhp} (W)	δQ_{mhp} (W)	$\delta Q_{\text{mhp}}/Q_{\text{mhp}}$ (%)	R_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	δR_{ex} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
9,7	7,00	0.14697	5.93518	0.36891	6.216	1.2946	0.1742
13,3	11,67	0.20152	10.28002	0.39832	3.875	0.8421	0.1044
16,5	16,34	0.25000	14.78433	0.42746	2.891	0.6274	0.0745
18,9	21,01	0.28637	19.19801	0.45396	2.365	0.4870	0.0579
21,3	25,68	0.32273	23.60461	0.48248	2.044	0.4153	0.0474
23,3	30,35	0.35303	27.95696	0.50950	1.822	0.3552	0.0401
25,2	35,00	0.38182	32.31816	0.53599	1.658	0.3126	0.0347