



Ministério da  
Ciência e Tecnologia



INPE-15731-TDI/1477

## DESENVOLVIMENTO DE TUBO DE CALOR CIRCUITADO (LOOP HEAT PIPE-LHP) PARA APLICAÇÕES ESPACIAIS

Nadjara dos Santos

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia  
Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelo Dr. Roger Ribeiro Riehl,  
aprovada em 19 de fevereiro de 2009.

Registro do documento original:

<<http://urlib.net/sid.inpe.br/mtc-m18@80/2009/04.07.18.33>>

INPE  
São José dos Campos  
2009

## **PUBLICADO POR:**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

Gabinete do Diretor (GB)

Serviço de Informação e Documentação (SID)

Caixa Postal 515 - CEP 12.245-970

São José dos Campos - SP - Brasil

Tel.:(012) 3945-6911/6923

Fax: (012) 3945-6919

E-mail: [pubtc@sid.inpe.br](mailto:pubtc@sid.inpe.br)

## **CONSELHO DE EDITORAÇÃO:**

### **Presidente:**

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação Observação da Terra (OBT)

### **Membros:**

Dr<sup>a</sup> Maria do Carmo de Andrade Nono - Conselho de Pós-Graduação

Dr. Haroldo Fraga de Campos Velho - Centro de Tecnologias Especiais (CTE)

Dr<sup>a</sup> Inez Staciarini Batista - Coordenação Ciências Espaciais e Atmosféricas (CEA)

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Dr. Ralf Gielow - Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos (CPT)

Dr. Wilson Yamaguti - Coordenação Engenharia e Tecnologia Espacial (ETE)

## **BIBLIOTECA DIGITAL:**

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação de Observação da Terra (OBT)

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Jefferson Andrade Ancelmo - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Simone A. Del-Ducca Barbedo - Serviço de Informação e Documentação (SID)

## **REVISÃO E NORMALIZAÇÃO DOCUMENTÁRIA:**

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Marilúcia Santos Melo Cid - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Yolanda Ribeiro da Silva Souza - Serviço de Informação e Documentação (SID)

## **EDITORAÇÃO ELETRÔNICA:**

Viveca Sant´Ana Lemos - Serviço de Informação e Documentação (SID)



Ministério da  
Ciência e Tecnologia



INPE-15731-TDI/1477

## DESENVOLVIMENTO DE TUBO DE CALOR CIRCUITADO (LOOP HEAT PIPE-LHP) PARA APLICAÇÕES ESPACIAIS

Nadjara dos Santos

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia  
Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelo Dr. Roger Ribeiro Riehl,  
aprovada em 19 de fevereiro de 2009.

Registro do documento original:

<<http://urlib.net/sid.inpe.br/mtc-m18@80/2009/04.07.18.33>>

INPE  
São José dos Campos  
2009

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

---

Santos, Nadjara .  
S59d      Desenvolvimento de tubo de calor circuitado (Loop Heat Pipe-  
LHP) para aplicações Espaciais / Nadjara dos Santos . – São José  
dos Campos : INPE, 2009.  
188p. ; (INPE-15731-TDI/1477)

Tese (Mecânica Espacial e Controle) – Instituto Nacional de  
Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2009.  
Orientador : Drs. Roger Ribeiro Riehl.

1. Tubo de Calor Circuitado (LHP). 2. Controle térmico. 3. Sa-  
télites artificiais. 4. Dispositivos bifásicos. 5. Desenvolvimento da  
tecnologia. I.Título.

CDU 62:536.24

---

Copyright © 2009 do MCT/INPE. Nenhuma parte desta publicação pode ser reproduzida, armazenada em um sistema de recuperação, ou transmitida sob qualquer forma ou por qualquer meio, eletrônico, mecânico, fotográfico, microfilmico, reprográfico ou outros, sem a permissão escrita da Editora, com exceção de qualquer material fornecido especificamente no propósito de ser entrado e executado num sistema computacional, para o uso exclusivo do leitor da obra.

Copyright © 2009 by MCT/INPE. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, microfilming, recording or otherwise, without written permission from the Publisher, with the exception of any material supplied specifically for the purpose of being entered and executed on a computer system, for exclusive use of the reader of the work.

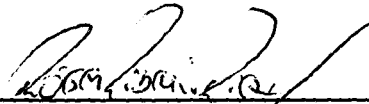
Aprovado (a) pela Banca Examinadora  
em cumprimento ao requisito exigido para  
obtenção do Título de Doutor(a) em  
Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica  
Espacial e Controle

Dr. Valeri Vlassov Vladimirovich



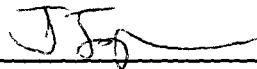
Presidente / INPE / São José dos Campos - SP

Dr. Roger Ribeiro Riehl



Orientador(a) / INPE / SJC Campos - SP

Dr. José Sergio de Almeida



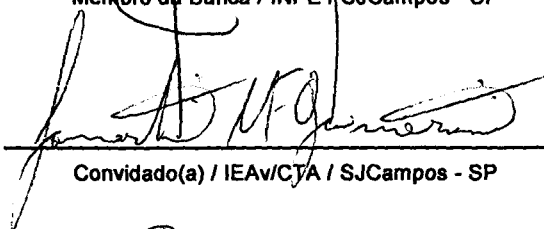
Membro da Banca / INPE / São José dos Campos - SP

Dra. Maria do Carmo de Andrade Nono



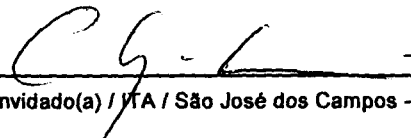
Membro da Banca / INPE / SJC Campos - SP

Dr. Lamartine Nogueira Frutuoso  
Guimarães



Convidado(a) / IEAv/CTA / SJC Campos - SP

Dr. Choyu Otani



Convidado(a) / ITA / São José dos Campos - SP

Aluno (a): Nadjara dos Santos

São José dos Campos, 19 de fevereiro de 2009



“Existem apenas duas maneiras de ver a vida. Uma é apenas pensar que não existem milagres e a outra é que tudo é um milagre”.

Albert Einstein





A meus pais, por todo o suporte dado ao longo de toda minha trajetória acadêmica, sem o qual esta última não teria sido possível.



## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, devo agradecer ao Prof. Dr. Roger R. Riehl cuja orientação e compreensão foram imprescindíveis à elaboração e conclusão deste trabalho, com o qual aprendi a conviver e compreender seu método de ensino. Devo-lhe meu amadurecimento e conquistas registradas nessa pesquisa.

Agradeço também aos demais professores pelo profissionalismo e pelo muito que me ensinaram.

Aos amigos do DMC pela amizade, ajuda, compreensão e principalmente incentivo, que foi relevante para o desenvolvimento deste trabalho.

À FAPESP pela bolsa a mim concedida, que cumpriu com o seu papel de apoio à pesquisa nacional.

Chego ao final deste trabalho com a certeza de que devo sinceros agradecimentos a todos que me ajudaram direta ou indiretamente.



## RESUMO

Satélites artificiais são constituídos de vários equipamentos eletrônicos e mecânicos que, na maioria dos casos, dissipam calor e requerem condições térmicas de operação bastante diferenciadas. Sistemas compostos por tubos de calor circuitados-LHP são de grande confiabilidade no controle térmico de equipamentos eletrônicos, estruturas e satélites, por manterem suas temperaturas em faixas de operação bem restritas e não utilizarem partes móveis. Esses sistemas operam passivamente por efeitos de forças capilares geradas no evaporador capilar, o qual adquire calor de uma fonte quente sendo transferido a um fluido de trabalho que opera em seu estado puro. Tubos de calor circuitados são dispositivos bifásicos de transferência de calor, os quais foram estudados em ambos os casos, experimentalmente e analiticamente. Testes foram realizados em condições de laboratório para o sistema na posição horizontal e testes em condições simuladas de espaço foram realizados (em câmara de termo-vácuo e em vibração), visando avaliar a potencialidade do uso do LHP proposto em futuras missões espaciais. A qualificação do dispositivo bifásico de controle térmico foi um processo necessário e importante para o desenvolvimento dessa tecnologia. Testes de vida com o LHP foram realizados, buscando-se identificar a potencialidade de geração de gases não condensáveis no interior do LHP em virtude da interação química entre os materiais e o fluido de trabalho utilizado. Um programa computacional foi desenvolvido em que o objetivo foi obter uma ferramenta de projeto para LHPs. O programa utilizou um modelo térmico e de perda de carga hidráulica, onde ambos trabalharam de forma interativa buscando as condições ótimas de operação de uma dada geometria de LHP, aliada às condições de operação e ao fluido de trabalho. Os resultados obtidos proporcionaram a qualificação da tecnologia envolvida para fabricação de LHPs para uso espacial, baseados em testes extensivos em condições de laboratório, bem como avaliação da vida útil desses dispositivos. Os resultados ainda serviram para validar o modelo matemático concebido, o qual apresentou boa correlação com os dados experimentais, servindo assim como uma ferramenta de projeto para novos LHPs.



## **DEVELOPMENT OF LOOP HEAT PIPE ( LOOP HEAT PIPE-LHP) FOR SPACE APPLICATIONS**

### **ABSTRACT**

Artificial satellites are constituted of several electronic and mechanical equipment, which usually dissipate heat and thermal conditions of operation require quite different approach. Systems consisting of loop heat pipe-LHP are of great reliability in thermal control of electronic equipment, structures and satellites, by keeping their temperatures within very restricted operation range and uses no moving parts. Those systems operate passively by effects of capillary forces generated in the capillary evaporator, which acquires heat of a power source being transferred to a working fluid that operates in its pure state. Loop heat pipe is a two-phase heat transfer device, which they were studied in both cases, experimentally and analytically. Tests were accomplished in laboratory conditions for the system in a horizontal position and test in simulated conditions of space have also been done (in the thermal-vacuum chamber and vibration), which demand to evaluate the potentiality of use the proposed LHP in future space missions. The qualification of the two-phase thermal control device was necessary and very important process for the development of this technology. Life testing with LHP has been done, being a demand to identify the potentiality of non-condensable gases generation in LHP by virtue of the chemical interaction between the working fluid and materials used. A computer program was developed in which the objective was to obtain a design tool for LHPs. The program has used a thermal and a hydraulic pressure drop models, where both worked in interactive way seeking the optimum conditions of operation for a given geometry of LHP, allied to the conditions of operation and working fluid. The results provided a description of the technology involved in making LHPs for space, based on an extensive testing in laboratory conditions, as well as assessment of the useful life of the devices. The results also served to validate the developed mathematical model, which showed good correlation with the experiments, serving as a tool to design new LHPs.





## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

1.	INTRODUÇÃO.....	31
1.1	Revisão bibliográfica.....	34
1.1.1	Tubos de calor.....	34
1.1.2	Circuitos por bombeamento capilar.....	36
1.1.3	Tubos de calor circuitados (LHPs).....	38
1.1.3.1	Projeto de LHPs.....	41
1.1.3.2	Operação de LHPs.....	47
1.1.3.3	Aplicações do LHP em ambiente espacial.....	53
1.2	Objetivos.....	63
2.	DESENVOLVIMENTO DO LHP.....	65
2.1	Descrição de operação do LHP.....	73
3.	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	77
3.1	Resultados dos testes do TCD-LHP2.....	79
3.2	Resultados do TCD-LHP3.....	82
3.3	Resultados comparativos de testes de vida e detecção de gases não condensáveis.....	90
4.	MODELO COMPUTACIONAL.....	97
4.1	Modelo hidráulico.....	97

4.1.1	Pressão capilar.....	97
4.1.2	Determinação da perda de carga nos componentes do LHP.....	99
4.1.2.1	Perda de carga no evaporador.....	99
4.1.2.2	Perda de carga nas linhas de transporte.....	102
4.1.2.3	Perda de carga no condensador.....	103
4.1.3	Apresentação dos resultados.....	104
4.1.3.1	Evaporador.....	104
4.1.3.2	Linhas de transporte.....	105
4.1.3.3	Condensador.....	107
4.2	Modelo térmico.....	109
4.2.1	Cálculo dos parâmetros de transferência de calor.....	112
4.2.1.1	Coefficiente de transferência de calor.....	113
4.2.2	Retorno do líquido subresfriado.....	114
4.2.3	Apresentação dos resultados.....	119
5.	PROCEDIMENTO PARA A QUALIFICAÇÃO DO LHP.....	127
5.1	Programa de testes – NASA.....	128
5.2	Programa de testes - ESA PSS-49.....	129
5.3	Documentação necessária e análise.....	129
6.	QUALIFICAÇÃO DO LHP.....	133
6.1	Especificação do modelo de qualificação.....	133
6.2	Análise estrutural do modelo de qualificação do LHP.....	135
6.2.1	Análise estrutural do novo modelo de qualificação.....	136
6.2.2	Novo modelo de qualificação do LHP.....	137

6.2.3	Resultados de simulação estrutural do novo modelo de qualificação.....	138
6.2.4.	Resultados da análise modal.....	140
6.2.5	Repetibilidade dos processos de fabricação.....	143
6.2.6	Montagem do TCD-LHP3 – modelo de qualificação.....	144
6.3	Procedimento da qualificação do LHP.....	146
6.3.1	Testes de vibração.....	146
6.3.2	Objetivo dos ensaios.....	146
6.3.3	Descrição do espécime.....	147
6.3.4	Condições de ensaio.....	147
6.4	Testes na câmara vácuo-térmica.....	157
6.4.1	Configuração da câmara vácuo-térmica.....	157
6.4.2	Procedimento dos testes TCT e TVT.....	161
6.4.3	Resultados dos testes TCT e TVT.....	163
6.4.4	Desempenho dos testes do LHP no laboratório depois do TCT e TVT.....	164
6.4.5	Teste de vida do LHP.....	166
7.	CONCLUSÃO.....	169
7.1	Trabalhos Futuros.....	171
8.	BIBLIOGRAFIA.....	173
	APÊNDICE A. Propriedades Termofísicas.....	181
A1.	Acetona .....	181
A2.	Amônia.....	183
	APÊNDICE B. Análise de Incertezas.....	185
	ANEXO A. Publicações.....	187



## LISTA DE FIGURAS

1.1.	Esquemática do LHP.....	32
1.2.	Esquemática do tubo de calor.....	35
1.3.	Tubos de calor empregados no controle térmico dos satélites CBERS.....	36
1.4.	Esquemática do CPL.....	38
1.5.	Fluido de trabalho referente a sua temperatura de operação.....	39
1.6.	Diagrama P-T para a operação de um LHP.....	42
1.7.	LHP com múltiplos evaporadores.....	45
1.8.	LHPs em miniatura.....	46
2.1.	Representação dos componentes do evaporador capilar/câmara de compensação.....	67
2.2.	Esquemática utilizada pelos LHPs.....	68
2.3.	Bancada de testes dos LHPs.....	69
2.4.	Curva de Carga Nominal dos LHPs.....	72
2.5.	Comparação entre operações do (a) TCD-LHP2 e (b) TCD-LHP3.....	74
3.1.	Ciclo de potência TCD-LHP2 para perfil 7 – banho em -5 °C.....	80
3.2.	Ciclo de potência TCD-LHP2 para perfil 2 – banho em -20 °C.....	80
3.3.	Operação-perfil 5-modo de dormência TCD-LHP2 - banho em 5°C.....	81
3.4.	Operação perfil 5-modo de dormência TCD-LHP3 - banho em 5°C.....	83
3.5.	Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 7 - banho em -5 °C.....	84
3.6.	Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 2 - banho em -20 °C.....	85
3.7.	Resistências térmicas do LHP2 e LHP3.....	86
3.8.	Temperatura do evaporador do LHP2 e LHP3.....	87
3.9.	Coefficiente de transferência de calor no evaporador do (A) LHP2 e (B)	

LHP3.....	89
3.10. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 1 - banho a 10 °C nas datas: (A) 06-05 e (B) 05-07.....	91
3.11. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 6 - banho a 0 °C nas datas: (A) 08-05 e (B) 09-07.....	93
3.12. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 2 - banho a -10 °C nas datas: (A) 07-05 e (B) 09-07.....	94
3.13. Ciclo de potência TCD-LHP3.....	95
4.1. Perdas hidráulicas no evaporador.....	105
4.2. Perdas hidráulicas na linha do líquido.....	106
4.3. Perdas hidráulicas na linha do vapor.....	107
4.4. Perdas hidráulicas no condensador.....	108
4.5. Esquema do balanço de energia no tubo do condensador.....	115
4.6. Esquemática das resistências térmicas no condensador.....	116
4.7. Comparação dos resultados experimentais e teóricos do LHP3.....	120
4.8. Comparação dos resultados experimentais e teóricos do LHP3 para temperatura do dissipador a 0°C.....	121
4.9. Comparação dos resultados experimentais e teóricos do LHP3 para temperatura do dissipador a 10°C.....	122
4.10. Comportamento das temperaturas do LHP3, para temperatura do dissipador a 10°C e temperatura ambiente a 19 °C.....	123

4.11.	Efeito da temperatura ambiente no comportamento das temperaturas do LHP3 para temperatura do dissipador a 5°C.....	124
4.12.	Comparação das resistências térmicas: teórico e experimental do LHP3.....	125
5.1.	Esquemática do procedimento de qualificação do LHP.....	131
6.1.	Fotografia do modelo de qualificação do LHP.....	135
6.2.	Esquemática do novo modelo de qualificação do LHP.....	136
6.3.	Modelo de elementos finitos do LHP.....	139
6.4.	Primeiro modo de vibração do LHP.....	140
6.5.	Segundo modo de vibração do LHP.....	141
6.6.	Terceiro modo de vibração do LHP.....	141
6.7.	Quarto modo de vibração do LHP.....	142
6.8.	Quinto modo de vibração do LHP.....	142
6.9.	Modelo de qualificação do LHP.....	143
6.10.	Fotografia dos conjuntos evaporador capilar/câmara de compensação.....	144
6.11.	Fotografias do modelo de qualificação – soldagem das conexões.....	145
6.12.	Localização dos acelerômetros de medida no experimento LHP (Pontos 01 a 09).....	150
6.13.	Outra vista das localizações dos acelerômetros de medida no experimento LHP (Pontos 01 a 08 & 10).....	150
6.14.	Vista em “close-up” dos pontos de (01 até10) selecionados para a medida de vibração no experimento LHP.....	151
6.15.	Vista geral do experimento com a instrumentação de medida.....	152

6.16.	Vista geral da placa-base com o experimento LHP montado sobre a placa adaptadora de vibração e detalhe dos calços espaçadores utilizados.....	153
6.17.	Vista Geral do experimento montado no sistema de vibração.....	154
6.18.	Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo X.....	155
6.19.	Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo Y.....	156
6.20.	Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo Z.....	156
6.21.	Modelo da qualificação do LHP: (a) instrumentação sem o isolamento; (b) radiador pintado com tinta branca.....	159
6.22.	Modelo da qualificação do LHP com isolamento MLI.....	160
6.23.	Teste de desempenho do LHP usando convecção natural antes dos testes TCT e TVT.....	160
6.24.	Fotografias da instalação do LHP na câmara vácuo-térmica.....	161
6.25.	Aplicação dos ciclos térmicos no LHP.....	163
6.26.	Desempenho do LHP após os testes TVT e TCT.....	165



## LISTA DE TABELAS

2.1.	Características geométricas dos componentes dos LHPs – TCD-LHP2 e TCD-LHP3.....	67
3.1.	Ciclos de potência aplicados nos LHPs.....	78
4.1	Valor da constante C proposto por Lockhart- Martinelli no multiplicador bifásico.....	117
6.1.	Características geométricas do LHP para qualificação.....	134
6.2.	Dados do modelo.....	139
6.3.	Propriedades de massa resultante do modelo numérico.....	140
6.4.	Instrumentação.....	147
6.5.	Resumo de ensaios.....	148
6.6.	Ensaio de vibração senoidal.....	149
6.7.	Ensaio de vibração aleatória.....	149
6.8.	Especificações da câmara vácuo-térmica.....	158
6.9.	Descrição dos testes.....	159



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área, m <sup>2</sup>
$A_{evap}$	área interna do evaporador em contato com as ranhuras, m <sup>2</sup>
$D$	diâmetro, m
$D$	número de dias de operação
$f$	fator de atrito de Darcy
$h$	coeficiente de transferência de calor convectiva, W/m <sup>2</sup> .°C
$h_{2\phi}$	coeficiente de transferência de calor convectiva bifásico, W/m <sup>2</sup> .°C
$h_{lv}$	calor latente de vaporização
$K$	permeabilidade, m <sup>2</sup>
$k$	condutividade térmica, W/m.°C
$k_m$	condutividade térmica do material, W/m.°C
$k_{ef}$	condutividade térmica efetiva da estrutura porosa primária, W/m.°C
$L$	comprimento, m
$L_r$	comprimento da ranhura, m
$\dot{m}$	vazão mássica, kg/s
$M$	inventário do fluido de trabalho
$Nu$	número de Nusselt
$n_c$	número de canais
$Pr$	número de Prandtl
$\dot{Q}$	carga, W
$\dot{Q}_{APP}$	calor total aplicado no evaporador, W
$\dot{Q}_{HL}$	calor parasita, W
$\dot{Q}_{SC}$	calor que retorna do líquido subresfriado, W

$\dot{Q}_{CC-A}$	ganho ou perda de calor da câmara de compensação para o ambiente, W
$R$	é o raio de curvatura do menisco na estrutura porosa
$Re$	número de Reynolds
$r$	raio médio dos poros, m
$r_e$	raio externo da estrutura porosa, m
$r_i$	raio interno da estrutura porosa, m
$T$	Temperatura, °C
$T_o$	Média da temperatura de operação de cada teste, °C
$T_{cc}$	Temperatura da câmara de compensação, °C
$T_{evap}$	Temperatura do evaporador, °C
$T_e$	Temperatura de entrada, °C
$T_{e\ evap}$	Temperatura de entrada do evaporador, °C
$T_{e\ cond}$	Temperatura de entrada do condensador, °C
$T_s$	Temperatura de saída, °C
$T_{s\ evap}$	Temperatura de saída do evaporador, °C
$T_{s\ cond}$	Temperatura de saída do condensador, °C
$u$	velocidade, m/s
$UA$	coeficiente de transferência de calor total, W/°C
$V_{loop}$	volume do circuito LHP
$\Delta P_{total}$	perda de carga do sistema, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{evap}$	perda de carga no evaporador, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{liquido}$	perda de carga na linha do líquido, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{vapor}$	perda de carga na linha do vapor, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{ep}$	perda de carga na estrutura porosa, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{condensador}$	perda de carga no condensador, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_{cap,max}$	pressão capilar máxima, N/m <sup>2</sup>
$\Delta t$	duração dos testes

$\Delta T_{ac,w}$	diferença de temperatura através da estrutura porosa primária, °C
$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$	gradiente de pressão na fase líquida, N/m <sup>3</sup>
$\frac{dP_{l,evap}}{dz}$	gradiente de pressão na fase líquida no evaporador, N/m <sup>3</sup>
$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v$	gradiente de pressão na fase vapor, N/m <sup>3</sup>
$\frac{dP_{v,evap}}{dz}$	gradiente de pressão na fase vapor no evaporador, N/m <sup>3</sup>
$\left(\frac{hA}{L}\right)$	condutância térmica por unidade de comprimento, W/m°C
$\left(\frac{UA}{L}\right)_{C-A}$	coeficiente de transferência de calor total por unidade de comprimento do interior do tubo do condensador para o ambiente, W/m°C
$\left(\frac{UA}{L}\right)_{C-S}$	coeficiente de transferência de calor total por unidade de comprimento do interior do tubo do condensador para a placa do condensador, W/m°C
$V_{ep}$	volume da estrutura porosa primária
$V_{es}$	volume da estrutura porosa secundária
$V_r$	volume das ranhuras
$\alpha$	fração de vazio do volume ocupado na câmara de compensação
$\beta$	fração de volume ocupado pelo líquido na câmara de compensação
$x$	título
$X$	parâmetro de Martinelli
$\rho$	densidade, kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	viscosidade, kg/s.m
$\sigma$	tensão superficial, N/m
$\theta$	ângulo de contato entre o líquido e a estrutura porosa
$\lambda$	calor latente de vaporização
$\Phi$	multiplicador bifásico

### ***Subscritos***

Amb	ambiente
Bif	bifásico
c	canais
cc	câmara de compensação
cap	capilar
cond	condensador
dis	dissipador
e	entrada
ep	elemento poroso primário
evap	evaporador
ext	externo
h	hidráulico
i	interno
in	entrada
l	líquido
lv	linha do vapor
ll	linha do líquido
m	material
out	saída
p	parede
sat	saturado
v	vapor
w	estrutura porosa primária
$\varepsilon$	porosidade
$2\phi$	bifásico

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CEL	Calor Específico do Líquido
CEV	Calor Específico do Vapor
CLV	Calor Latente de Vaporização
CPL	Capillary Pumped Loop
CTL	Condutividade Térmica do Líquido
CTV	Condutividade Térmica do Vapor
CVT	Câmara Vácuo-Térmica
DL	Densidade do Líquido
DV	Densidade do Vapor
GNC	Gás Não Condensável
HP	Heat Pipe
LHP	Loop Heat Pipe
MLI	Multi Layer Insulation
PE	Perda de Carga no Evaporador
PLE	Perda de Carga devido ao Escoamento do Líquido no Evaporador
PVE	Perda de Carga devido ao Escoamento do Vapor no Evaporador
RT	Resistência Térmica
TCD	Thermal Control Device
TCT	Teste de Ciclagem Térmica
TVT	Thermal Vacuum Test
TS	Tensão Superficial
VIL	Viscosidade do Líquido
VIV	Viscosidade do Vapor





## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas bifásicos de bombeamento capilar são considerados dispositivos altamente confiáveis no controle térmico de equipamentos eletrônicos, estruturas e satélites, por manterem suas temperaturas em faixas de operação bem restritas e não utilizarem partes móveis (HOLMAN, 1983). Voltado a essa aplicação, tubos de calor (Heat Pipe-HP), circuitos por bombeamento capilar (Capillary Pumped Loop-CPL) e tubos de calor circuitados (Loop Heat Pipe-LHP) são dispositivos que permitem a transferência de quantidades substanciais de calor através de pequenas áreas superficiais.

O LHP foi desenvolvido em meados dos anos 80 na antiga União Soviética por Maydanik em 1985 (KAYA; HOANG, 1999), com o objetivo de fornecer uma solução para os problemas dos tubos de calor. Os LHPs surgiram então como uma alternativa bastante confiável para o controle térmico passivo de componentes aeroespaciais transportando grandes quantidades de calor em longas distâncias, operando contra a gravidade e apresentando operação totalmente passiva.

A maior diferença entre o LHP e a CPL é a posição do reservatório bifásico que, neste caso, é uma parte do evaporador, o qual pode apresentar mais do que uma estrutura porosa no caso do LHP, visando partidas confiáveis e utilização em microgravidade (KURWITZ, BEST, 1997; DUTRA; RIEHL, 2003). A simples localização do reservatório na entrada do evaporador capilar garante que o líquido esteja sempre sendo fornecido ao evaporador nos momentos críticos de seu funcionamento, que são durante a partida e na mudança de potência introduzida no evaporador.

Tanto o CPL quanto o LHP apresentam componentes e comportamentos operacionais similares. No entanto, a maior vantagem do LHP é que não há a necessidade de controlar a temperatura atuante no reservatório bifásico e nem realizar procedimentos de pré-condicionamento para a partida do dispositivo, atitude comum em CPLs.

Investigações com relação às variáveis de projeto envolvidas em sistemas do tipo LHP e CPL têm sido feitas (KAYA; HOANG, 1999), sendo que as mesmas foram aplicadas com sucesso no projeto, construção e testes de LHPs (DUTRA; RIEHL, 2003; RIEHL, 2004b; RIEHL; SIQUEIRA, 2005; LAUNAY et al, 2007; RIEHL; SANTOS, 2008). A Fig.1.1 apresenta o esquema do LHP proposto.

Num LHP, as forças capilares são geradas no evaporador capilar por intermédio de uma estrutura porosa localizada em seu interior, o qual adquire calor e o transfere para o fluido de trabalho que este encontra em estado puro e saturado. Estas estruturas porosas são fabricadas de materiais plásticos (polietileno) ou de metais sinterizados (níquel, titânio, aço inox). O vapor gerado é responsável pelo deslocamento do líquido das linhas para o condensador durante a partida do dispositivo. Uma vez condensado, ainda por efeito de forças capilares, o líquido com um certo grau de subresfriamento, retorna ao evaporador capilar onde completa o ciclo.

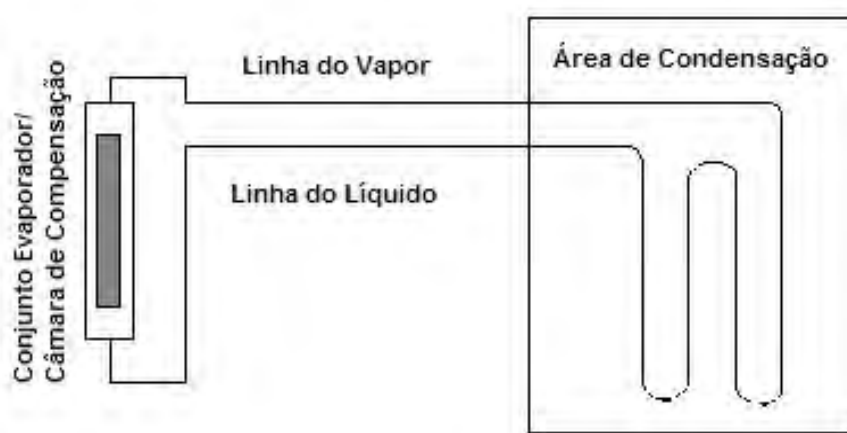


Figura 1.1. Esquematização do LHP.

A câmara de compensação é responsável pelo controle da pressão de saturação, bem como pelo ajuste da temperatura do circuito em que opera, além do inventário de líquido necessário para a operação do LHP nas condições impostas por uma dada taxa de calor introduzida no evaporador capilar. Dessa forma, o reservatório bifásico realiza

o controle da temperatura e pressão de operação de forma, permitindo um controle térmico eficaz.

Similar aos tradicionais tubos de calor, os LHPs têm algumas limitações na transferência de calor. Entre estas limitações estão os limites de viscosidade, sônico, a capilaridade, a temperatura de ebulição (CHUANG, 2003). Devido aos diferentes projetos e às finalidades dos LHPs, estas limitações têm magnitudes e características diferentes dos tubos de calor tradicionais.

Investigações têm sido realizadas por Ku (1999) e Ku e Birur (2001b) no sentido de identificar os parâmetros que afetam o LHP, considerando sua geometria, o fluido de trabalho, a temperatura da fonte quente e da fonte fria e a influência da condutância térmica do fluido em relação à câmara de compensação. Porém, com relação aos processos de produção e testes, foi realizado um extenso estudo por Riehl e Vlassov (2003). Existe uma busca por fluidos de trabalho alternativos para a amônia, com o objetivo de substituí-la por um fluido alternativo que represente menores riscos de utilização (RIEHL; DUTRA, 2005). Diversos outros trabalhos têm sido feitos por Ku et al. (2002) Riehl e Siqueira (2005 e 2006) e Riehl (2006c) visando aprimorar o projeto, a operação e a aplicação de LHP.

Devido à necessidade de desenvolvimento de sistemas do tipo LHP para uso em missões espaciais, e à ausência no Brasil, de um grupo que atue na qualificação espacial de sistemas desse tipo, essa linha de pesquisa tornou-se de interesse nacional, uma vez que busca a independência brasileira desse tipo de tecnologia que hoje é importada.

Portanto, no trabalho em questão foi proposto um estudo voltado ao desenvolvimento de LHPs visando sua implementação para futuras missões espaciais, em que englobou atividades de projeto, construção, teste e qualificação da tecnologia LHP.

## **1.1 Revisão bibliográfica**

A utilização de sistemas de controle térmico passivo em aplicações espaciais tem encontrado diversos desenvolvimentos durante a última década, uma vez que se tornaram sistemas altamente confiáveis (KU, 1999; PETERSON, 1994). Sabendo que o LHP é um caso particular no ambiente de dispositivos bifásicos de transferência de calor, aqui se faz necessária a apresentação de um histórico referente ao desenvolvimento dessa classe de dispositivos, bem como sua utilização e potencialidades.

### **1.1.1 Tubos de calor**

Esses dispositivos têm sido utilizados em missões espaciais desde a década de 70 devido às suas características passivas de controle térmico. Tubos de calor são dispositivos que contém um fluido de trabalho em estado saturado (por exemplo, amônia) que evapora assim que o calor proveniente de uma fonte de calor de alta temperatura é introduzido na região de evaporação, transportando calor para a região de dissipação (dissipador de baixa temperatura) através do princípio de forças capilares que promovem o bombeamento do fluido. Estes dispositivos são tubos selados, normalmente cilíndricos na sua seção transversal, que utilizam o fenômeno de mudança de fase para transportar grandes quantidades de calor com reduzidos gradientes de temperatura entre suas extremidades, uma vez que o fluido de trabalho se encontra em estado saturado. Como mostra a Fig. 1.2 abaixo, um tubo de calor consiste de três regiões distintas: evaporador, condensador e região adiabática.

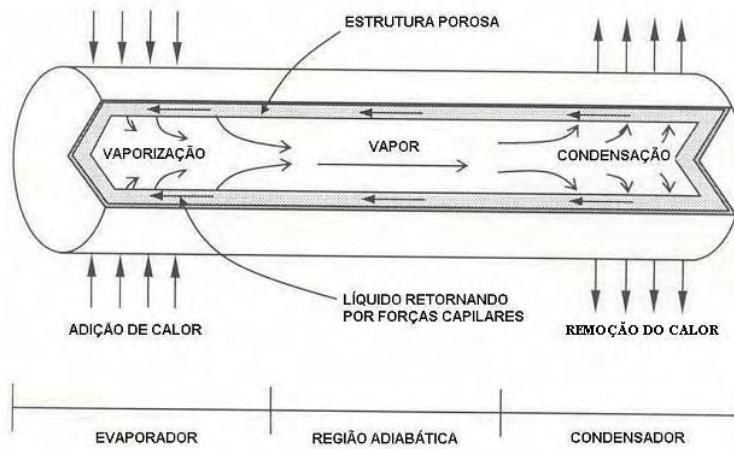


Figura 1.2. Esquematização do tubo de calor

Fonte: Chuang (2003).

As principais etapas de seu funcionamento são descritas a seguir (CHUANG, 2003):

- a) o fluxo de calor, aplicado na região do evaporador faz com que o líquido em estado saturado presente na estrutura capilar evapore, aumentando a pressão de vapor local;
- b) esse aumento de pressão provoca o escoamento do vapor no sentido do condensador, pela região central do tubo;
- c) na região do condensador o vapor retorna à fase líquida, cedendo calor para a parede do tubo;
- d) o líquido é então bombeado por capilaridade de volta ao evaporador através da estrutura porosa, completando o ciclo.

Como o fluido de trabalho está em estado puro, sua temperatura de evaporação é praticamente constante. Isso só não acontece de fato devido à perda de carga na região do vapor, entre o condensador e evaporador, provocando uma diferença de pressão entre as duas regiões e conseqüentemente uma diferença de temperatura, dadas às condições

locais de equilíbrio termodinâmico. Sendo assim, as condições locais irão estabelecer o equilíbrio para que o processo de mudança de fase ocorra (KU, 1999).

Porém, o tubo de calor apresenta algumas limitações com relação aos níveis de fluxo de calor a serem dissipados, ângulo máximo de operação, entre outras (CHUANG, 2003). No entanto, são amplamente utilizados no controle térmico de diversos dispositivos aeroespaciais (BAZZO; RIEHL, 2003). Alguns tubos de calor como por exemplo na Fig. 1.3, têm sido empregados no controle térmico da família de satélites CBERS que o Brasil constrói em associação com a China. Porém, esses tubos de calor são fornecidos pela CAST-China, daí a necessidade de se dominar essa tecnologia para futuras aplicações.

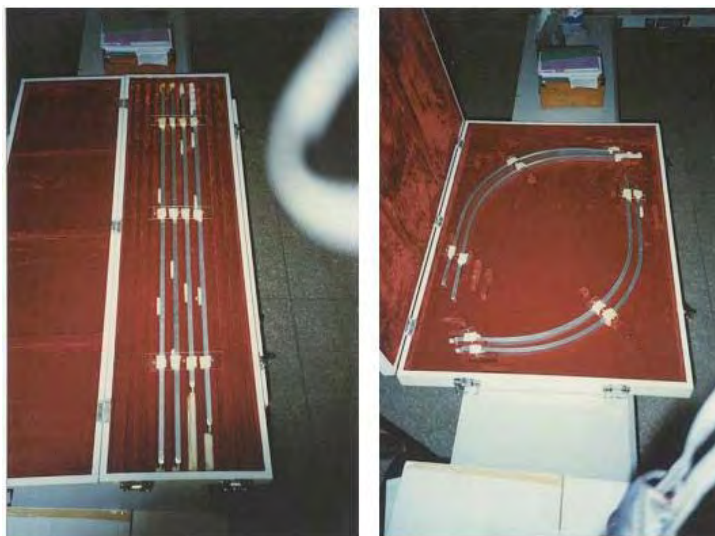


Figura 1.3. Tubos de calor empregados no controle térmico dos satélites CBERS.

### 1.1.2 Circuitos por bombeamento capilar

Com o objetivo de melhorar a capacidade de controle térmico com dispositivos bifásicos que operam de forma passiva, circuitos por bombeamento capilar (CPL) foram então desenvolvidos inicialmente por Stenger (1966) para sanar as limitações na utilização dos tubos de calor, como por exemplo, a redução da capacidade de transporte

a longas distâncias. Nesse caso, o elemento poroso presente em todo o comprimento do tubo de calor foi somente usado na seção do evaporador da CPL, onde as forças capilares responsáveis pelo bombeamento do fluido de trabalho são geradas. O CPL é composto pelos seguintes componentes: evaporador capilar, condensador e linhas de transporte de vapor e de líquido e de um reservatório bifásico remoto, como mostra a Fig. 1.4.

Forças capilares são geradas no evaporador capilar, o qual absorve calor de uma fonte de alta temperatura e o transfere para o fluido de trabalho que encontra-se em estado puro e saturado. A evaporação do fluido de trabalho se dá no elemento poroso presente no interior do evaporador, fazendo com que o vapor gerado seja responsável pelo deslocamento do líquido nas linhas de vapor para o condensador e da linha de líquido para o evaporador durante a partida do dispositivo. O excesso de líquido é transferido ao reservatório, o qual é responsável pelo controle e estabelecimento da temperatura de operação de todo o sistema. Nesse caso, a temperatura do reservatório deve apresentar um controle ativo, a qual indicará o nível de operação do CPL. Desta maneira, o CPL apresenta alguns graus de liberdade para novos projetos como a capacidade de transportar altos níveis de taxa de calor (acima de 5.000 W) em longas distâncias. Apesar de CPLs apresentarem bons resultados de desempenhos térmicos (BAZZO e RIEHL, 2003), possuem alguns problemas na partida do dispositivo, tanto em ambiente terrestre bem como no espacial, devido ao fato de exigir um controle térmico ativo no reservatório bifásico. Além disso, os CPLs necessitam passar por uma operação conhecida como pré-condicionamento, a qual envolve a elevação da temperatura do reservatório para o nível desejado de sua operação por, no mínimo, 24 horas. Esse pré-condicionamento visa dar maior confiabilidade à partida de uma CPL, fazendo com que eventuais bolhas de vapor presentes no evaporador entrem em colapso pelo aumento da pressão de saturação do fluido, mas traz alguns inconvenientes que podem resultar na sua falha durante a partida. Apesar de apresentar tais problemas durante a operação, CPLs foram desenvolvidas por vários anos e apresentaram aplicações em algumas missões espaciais, como o satélite Terra da NASA (KU, 2004) e o telescópio Hubble (SWANSON; BIRUR, 2002).



Figura 1.4. Esquemática do CPL .

Fonte: Vlassov (2003)

### 1.1.3 Tubos de calor circuitados (LHPs)

O desenvolvimento de tubos de calor circuitados (do Inglês Loop Heat Pipes - LHPs) tem sido importante para a operação de sistemas em órbita que necessitam dissipar grandes quantidades de calor, onde os tubos de calor convencionais apresentam limitações ou não são aplicáveis.

Primeiramente, o sistema de controle térmico bifásico, tanto tubos de calor, quanto CPLs e LHPs, deve apresentar uma operação confiável dentro da faixa de temperatura que deve operar. Geralmente, a seleção do fluido de trabalho mais apropriado baseia-se na experiência do projetista e de algumas informações referentes à utilização de fluidos em outros sistemas no passado, como o que é apresentado pela Fig. 1.5.



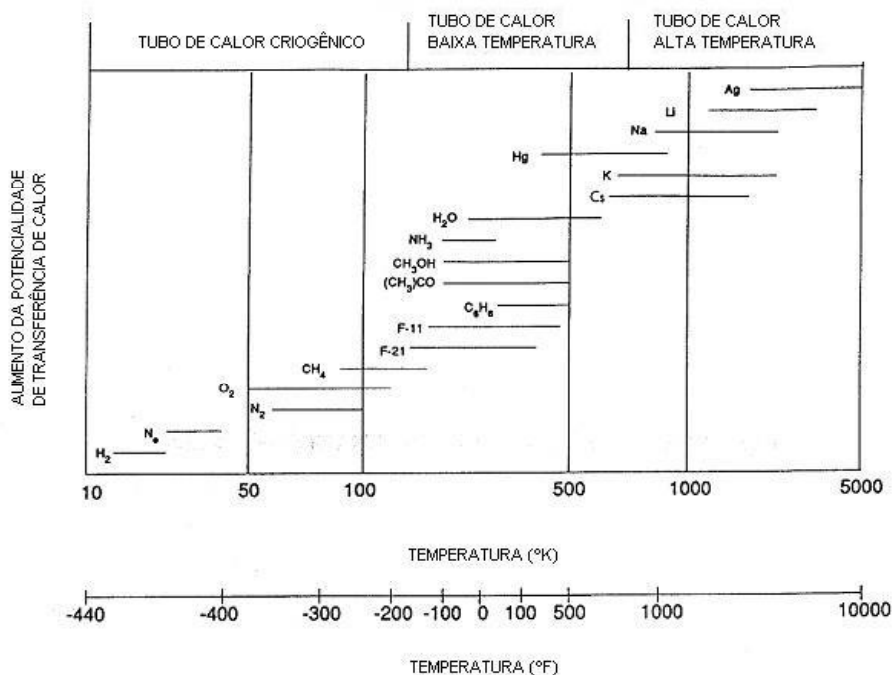


Figura 1.5. Fluido de trabalho referente a sua temperatura de operação.

Fonte: Peterson (1994)

A seleção do fluido de trabalho ainda passa pela avaliação referente aos materiais utilizados pelo sistema de controle térmico em si, uma vez que a compatibilidade química entre eles é extremamente importante para avaliar seu tempo total de vida útil, em virtude da potencial geração de gases não-condensáveis.

Os LHPs diferem dos CPLs com relação ao posicionamento do reservatório bifásico e de alguns componentes internos. Num LHP, o reservatório bifásico, chamado de câmara de compensação, é parte integrante do evaporador capilar apresentando uma conexão direta entre esses dois componentes o que propicia partidas mais eficientes e sem a necessidade de pré-condicionamentos. Essa característica torna LHPs tolerantes à bolhas no evaporador, sendo essa uma situação não aceitável em CPLs. Além disso, existe uma estrutura porosa secundária que está localizada dentro de todo o comprimento ativo do evaporador e vai até a câmara de compensação. Essa característica faz com que eventuais bolhas provenientes de uma má condensação entrem em colapso. Por outro lado, a presença da estrutura porosa secundária apresenta

uma característica de efeito de tubo de calor no interior desses dois componentes, favorecendo a troca de massa entre o evaporador (parte mais quente) e a câmara de compensação (parte mais fria).

Grandes avanços foram obtidos nos últimos 10 anos no sentido de melhor compreender o princípio de operação de sistemas tipo CPL e LHP, conforme descrito por Riehl e Bazzo (2002). Potenciais aplicações de LHPs para uso espacial tem gerado um considerável desenvolvimento desta tecnologia no mundo (SWANSON; BIRUR, 2002; SWANSON, 2004), sendo que algumas aplicações já estão ocorrendo, como é o caso do Mars Rovers que possui estes dispositivos em operação (BIRUR et al., 2002) e do GLAS-LHP (Geoscience Laser Altimeter System) (GROB et al., 2004). No entanto, existe uma busca por fluidos de trabalho alternativos para substituir a amônia, com o objetivo de melhorar o desempenho de LHPs (GONCHAROV; KOLESNIKOV, 2002) ou mesmo de substituí-la por um fluido que represente menores riscos de utilização (RIEHL; DUTRA, 2005). Certos parâmetros que influenciam no desempenho de LHPs têm sido ainda investigados, pois podem representar melhorias nas técnicas de projetos de novos dispositivos (ROGERS et al., 2004). A forma similar de operação de CPL e LHP leva a considerar que fatores que interferem no funcionamento de um pode causar o mesmo efeito no funcionamento do outro. Desta forma, as ferramentas de projeto de CPL podem ser utilizadas em LHPs como uma boa aproximação. No entanto, devido a diferente configuração do reservatório bifásico no LHP em relação ao CPL, o efeito da condutância térmica do evaporador ao reservatório deve ser cuidadosamente avaliada, aspecto esse desconsiderado em sistemas tipo CPL, assim como o efeito hidrodinâmico da estrutura porosa secundária. Este efeito ainda é objeto de investigação, uma vez que se busca até os dias atuais correlações que representem melhor o comportamento de uma forma geral, independente da geometria e do fluido de trabalho utilizado (KU, 1999).

Consideráveis avanços quanto ao projeto e operação de LHPs têm sido atingidos ultimamente, sendo que esse sistema tem ganho atenção para ser utilizado no controle térmico de satélites. Diversos testes têm sido realizados para condições em terra e em

microgravidade (KU, 1999; LONG; OCHTERBECK, 1999; GERHART; GLUCK, 1999; NORTH et al., 1997; BAKER et al., 1997), onde outros fatores que afetam o funcionamento de um LHP têm sido investigados. Porém, esse assunto ainda necessita consideráveis investigações, tanto experimental quanto analítica, pois diversos fatores que influenciam o seu projeto e funcionamento ainda não foram devidamente estudados.

Para uma melhor percepção dos trabalhos desenvolvidos até os dias atuais, são apresentados os seguintes tópicos:

### **1.1.3.1 Projeto de LHPs**

#### *LHP com um evaporador*

Ku (1999) apresenta uma descrição das principais características de LHPs, como a temperatura de operação do dispositivo, partida, comportamento térmico e hidráulico. É mencionada que para conhecer a funcionalidade do LHP, é necessário saber a interação térmica e hidráulica entre a câmara de compensação e evaporador capilar, bem como entre os outros elementos, além dos efeitos de vários parâmetros sobre a temperatura de operação. Além disso, Ku propôs diferentes situações do estado líquido/vapor entrando no evaporador na partida do LHP. A temperatura acima do limite durante a partida leva ao aumento da temperatura do reservatório acima do estado estacionário no início ou no fim da operação. A condição em que o canal do vapor é preenchido com líquido e o núcleo do evaporador é preenchido com mistura líquido-vapor representa a condição mais difícil da partida do LHP. LHPs com múltiplos evaporadores e condensadores também foram apresentados, porém LHPs com apenas um evaporador tem aumentado suas aplicações na área espacial devido a sua alta potencialidade de bombeamento e sua excelente operação. Uma avaliação da operação de um LHP baseado num ciclo termodinâmico é apresentada na Fig. 1.6.

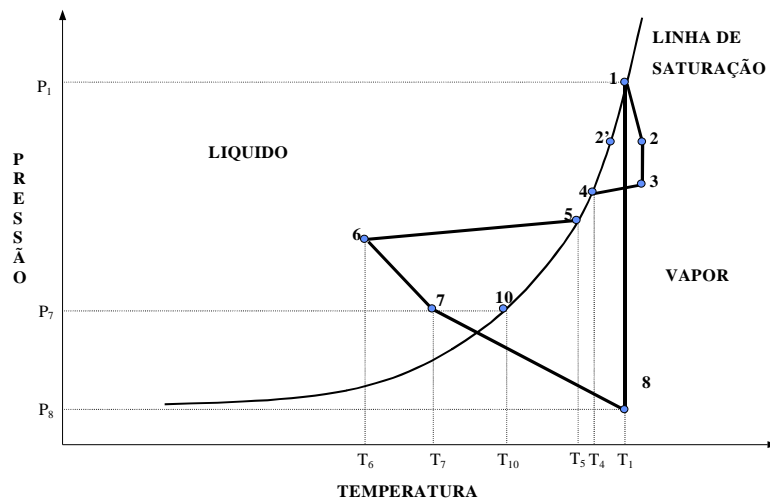


Figura 1.6. Diagrama P-T para a operação de um LHP.

Fonte: Ku (1999)

O vapor gerado no diâmetro externo do material poroso (ponto 1), presente no evaporador, está no estado saturado. À medida que vapor escoá pelos canais do evaporador, esse se apresenta ligeiramente superaquecido na saída do evaporador (ponto 2), devido ao aquecimento e ao decréscimo da pressão absoluta do fluido. Considerando que a linha de vapor é adiabática, a temperatura do vapor permanece constante. À medida que a pressão continua a decrescer ao longo da linha, o vapor torna-se cada vez mais superaquecido em relação à pressão de saturação local, até atingir a entrada do condensador (ponto 3). Então, o vapor começa a condensar-se dentro do condensador (ponto 4), sendo realizada ao longo da linha de saturação onde ambas temperaturas e pressões decrescem. Quando a condensação do vapor está completa (ponto 5), o líquido continua a ser subresfriado no condensador, até atingir sua saída (ponto 6). Então, o líquido sub-resfriado escoá pela linha de líquido, mantendo sua temperatura constante devido ao escoamento adiabático. Quando o líquido atinge o centro do evaporador (ponto 7), a sua pressão está a  $P_7$  e sua temperatura a  $T_7$ . Como não há escoamento entre a câmara de compensação e o evaporador, durante o regime permanente, a pressão  $P_{10}$  na câmara de compensação deve ser igual a  $P_7$ . (KU, 1999).

Baumann et al. (2000) mostraram que o LHP utilizado como dispositivo bifásico para missões espaciais apresenta alguns limites na sua operação, porém apresentam diferentes magnitudes e características dependendo do dispositivo e a finalidade. Esses limites são afetados por gases não condensáveis (GNCs) no fluido de trabalho, causado pela reação química entre o fluido de trabalho e os materiais utilizados na construção do LHP, inclinação e massa no evaporador. Com esses problemas, foram apresentados parâmetros relacionando metodologia para o cuidado com a partida e também a correlação de um modelo analítico para a avaliação dos dados dos testes. A relação combinando testes experimentais e um programa analítico foi importante para relatar os fenômenos envolvidos.

Maydanik (2005) apresenta uma revisão de LHPs em que relata primeiramente os critérios na escolha dos tipos de materiais utilizados no corpo do dispositivo, bem como o fluido de trabalho. A base da análise teórica de diferentes aspectos e dos elementos de operação do LHP foi apresentado por Maydanik e Fershtater (1997), em que foi realizado um estudo das propriedades do LHP seguindo também conceitos físicos, vantagens, inconveniências e idéias para desenvolvimento futuro desses dispositivos. Foi feita uma comparação analítica do LHP e do CPL, mostrando as diferenças no desempenho do projeto, bem como sua eficiência e potencialidades nas suas diferentes aplicações.

Riehl e Siqueira (2005) fazem uma comparação entre dois LHPs, os quais foram projetados e construídos para realizar o controle térmico em ciclos de potência de até 80 W. O desenvolvimento de LHP, visando a qualificação para futuras missões espaciais, tem mostrado um grande potencial na aplicação do controle térmico. Neste trabalho cada LHP tem um projeto diferente do conjunto de câmara compensação/evaporador capilar, destacando o conjunto com a configuração integral (câmara de compensação e evaporador com os mesmos diâmetros externos). A acetona, como fluido de trabalho, mostrou-se uma opção vantajosa na realização dos testes além de apresentar controle térmico confiável para todos os níveis de potências. A operação dos LHPs mostrou grande potencial nos testes, sendo que a diferença básica entre eles é que o LHP com

câmara de compensação integral apresentou temperaturas de operação mais altas devido a maior resistência térmica entre o conjunto câmara de compensação/evaporador capilar. É importante salientar que o processo de transferência de calor parasita (transferência de calor do evaporador para a câmara de compensação) afeta diretamente a resistência térmica, bem como a temperatura de operação e do evaporador. A avaliação da realização dos testes de vida em condições de laboratório foi satisfatória, seguindo os parâmetros de desempenho do projeto e avaliando continuamente a influência de gás não condensável durante o tempo de operação, o qual se mostrou desprezível.

### *LHP com múltiplos evaporadores*

No âmbito do projeto e aplicação de LHPs, Bienert e Nikitkin (1997) apresentaram uma prova de praticidade para múltiplos evaporadores para um condensador no LHP, como mostra a Fig.1.7, o qual foi demonstrado com sucesso, como uma componente de sistema de controle térmico. Cada evaporador é conectado num condensador por linhas de líquido flexíveis separadas e linhas de vapor. As linhas de vapor se unem na entrada do condensador enquanto as linhas do líquido se apresentam na saída do condensador. Isto permite testar dois evaporadores com diferentes elevações e orientações. O condensador é uma dupla parede cilíndrica e o vapor condensa na região anular entre a entrada e a saída cilíndricas. Cada evaporador é construído em aço inox cilíndrico e contém elemento poroso de titânio. Este trabalho mostrou uma evolução no desenvolvimento do LHP, porém não foi qualificado com sucesso. Foi claramente demonstrado que para o estudo em questão os dois evaporadores não eram confiáveis. No caso das elevações, o dispositivo não obteve bom desempenho.

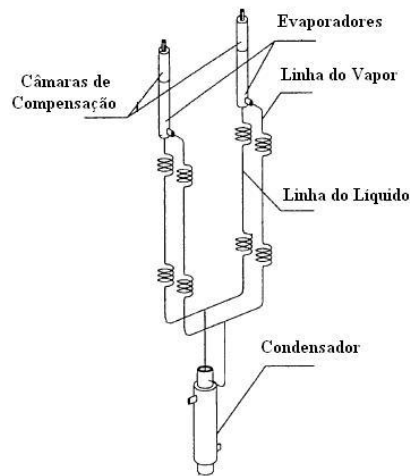


Figura 1.7. LHP com múltiplos evaporadores.

Fonte: Bienert e Nikitkin (1997)

Ku e Birur (2001a) apresentam um estudo para compreender a temperatura de operação do LHP com dois evaporadores em paralelo, com dois condensadores também em paralelo. Para um LHP com múltiplos evaporadores e múltiplos condensadores, a determinação da temperatura de operação torna-se muito mais complexa. A temperatura do líquido de cada câmara de compensação está em função da taxa de calor em cada evaporador. Muitas variáveis podem afetar a temperatura da câmara de compensação e sendo duas, elas tem que alcançar um equilíbrio de temperaturas. Com os resultados, confirmou-se que com uma câmara de compensação a qual contém a mistura bifásica e operando em condutância variável, pode-se controlar a temperatura de operação do dispositivo, sendo que a outra ficou completamente preenchida de líquido e operando em condutância constante. Além disso, a temperatura de operação é afetada pela taxa de calor total que é distribuída aos dois evaporadores, dois condensadores e a temperatura ambiente. Mas, através dos testes, foi mostrado o sucesso da divisão da taxa de calor entre os evaporadores. A razão de se trabalhar com dois evaporadores é por possuir alta capacidade de transporte de calor.

Como LHPs são dispositivos capazes de transferir calor para grandes distâncias orientadas tanto na posição horizontal quanto na vertical, é possível criar sistemas

ramificados, reversíveis, controláveis para várias condições de operação referente ao reduzido tamanho dos poros encontrados no evaporador capilar. Quanto à ramificação dos LHPs, foi descrito um projeto com dois evaporadores e dois condensadores situados paralelamente, simetricamente e perto da linha de vapor, em que os testes demonstraram estabilidade na operação sob diferentes orientações (KU; BIRUR, 2001 a).

### *LHPs em miniatura*

Com LHPs em miniatura como mostra a Fig. 1.8, os quais são utilizados em dispositivos eletrônicos e computadores, pode-se observar que com a diminuição das dimensões do dispositivo, houve problemas com a miniaturização no diâmetro do evaporador. Isso ocorre, pois, com uma redução na espessura da estrutura porosa, pode ocorrer evaporação no canal de líquido do evaporador. Portanto, houve a necessidade de fazer uma adaptação no evaporador e utilizar um fluido de trabalho apropriado e com condução de calor reduzida na estrutura capilar. Maydanik et al. (2004) apresentam várias aplicações do LHP com utilização em equipamentos eletrônicos na área terrestre e também sua utilização na tecnologia espacial, utilizando amônia como fluido de trabalho.

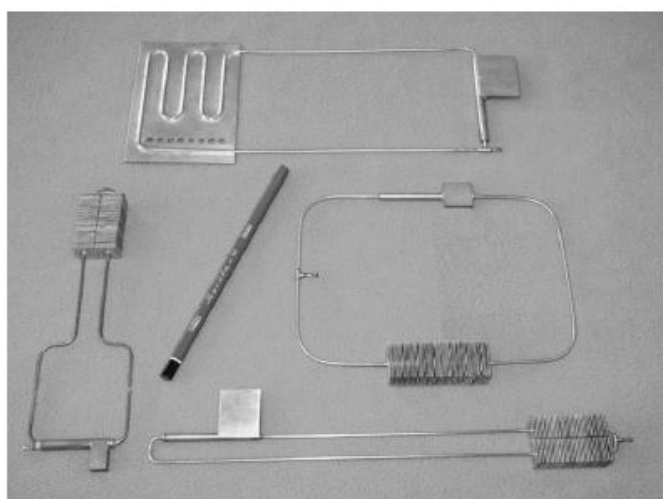


Figura 1.8. LHPs em miniatura.

Fonte: Maydanik et al.(2004)



Singh et al. (2007) relatam o desenvolvimento de mini-LHPs para serem aplicados em equipamentos eletrônicos compactos como notebooks e microprocessadores, expandindo a aplicação de LHPs não só para sistemas aeroespaciais, mas também para uso em terra. Neste em especial, sua estrutura porosa é de cobre com formato de disco dando forma ao evaporador com 30 mm de diâmetro e 10 mm de espessura, sendo que o fluido de trabalho escolhido foi água. A questão de o evaporador ser de formato plano e cilíndrico foi uma opção que pode ser considerada ótima para o projeto do ponto de vista que ele não necessita de nenhuma interface térmica como o “saddle”, o qual reduz o contato térmico com a fonte de calor, tendo sido estudado e testado alguns tipos de protótipos para se chegar neste resultado (SINGH et al, 2006). No caso de ser um evaporador cilíndrico, cada “saddle” cria uma resistência térmica adicional e aumenta a massa total do LHP (MAYDANIK, 2004), mesmo porque, evaporadores planos podem ser facilmente colocados num espaço pequeno dentro de um objeto de controle térmico. Neste trabalho são apresentados o estudo, o projeto, o desenvolvimento e os testes de um mini-LHP com evaporador plano, o que mostra a preferência devido a menor resistência de interface, a sua facilidade de integração dentro de um espaço limitado como um notebook, além de desenvolver o transporte de 70 W a uma distância acima de 150 mm. Os resultados experimentais foram satisfatórios tanto na operação quanto no comportamento do mini-LHP, o que implica em mais uma opção de dispositivo no controle térmico passivo.

### **1.1.3.2 Operação de LHPs**

#### *LHP com um evaporador*

Testes realizados em ambiente de microgravidade foram realizados no passado (OTTENSTEIN e NIENBERG, 1998; BAKER et al., 1998; KURWITZ e BEST, 1997; KOMINE et al; 1996), onde pode ser comprovada a eficiência de LHPs no transporte de calor e massa em tais condições. Foi comprovado, também, que em ambientes de microgravidade o efeito hidrostático da coluna de líquido é inexistente, permitindo que

a interface do meniscus no evaporador apresente uma curvatura desprezível, a qual contribui para a partida instantânea de LHPs.

Riehl (2004) relata o desenvolvimento de LHPs para futuras missões espaciais, os quais utilizam fluido de trabalho alternativo, como a acetona, seguindo a sugestão usada em Dutra e Riehl (2003). Testes foram feitos para LHP na posição horizontal e com o evaporador capilar acima e abaixo do condensador, os quais apresentaram bons resultados seguindo as exigências operacionais. Os testes mostraram temperaturas da fonte de calor em torno de 83 °C para 80 W, abaixo do nível máximo permitido pelas estruturas porosas, que neste caso, foi utilizada a estrutura porosa de polietileno de ultra-alto peso molecular. O LHP apresentou temperaturas na fonte de calor mais elevadas quando o evaporador capilar estava localizado acima do condensador, como resultado das resistências hidráulicas adicionais que esse modo de operação oferece ao dispositivo. Para o LHP com evaporador capilar abaixo do condensador, foi observado que a temperatura da operação da fonte de calor é mais baixa, devido a menores restrições hidráulicas encontradas pelo LHP. Além disso, o LHP apresentou algumas oscilações devido à redução da vazão de acetona, mas foi verificado que o dispositivo apresenta operação compatível com o seu projeto.

Riehl e Santos (2006) apresentam o desenvolvimento de LHPs operando com acetona como fluido de trabalho alternativo, para uma taxa de calor de 80 W. Neste trabalho foram testados dois LHPs idênticos, os quais um apresentou estrutura porosa primária com ranhuras axiais em seu evaporador capilar e o outro o apresentou com ranhuras circunferenciais e ambos com microranhuras em seu diâmetro interno. Testes foram feitos em ambiente de laboratório, além de que os dois dispositivos apresentaram o mesmo comprimento ativo em seu evaporador, porém houve um ganho de 20% na área de contato com a estrutura porosa primária com ranhuras circunferenciais, o que obteve um desempenho térmico bem melhor, isto é, manteve níveis de temperaturas 50% menor do que com ranhuras axiais. Avaliando as resistências térmicas entre o evaporador e a câmara de compensação nos dois dispositivos pode perceber claramente

que os valores apresentados pelo dispositivo com ranhuras axiais mostraram valores de temperaturas bem maiores que os com ranhuras circunferenciais.

Seguindo o trabalho acima, Santos e Riehl (2007) mostram a continuidade do desenvolvimento de LHPs e um extenso desempenho nos testes de vida com a nova geometria da estrutura porosa primária, ou seja ranhuras circunferenciais, usando acetona como fluido de trabalho alternativo. Com o contínuo desenvolvimento da tecnologia LHP, a nova geometria aplicada e com os bons resultados, houve mais um ganho na implementação do LHP para futuras aplicações espaciais. Contínuos testes foram feitos e o dispositivo apresentou resultados confiáveis, pois foi possível observar que o evaporador capilar com ranhuras circunferenciais apresentou temperaturas 50% menor do que o evaporador com ranhuras axiais. Além disso, o LHP com baixas temperaturas no evaporador e de operação resultou na redução das resistências térmicas o que mostrou um grau de liberdade para novos projetos de controle térmico passivo.

Launay et al. (2007) fazem uma revisão na literatura investigando vários parâmetros que afetam as características do comportamento de operação do LHP, baseado nas mais recentes publicações focando projeto e aplicações. Porém, os autores afirmam que alguns parâmetros não foram fáceis de analisar, devido ao fato deles estarem extremamente associados, como, por exemplo, o fato do calor parasita na direção radial e axial afetar as características do elemento poroso, assim como no evaporador e na câmara de compensação. Além disso, a seleção do fluido de trabalho que na visão dos autores, a amônia e o propileno devem ser usadas em aplicações com temperaturas baixas e a água, álcool, acetona e R134a devem ser usados para aplicações com altas taxas de temperaturas. Porém, não se pode deixar de verificar a compatibilidade do fluido de trabalho com os materiais utilizados no dispositivo. Neste trabalho também foi dada ênfase a troca de temperatura entre o dissipador de calor e o ambiente, pois em muitas aplicações, como em equipamentos eletrônicos, a perda de calor para o ambiente não é ideal para o desempenho do equipamento. Isso ocorre porque o calor deve ser removido pelo condensador, dissipando-o para um radiador. Para cada projeto deve ser estudada a evolução da temperatura de operação do LHP em

função da diferença de temperatura do dissipador para o ambiente, pois os autores afirmam que o dissipador de calor ou a variação de temperatura ambiente podem induzir um efeito no comportamento térmico-hidráulico do LHP.

### *LHP com múltiplos evaporadores*

Ku e Birur (2001b) fazem uma revisão dos testes com dois evaporadores e dois condensadores, seguindo a idéia do trabalho anterior, porém aqui mostra o desempenho do dispositivo com relação à partida, ciclo de potência, ciclo de temperatura do dissipador, ciclo de temperatura da câmara de compensação. Com os testes, foi possível afirmar que o sucesso na operação do LHP foi alcançado em alguns casos, isto é, fazendo a divisão de taxa de calor entre os evaporadores, temperatura dos condensadores e temperatura ambiente.

Helden et al. (2005) apresentam o desenvolvimento da tecnologia LHP, incluindo clássicos projetos, assim como LHPs reversíveis e em especial múltiplos LHPs ou LHPs ramificados. Neste trabalho os múltiplos LHPs foram construídos e testados, os quais apresentam dois evaporadores e dois condensadores, ambos em paralelo, além de usar acetona como fluido de trabalho alternativo. Neste trabalho foram feitos testes com algumas observações em particular quanto ao comportamento quando colocado diferentes potências em diferentes evaporadores, verificando possíveis falhas durante a partida e durante o funcionamento do dispositivo. Pode ser observado através dos testes experimentais que os evaporadores capilares quando possuem as mesmas cargas de calor alcançam sua condição em estado permanente mais rápido, além disso, quando os evaporadores têm cargas diferentes, ou seja, um com carga mais baixa que o outro ou vice-versa, o LHP ramificado é dominado pela condição de operação do evaporador que apresenta carga de calor mais alta. Os testes mostraram confiabilidade durante a operação e comportamento estável quando houve troca de níveis de carga de calor. O contínuo desenvolvimento da tecnologia LHP torna-se importante para futuras aplicações, os quais requerem dispositivos com controle térmico passivo.

Riehl (2006c) relata o desenvolvimento da tecnologia LHP para futuras aplicações espaciais e terrestres, explorando novas configurações as quais o dispositivo pode ser aplicado. Sabendo que para altos níveis de potência é indicado o uso de múltiplos LHPs ou LHPs ramificados, o dispositivo aqui apresentado foi construído e testado em condições de laboratório e usado acetona como fluido de trabalho. Os testes experimentais apresentaram resultados confiáveis em sua operação como: sucesso em sua partida e a contínua operação ao longo do tempo. No entanto, alguns cuidados são necessários para garantir o sucesso na partida do dispositivo, como por exemplo, a observação da temperatura das câmaras de compensação, garantindo assim a eficácia na operação.

### *LHPs em miniatura*

Maydanik (2005) havia apresentado LHP em miniaturas, o qual foi observado que com a diminuição das dimensões do dispositivo, houve problemas com a miniaturização no diâmetro do evaporador. Já no caso de evaporadores planos suas dimensões foram modificadas também em sua espessura. É importante salientar que os testes para LHP em miniatura apresentam diferentes condições de operação, além disso, o fluido de trabalho utilizado nesse experimento é somente para avaliar o desempenho térmico do dispositivo, pois ele apresenta incompatibilidade química com o material. Foi apresentado um dispositivo em aço inoxidável e estrutura porosa de níquel e outro de cobre com a mesma estrutura porosa. Devido à redução da área em que são aplicadas as cargas de calor, a concentração de fluxo de calor estava presente o tempo todo, além do que, a menor taxa aplicada foi de 10 W. Isso ocorreu porque com menores taxas a concentração de calor parasita é maior levando o dispositivo à falha. Os testes apresentaram resultados confiáveis de operação com uma carga máxima de 40 W. Um contínuo desenvolvimento da tecnologia LHP torna-se importante, pois o dispositivo, apesar de apresentar resultados confiáveis, ainda necessita de algumas avaliações quanto ao material utilizado, tipos de fluidos de trabalho e problemas com taxas de calor menor que 10 W.

Riehl (2006a) mostra bons resultados e o grande potencial de aplicação de LHPs no controle térmico dependendo da necessidade de dissipação de calor e de cada projeto específico, assim como a flexibilidade que a tecnologia apresenta, a qual pode ser usada tanto na área espacial como terrestre.

Com o objetivo de mostrar o grande potencial no uso de LHPs para muitas aplicações em que seja exigido o controle térmico, uma recente linha de pesquisa é apresentada por Riehl (2006 b) em que é mostrado o comportamento de um mini-LHP utilizando nanofluidos. Basicamente nanofluidos são fluidos de trabalhos convencionais com nanopartículas de materiais sólidos usados para melhorar a condutividade térmica do fluido. Foram utilizadas nanopartículas de óxido de níquel (99,5% de pureza) e escolhida a água como fluido de trabalho devido a sua estabilidade quando adicionadas às nanopartículas, utilizando estrutura porosa de níquel e material do LHP sendo aço inoxidável. Também foram testados outros fluidos de trabalho como acetona, metanol e etanol. Neste trabalho são mostrados o conceito, aplicação, características geométricas, testes e resultados experimentais.

Este trabalho apresenta bons resultados preliminares de grande importância para investigação de nanofluidos no controle térmico passivo, porém com algumas restrições. Como por exemplo, o mini LHP tem um desempenho eficaz na fase líquida do processo, porém com relação à fase do vapor pode ser comprometido. Isso ocorre, pois o deslocamento do fluido na linha do vapor representa maior perda hidráulica, especialmente com o acréscimo de partículas sólidas. As aplicações e os resultados obtidos mostram que essa linha de pesquisa requer muita investigação buscando uma melhor análise para o comportamento de nanofluidos em mini LHP e LHP.

Seguindo a linha de pesquisa de Riehl (2006 b) de mostrar o grande potencial no uso de LHPs para muitas aplicações em que seja exigido o controle térmico, uma segunda linha de pesquisa é apresentada por Riehl e Santos (2007). Aqui é mostrado o comportamento de um mini-LHP, o qual foi projetado, construído e testado para avaliar as características térmicas de dissipação de calor numa área de 3 cm<sup>2</sup>, em que o fluido

de trabalho é a água. O principal objetivo deste trabalho é mostrar um mini-LHP com um desempenho térmico confiável em que o conjunto evaporador/câmara de compensação apresenta um formato de disco plano.

Singh et al. (2008), seguindo a linha de pesquisa de desenvolvimento de mini LHPs (SINGH et al., 2007), apresenta um mini LHP em que sua estrutura porosa é de cobre com disco plano dando forma ao evaporador com 30 mm de diâmetro e 10 mm de espessura, sendo que o fluido de trabalho era água. Neste trabalho, foi feito um estudo detalhado da partida do dispositivo para cargas altas e baixas de calor. Os resultados apresentados mostraram uma grande confiabilidade do projeto na partida e uma contínua operação de ciclos de taxas de calor, porém foi observado que em partidas em que a carga de calor era baixa, como 5 W, o tempo para chegar em regime permanente foi maior. Enquanto que operando em diferentes ciclos de cargas de calor, o mini LHP apresentou uma rápida resposta para alcançar o regime permanente, mostrando-se em estado transiente num curto tempo de 2 a 3 minutos. É importante salientar neste trabalho que o dispositivo foi capaz de alcançar uma resistência térmica mínima no evaporador de  $0,17 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$  a uma carga de calor de 70 W. O dispositivo apresentou um bom desempenho nos testes, que para os autores foi considerado aceitável para esse tipo de aplicação de pequenos dispositivos no controle térmico com altas taxas de carga de calor.

### **1.1.3.3 Aplicações do LHP em ambiente espacial**

Hoang et al. (2002) apresentam nova proposta para teste a bordo utilizando novo projeto LHPs. Sabendo da necessidade de se utilizar dispositivos cada vez mais compactos e eficientes, os autores desenvolveram um novo conceito de LHP (A-LHP), utilizando a combinação LHP e CPL em um único circuito. Cada dispositivo apresentou suas vantagens e desvantagens, mas neste projeto cada sistema opera sem herdar as insuficiências do outro dispositivo. O programa de testes do A-LHP foi feito em ambiente de laboratório, o qual foi feito durante dois meses, ou seja, os testes incluíam partida, limite de transporte de altas cargas, operação de longa duração de baixas cargas,

ciclos de potência, variação na temperatura do dissipador. Os testes foram satisfatórios, pois o A-LHP demonstrou habilidade no controle térmico, já que temperatura de operação não mudou bruscamente quando houve mudança nas condições de operação, porém o dispositivo foi destinado a determinar ciclos de alta potência, mas infelizmente 700W foi o limite do Kapton e não do A-LHP já que foi projetado para alcançar até 1000W. Este projeto foi importante no sentido de minimizar as configurações dos dispositivos para o lançamento da espaçonave, porém ainda necessita de alguns reajustes.

Visando a aplicação da tecnologia LHP em ambiente espacial, Riehl et al. (2003) apresentam uma proposta do experimento do LHP para ser testado a bordo na Estação Espacial Internacional (ISS). O LHP foi construído em aço inox e usando amônia como fluido de trabalho e com ciclos de potência de até 80 W. Os resultados apresentados mostraram uma grande confiabilidade do projeto com ciclos de taxas de calor, partida e a operação contínua. Para o projeto, apesar de ser confiável, devido às condições de segurança, existe uma preocupação com relação ao uso da amônia como fluido de trabalho de sistemas LHPs, pois é altamente perigoso com relação ao seu manuseio, podendo causar sérios danos à saúde de quem a manipula. Em vista disso, fluidos de trabalho alternativos devem ser investigados para tornar-se potenciais substitutos para a amônia.

Riehl e Dutra (2005) mostraram que em missões espaciais a aplicação do LHP como dispositivo de controle térmico bifásico tem sido apresentado com sucesso. Considerando os testes e desempenho do LHP para futuras missões espaciais, os autores apresentam um projeto do LHP experimental, usando um modelo proposto por Kaya e Hoang (1999), porém com suas características particulares, bem como aplicações e restrições. Um LHP experimental foi construído e testado com acetona e projetado para um controle térmico de até 70 W, sendo que o comprimento ativo do evaporador foi reduzido. Os testes do LHP apresentaram desempenho confiável durante a operação do dispositivo. Os testes apresentaram bom desempenho no procedimento do LHP na modalidade de dormência, isto é a 2 W, em que partidas confiáveis foram observadas.



Um comportamento interessante foi verificado quando o LHP operava a 5 W, pois o sistema alcançou o regime permanente em muito pouco tempo, o qual poderia ser explicado pela geometria particular do projeto LHP e o uso da acetona como fluido de trabalho. Os testes experimentais estavam de acordo com os resultados dos dados calculados no procedimento do projeto, o qual mostrou que a proposta do LHP poderia ser usada em futuras aplicações terrestres e espaciais.

Franklin et al. (2006) relatam uma descrição geral da tecnologia espacial Missão 8, o qual incluiu construção industrial da espaçonave e novas tecnologias de vôo. A tecnologia em especial descrita inclui LHPs em miniaturas, o qual foi importante na utilização em futuros lançamentos de mini satélites. Neste trabalho foram testados e validados LHPs em miniaturas que consistem de dois evaporadores, dois condensadores construídos no corpo do radiador. Na configuração em questão, dois evaporadores foram colocados em paralelos, cada evaporador operava passivamente, sem a necessidade de válvulas na distribuição dos fluidos. Assim como os evaporadores, os condensadores também operavam passivamente, ou seja, houve uma grande ganho na nova configuração, já que o dispositivo opera como um LHP simples. Os evaporadores também podem mudar automaticamente os modos de evaporação, assim como o de condensação, porém baseados nos limites térmicos do projeto em questão. É importante salientar que cada instrumento pode operar independentemente sem afetar os outros instrumentos.

Riehl (2006a) apresenta neste trabalho o desenvolvimento da tecnologia em LHPs, incluindo clássicos LHPs, para o controle térmico de dispositivos eletrônicos, LHPs reversíveis, ramificados e mini LHPs e suas possibilidades para uso terrestre e espacial. Neste trabalho, os LHPs são desenvolvidos como dispositivos de controle térmico passivo em que envolve um extensivo programa de qualificação para vôo. É importante salientar que cada procedimento de qualificação envolve testes em câmara vácuo-térmica e simulador de força “g”, ciclagem de testes térmicos e controle térmico apropriado durante os testes do dispositivo em questão, mostrando as diferenças no

desempenho do projeto, bem como sua eficiência e potencialidades nas suas diferentes aplicações.

É mostrado o programa de desenvolvimento de cada projeto, manufatura, construção, desempenho do dispositivo em testes de vida em condições de laboratório, procedimento de qualificação para vôo e certificação de acordo com as especificações. Para que se qualifique e certifique esses dispositivos para uso espacial, a repetibilidade dos processos deve ser comprovada no que diz respeito aos procedimentos de fabricação, montagem, limpeza, carregamento e testes, além da certificação de fornecedores de materiais destinados a fabricação de LHPs.

Riehl e Siqueira (2006) apresentam o desenvolvimento da tecnologia do LHP para aplicações em futuras missões espaciais, dando uma continuidade ao trabalho anterior (RIEHL; SIQUEIRA, 2005), o qual faz uma comparação entre dois LHPs que foram projetados e construídos para realizar o controle térmico em ciclos de potência de até 80 W. Foram utilizadas as mesmas características geométricas dos dois LHPs e usando a acetona como fluido de trabalho, pois ambos foram projetados de acordo com o modelo matemático apresentados por Riehl (2002) e Vlassov e Riehl (2005), para determinar a melhor configuração e desempenho térmico para cada projeto e fluido de trabalho. O modelo computacional é baseado no modelo proposto por Kaya e Hoang (1999) no que diz respeito ao desempenho térmico de LHPs, associado a um modelo de perda de carga hidráulico. Os resultados apresentados neste trabalho mostram a operação de dois LHPs orientados horizontalmente, os quais foram submetidos a extensivos testes de vida em condições de laboratório por mais de dois anos. É importante considerar este tipo de informação, pois a análise cuidadosa ao longo do tempo do comportamento dos LHPs serve para investigar a influência e a geração de gases não condensáveis.

Com o objetivo de mostrar o grande potencial no desenvolvimento da tecnologia de LHPs, Riehl e Santos (2008), neste trabalho em especial, apresentam o desenvolvimento da tecnologia LHP que durou em torno de 4 anos, envolvendo

atividades como projeto, manufatura, montagem e testes para aplicações espaciais usando acetona como fluido de trabalho. É importante salientar que vários protótipos foram construídos e testados de acordo com o procedimento estabelecido para se obter o nível tecnológico esperado, conforme definido por Riehl e Vlassov (2004), Riehl (2004), Riehl e Siqueira (2005) e Riehl e Santos (2006). Dessa forma, os dois modelos matemáticos foram validados com os dados experimentais, com o objetivo de aplicá-los futuramente em projetos de LHPs no uso espacial (VLASSOV; RIEHL, 2005; VLASSOV; RIEHL, 2006). Os dois modelos relataram o comportamento transiente dos LHPs, tendo sido mostrados detalhes do dispositivo, dando mais precisão do comportamento durante a mudança de fases. Com a tecnologia alcançada, o nível mais importante de avaliação foi feito, o qual é conhecido como procedimento formal de qualificação para aplicações espaciais. Todos os testes necessários foram feitos de acordo com o procedimento para um dispositivo de controle térmico para uso espacial. O desempenho dos testes experimentais em laboratório, bem como os testes em vácuo-térmico e vibração, usados para verificar o tempo de vida do dispositivo em condições espaciais, apresentaram resultados confiáveis capazes de certificar essa tecnologia para uso em satélites.

### **Modelagem matemática de LHPs**

Kaya e Hoang (1999) apresentaram um modelo matemático para o desempenho do LHP em regime permanente em que são mostradas as equações de conservação de energia e pressão do fluido para cada componente do LHP. A troca de calor entre cada componente foi modelada em ambos os ambientes de radiação e convecção para validar os resultados experimentais nas condições de termo-vácuo e ambiente. Os resultados desse modelo foram comparados com resultados experimentais, os quais foram obtidos usando dois LHPs diferentes e mostram bons resultados. No entanto, o objetivo dessa investigação foi de provar um método para ser uma ferramenta confiável no uso para determinar teoricamente o desempenho da operação do LHP em regime permanente.

Com o objetivo de utilizar dados experimentais em novos projetos de LHPs, modelos matemáticos são concebidos para este fim. A maioria dos modelos matemáticos foi desenvolvida para processos de níveis macroscópicos sem uma condição de limite fixo. Cullimore e Baumann (2000) desenvolveram um modelo avançado para o LHP, o qual foi usado diretamente no SINDA/Fluint, que é um software de análise de controle térmico de satélites. Analisando os modelos disponíveis, os autores tinham a necessidade de desenvolver um modelo que melhor descrevesse o comportamento do LHP. Neste trabalho é usado um modelo que pode prever o comportamento do LHP no espaço, o qual é usado no satélite Equars de baixa órbita terrestre. Foram feitos ajustes do modelo correlacionando com os testes experimentais feitos no laboratório, visando determinar o comportamento do LHP em condições simuladas de ambiente espacial.

Watson et al. (2000) apresentaram um modelo analítico para o desempenho do LHP em regime permanente, o qual foram feitas modificações do modelo original incluindo parâmetros de ajustes da transferência do calor parasita do líquido na linha de transporte, bem como a troca de calor entre a câmara de compensação e o ambiente, a condutância térmica do condensador e a temperatura do fluido no núcleo da estrutura porosa. Neste modelo foi utilizada amônia como fluido de trabalho, sendo a estrutura porosa de níquel sinterizado e as linhas de transporte, o condensador e o evaporador em alumínio. O projeto apresenta dados experimentais com níveis de potência que variam de 50 a 1500 W e um condensador com resfriamento entre  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $20^{\circ}\text{C}$  na orientação horizontal. Entretanto, são feitas comparações das temperaturas de operação dos dados experimentais com o modelo analítico durante os testes de caracterização. Neste trabalho foram obtidos bons resultados, porém há a necessidade de melhorar a representação do balanço de energia no modelo em regime permanente para que possa estar disponível como uma ferramenta de trabalho.

Vlassov e Riehl (2005) apresentam um modelo matemático em que os resultados foram comparados com os dados do comportamento do LHP nos testes experimentais. Nesse modelo, os dados experimentais foram utilizados para ajustar as variáveis

referentes às condutâncias térmicas necessárias para correlacionar os resultados simulados com os experimentais. Sendo assim, o modelo pode ser validado e condições de operação em órbita terrestre puderam ser avaliadas. Os resultados experimentais usados para validar o modelo foram obtidos pela operação do LHP com máxima taxa de calor de 80 W e usando acetona como fluido de trabalho. A importância do uso do modelo pelos autores foi para estabelecer as variáveis de projeto do sistema e ajuste das condutâncias térmicas utilizadas para descrever o modelo do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação e condensador, buscando uma análise para o melhor comportamento de operação do LHP.

Vlassov e Riehl (2006) relatam um modelo matemático transiente de LHP que foi desenvolvido utilizando uma nova configuração interna na geometria do evaporador. Inicialmente, o modelo descrevia uma estrutura porosa com ranhuras axiais no evaporador, em que os resultados foram comparados com os dados experimentais do comportamento de um LHP com as mesmas características. Uma nova configuração geométrica foi apresentada, em que um evaporador cilíndrico com ranhuras de circunferenciais é colocado com micro-ranhuras na superfície interna do evaporador. Portanto, o modelo foi modificado devido às novas configurações e assim apresentando maiores detalhes do evaporador e do condensador. O modelo foi modificado e os dados experimentais foram utilizados para ajustar as variáveis referentes às condutâncias do LHP, visando validar o modelo. Pode-se verificar que o evaporador utilizado neste trabalho apresentava temperaturas mais uniformes devido ao efeito de tubo de calor de cada ranhura circunferencial, bem como do efeito causado pelo líquido que ficava preso no espaço entre a ranhura circunferencial e as micro-ranhuras no corpo do evaporador, reduzindo assim as resistências térmicas durante a operação do LHP. Outros ajustes no projeto do LHP surtiram efeitos de melhoria no desempenho do dispositivo, tendo sido confirmados por extensos testes experimentais (RIEHL; SANTOS, 2006). Este trabalho serviu para mostrar a importância do modelo bem como validá-lo com os testes experimentais, buscando uma análise detalhada para o melhor comportamento de operação do LHP.

Kaya e Goldak (2006) realizaram estudo numérico da transferência de calor e massa da estrutura porosa no evaporador, assim como o limite de ebulição no LHP. Para isso, foi feito o balanço de energia para cada componente do dispositivo, assim como as equações de momento e massa, usando o método de elementos finitos para o evaporador. Primeiramente, as soluções foram obtidas para a distribuição uniforme dos poros na estrutura porosa usando o modelo de Darcy. Logo, a solução desse método foi modificada para uma distribuição não uniforme dos poros usando um modelo em rede bi-dimensional. É importante salientar que na utilização desse método foram obtidos resultados, os quais eram próximos aos do modelo de Darcy. Aqui a estrutura porosa primária está preenchida por líquido, porém sua interface se localiza na superfície do elemento poroso primário, diferentemente do que foi considerado por Figus et al. (1999), apesar de utilizar os mesmos modelos numéricos. Para a transição do líquido da estrutura porosa para líquido-vapor é assumido o superaquecimento no local, o qual torna difícil prever tais valores devido aos parâmetros e procedimentos numéricos complexos. Tais limites de superaquecimento na estrutura porosa foram calculados através da teoria de aglomeração da nucleação para determinar o limite de ebulição. Deve-se notar que nesta transição da estrutura porosa primária a condutividade térmica efetiva foi estimada para a utilização nos cálculos nas condições do modelo unidimensional. O procedimento de iteração entre os modelos unidimensional e bidimensional poderia ter sido mais representativo, entretanto, computacionalmente, isso não ocorre para todos os resultados esperados, ou seja, os valores numéricos são calculados pelo mesmo caminho. Logo há uma diferença na densidade do líquido e do vapor, o que causa uma defasagem significativa em cada fase.

Chernysheva et al. (2007) apresentam um estudo para compreender a temperatura de operação e a distribuição do fluido de trabalho no LHP. Para isso, são mostrados alguns critérios básicos de modelo de operação na utilização do fluido de trabalho, tanto na presença quanto na ausência da fase vapor na câmara de compensação. Antes da avaliação dos critérios, o autor afirma que a temperatura de operação depende de um grande número de fatores e parâmetros que influenciam, bem como a própria posição do dispositivo, a troca de calor com os componentes e também

com o ambiente. Neste trabalho, a câmara de compensação é avaliada minuciosamente, a qual é responsável pelo equilíbrio da temperatura do sistema, assim como também da pressão. De acordo com os princípios físicos, há uma classificação do modo de operação do reservatório, o qual pode funcionar completamente cheio de líquido (condutância constante - ausência da interface líquido-vapor) ou parcialmente (condutância variável - presença da interface líquido-vapor). Neste trabalho, foi mostrado que cada modo tem suas peculiaridades, vantagens e desvantagens. Porém, comparando-os para uma melhor avaliação conceitual e experimental, pode-se concluir que quando o dispositivo opera com a câmara de compensação completamente cheia, a temperatura de operação bem como a resistência térmica apresenta-se com baixas temperaturas. Esse efeito é diferente do que ocorre na interface bifásica, pois aqui há a influência do calor parasita, ou seja, com esse efeito há o aumento considerável da temperatura de operação. Apesar disso, neste modo é possível regular a temperatura de operação através da câmara de compensação, ou seja, o modo de operação depende da transferência de calor do dispositivo. Com isso foi mostrado que com a mesma taxa de calor e condições externas idênticas, há o aumento da temperatura do sistema quando é usado o segundo modo de operação.

Kaya et al. (2008) relatam um modelo numérico transiente desenvolvido para simular o desempenho de LHPs em ambiente terrestre e espacial. O dispositivo em questão é de aço inoxidável e amônia como fluido de trabalho. A primeira motivação do seu trabalho foi desenvolver um modelo matemático para simular o comportamento transiente do LHP incluindo a fase inicial de seu funcionamento, usando o menor número possível de parâmetros experimentais. As componentes do LHP foram modeladas separadamente com a ferramenta de software EcosimPro. O modelo foi baseado nas equações de conservação em função do tempo, usando o método DASSL. Os autores afirmam que obtiveram bons resultados na simulação para altas taxas de calor, porém para baixas taxas, no início das simulações, houve um princípio de superaquecimento. Nesse caso específico, o calor parasita (transferência de calor do evaporador para a câmara de compensação) através da estrutura porosa primária necessitava ser melhor definido nas simulações e nos dados experimentais. Apesar do

modelo de simulação ser uma ferramenta indispensável na validação do dispositivo em questão, este trabalho serviu para mostrar que ainda há dificuldades em simular com estimativas exatas, as quais dependem de alguns parâmetros experimentais. Porém, uma vez o modelo sendo validado, serviu também para que futuramente possa ser utilizado em sistemas de controle térmico em condições operacionais mais complexas.

Launay et al. (2008) mostram um modelo analítico em estado permanente baseado na simplificação algumas equações para verificar o comportamento do LHP, como a temperatura de operação para vários fluidos e parâmetros geométricos. Essas equações, as quais apresentam soluções aproximadas, foram utilizadas para determinar as variáveis de operação de LHPs, que neste caso foram quatro modos distintos de operação com condutância fixa e variável. Inicialmente as soluções aproximadas facilitaram na identificação dos mecanismos físicos, os quais influenciam na temperatura de operação e em adicional, a transição do fluxo de calor entre os modos de condutância pode ser estimado nesse modelo analítico, ajudando a solucionar problemas nos condensadores. Tais aproximações foram usadas para validar cada modo de operação do LHP para vários fluidos (metanol e acetona), características do elemento poroso (alta e baixa condutividade térmica), características geométricas (evaporador cilíndrico ou plano) e condições de operação (elevação, diferença de temperatura entre o ambiente e o dissipador de calor). Este modelo serviu para simplificar a validação de cada componente do LHP, isto para várias geometrias e condições de operação.

Em vista do avanço no desenvolvimento dessa tecnologia para controle térmico passivo de satélites, pode-se avaliar que atualmente o País conta com os requisitos necessários para a sua implementação em diversas aplicações. O trabalho em questão também contempla esse avanço, dando sua contribuição apresentando os resultados obtidos até o momento, bem como o prosseguimento das atividades para o futuro. A revisão da bibliografia aqui apresentada mostra que grandes avanços foram obtidos ao longo dos anos com relação ao desenvolvimento da tecnologia de LHPs, mas diversos pontos ainda devem ser observados e pesquisados. Em vista disso, o trabalho em



questão foi motivado com o intuito de preencher essas lacunas e dar as bases para a qualificação da tecnologia de LHP a ser utilizada no País.

## 1.2 Objetivos

Em vista da Revisão Bibliográfica apresentada, é possível observar que apesar de terem sido intensamente investigados, LHPs ainda carecem de um detalhamento quanto ao seu desenvolvimento tecnológico bem como de procedimentos para qualificação desse dispositivo para uso espacial.

Muitos trabalhos a respeito de LHPs têm sido publicados, em que a maioria apresenta resultados de testes e discussões de um aspecto específico de operação do dispositivo. Para uso espacial, devem ser consideradas algumas variáveis com relação a esses dispositivos, nos quais estão envolvidos segurança, integração com todos os outros dispositivos no satélite, projeto e otimização, etc.

Em vista dos aspectos importantes no desenvolvimento de LHPs para uso espacial, aplicados ao controle térmico de satélites, os objetivos desse trabalho são:

- Desenvolver do LHP proposto: realização dos testes (em condições de laboratório) para levantamento de dados experimentais, visando dar bases para um programa de projeto e simulação com a devida validação;
- Analisar crítica dos resultados de desempenho do LHP, tanto para testes em laboratório, quanto para testes voltados a qualificação e vida, buscando a otimização do projeto;
- Elaborar de um modelo de simulação de perda de carga hidráulica, com o objetivo de obter uma ferramenta de projeto para LHPs, buscando as condições ótimas de operação de uma dada geometria do LHP, aliada às condições de operação e fluido de trabalho. Esse programa de simulação

apresenta a interação térmica característica de LHPs, tendo seus resultados validados com base nos resultados experimentais obtidos.

- Validar do modelo de simulação com base nos resultados experimentais obtidos;
- Definir procedimentos de qualificação de LHPs, visando certificar o ciclo tecnológico para futuras aplicações desses dispositivos em aplicações espaciais;
- Qualificar de um LHP para uso espacial, seguindo procedimentos estabelecidos, visando a certificação do ciclo tecnológico desses dispositivos.

## 2. DESENVOLVIMENTO DO LHP

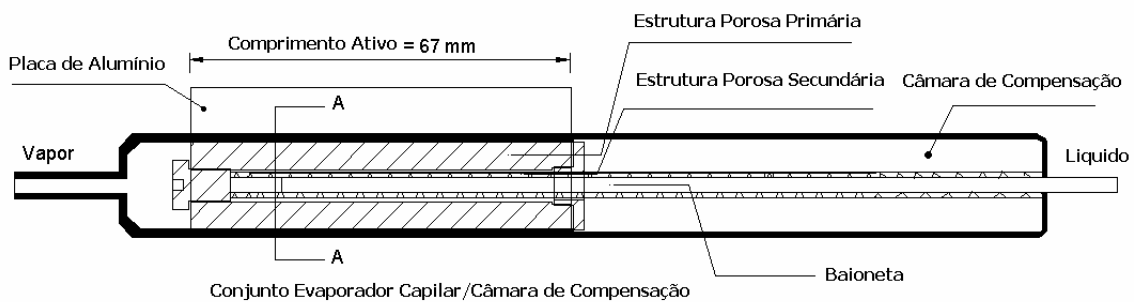
Atualmente um dos objetivos mais importantes das atividades espaciais é desenvolver sistemas bifásicos de bombeamento capilar para dissipação de calor. Problemas de dissipação térmica muitas vezes restringem certas aplicações, inviabilizando projetos importantes. Existem muitos estudos disponíveis na literatura relacionados a este assunto e muitas alternativas para resolver certas questões decorrentes do próprio projeto, porém apresentam aplicações específicas para cada tipo de problema. Dependendo de cada aplicação, os dispositivos de controle térmico como tubos de calor e LHPs devem ser projetados e construídos para essa finalidade, o que resulta em equipamentos de custo elevado e aplicações restritas.

No presente trabalho, o LHP investigado foi construído em aço inox, liga ASTM 316L, sendo que o conjunto evaporador capilar/câmara de compensação foi configurado como uma única peça (integral). A estrutura porosa primária foi de polietileno de ultra-alto peso molecular (UHMW) com ranhuras usinadas no seu diâmetro externo, o qual foi responsável pela geração das forças capilares que movimentam o fluido. As micro-ranhuras usinadas no interior do evaporador foram usadas para melhorar a capacidade de transferência de calor do dispositivo, assim como artérias colocadas na estrutura porosa secundária, as quais obtidas através de técnicas especiais de fabricação, utilizando tela de aço inox ASTM 316L de malha n° 200, que foi responsável pela comunicação entre a câmara de compensação e o centro do evaporador. A estrutura porosa secundária também contribuiu para o colapso de quaisquer bolhas de vapor resultantes de uma condensação ineficiente (KU, 1999), além de causar o efeito “tubo de calor” entre o evaporador e a câmara de compensação, importante para a operação do LHP.

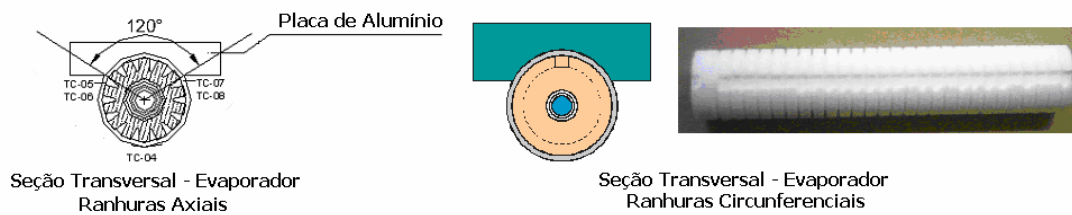
As demais partes do LHP, como linhas de transporte de líquido e de vapor e como o condensador, foram construídos com tubos de aço inox ASTM 316L, conforme

os parâmetros apresentados na Tabela 2.1. Um esquema da montagem do evaporador capilar é apresentado nas Fig. 2.1a. Na Fig. 2.1b, apresenta a configuração do elemento poroso com ranhuras axiais para o TCD-LHP2 e circunferenciais para o TCD-LHP3.

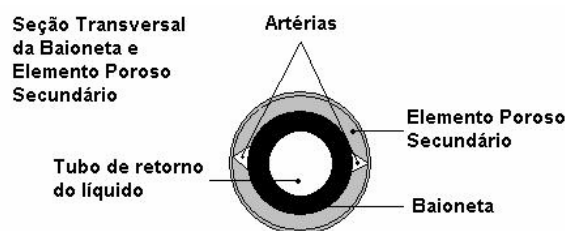
Com o objetivo de verificar certas características de projeto, dois LHPs foram construídos, sendo que um apresentava ranhuras axiais na estrutura porosa primária (TCD-LHP2) e outro apresentava ranhuras circunferenciais (TCD-LHP3), conforme serão apresentados a seguir. Todas as características desses projetos são apresentadas na Tabela 2.1. A Fig. 2.2 mostra a esquematização dos LHPs com a localização da instrumentação, onde TC representa a posição de cada termopar.



(a) Esquematização da montagem do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação



(b) Ranhuras no elemento poroso primário (seção transversal)



(c) artérias no elemento poroso secundário

Figura 2.1. Representação dos componentes do evaporador capilar/câmara de compensação.

Tabela 2.1. Características geométricas dos componentes dos LHPs – TCD-LHP2 e TCD-LHP3.

<b>Evaporador Capilar</b>		<b>Linha do Líquido</b>	
Comprimento Total (mm)	85	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Comprimento Ativo (mm)	70	Comprimento (mm)	850
Diâmetro DE/DI(mm)	19/16,5	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Material	Aço inox 316L(ASTM)		
<b>Elemento Poroso Primário</b>		<b>Condensador</b>	
Raio do poro ( $\mu\text{m}$ )	4	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Permeabilidade ( $\text{m}^2$ )	$10^{-13}$	Comprimento (mm)	1200
Porosidade (%)	50	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Diâmetro DE/DI (mm)	16,5/7,0	<b>Elemento Poroso Secundário</b>	
Comprimento da estrutura porosa primária (mm)	70	Comprimento da estrutura porosa secundária (mm)	180
Número de Ranhuras axiais	14 (TCD-LHP2)	Diâmetro DE/DI (mm)	7/4
Número de Ranhuras circunferenciais	23+1 axial (TCD-LHP3)	Artérias	2
Material	Polietileno (UHMW)	Material	Malha de Aço inox 316L #200
<b>Câmara de Compensação</b>		<b>Linha do Vapor</b>	
Volume ( $\text{cm}^3$ )	20	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Diâmetro DE/DI (mm)	19/16,5	Comprimento (mm)	550
Comprimento (mm)	95	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Material	Aço inox 316L(ASTM)		
<b>Potência Nominal ( W )</b>	80	<b>Fluido de Trabalho</b>	Acetona ultra- pura
		Massa (g)	25
<b>Placa do Radiador</b>		<b>Saddle</b>	
Lados (mm)	380x380	Lados (mm)	65x25
Espessura (mm)	4	Espessura (mm)	10
Material	(liga 6063)	Material	(liga 6063)

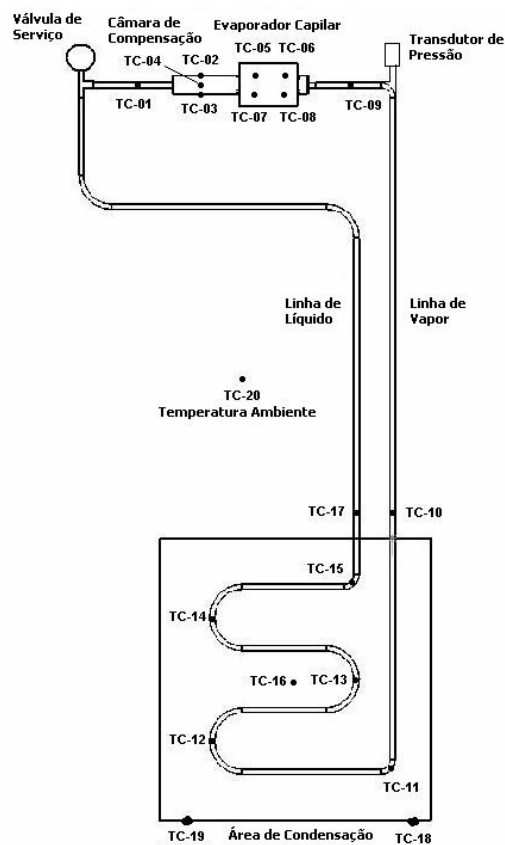


Figura 2.2. Esquemática utilizada pelos LHPs

Além da diferença entre as ranhuras axiais no TCD-LHP2 em relação às ranhuras circunferenciais no TCD-LHP3, usinadas no elemento poroso primário, os evaporadores apresentam diferenças com relação ao número de micro-ranhuras usinadas nas suas superfícies internas. No caso do TCD-LHP2, a configuração das micro-ranhuras possui uma densidade de 1.500 ranhuras por metro, enquanto que no TCD-LHP3, essa densidade foi aprimorada para 2.800 ranhuras por metro.

O condensador estava em contato direto com uma placa de alumínio de liga 6063 com dimensões de 300 mm X 300 mm X 4 mm, a qual era a tampa de um trocador de calor com canais internos. A mesma estava acoplada a um banho termostático de temperatura controlada, circulando uma mistura de água e metanol para testes em baixas temperaturas, com vazão de 9 l/min. A faixa da temperatura do banho utilizado foi de – 20 a +5 °C, onde o objetivo foi verificar o desempenho do LHP em diferentes

temperaturas de condensação. Esse fator foi extremamente importante para o estabelecimento da temperatura de operação do LHP, sendo que foram realizados testes para esta faixa de temperatura. Uma representação da bancada de testes dos LHPs é apresentada pela Fig. 2.3, a qual foi montada na Divisão de Engenharia Mecânica Espacial e Controle do INPE .



Figura 2.3. Bancada de testes dos LHPs.

Cada circuito foi instrumentado com 20 termopares tipo T (precisão de  $\pm 0,3$  °C em 100 °C) e por um transdutor de pressão absoluta (precisão de 0,01 bar) para controle e monitoramento da pressão interna do LHP. Todos os instrumentos foram conectados a um sistema de aquisição de dados Agilent (34920A), o qual foi utilizado para monitorar os parâmetros de interesse do LHP durante sua operação através do programa LabVIEW. Cada circuito podia ser operado independentemente, e a aquisição de dados também podia ser feita da mesma forma, uma vez que cada conjunto de instrumentos foi conectado à terminais independentes de aquisição. A aquisição dos dados foi feita em uma frequência de 0,5 Hz, sendo gravados numa planilha Excel para que pudessem ser analisados após o término dos testes. O tempo de duração dos testes, que foi de 6 a 8 horas, foi decorrente da necessidade de se atingir o regime permanente em cada taxa de calor aplicada ao evaporador, segundo o perfil especificado para um dado teste. Os

testes foram importantes para avaliar o desempenho dos LHPs, bem como avaliar a geração de gases não-condensáveis ao longo do tempo.

O fluido de trabalho do LHP determina a escala de temperatura de operação, bem como interfere diretamente na capacidade máxima de transporte de calor. Geralmente, a seleção do fluido de trabalho mais apropriado baseia-se em algumas informações referentes à utilização de fluidos em outros sistemas, os quais podem ser encontrados na literatura (RIEHL; VLASSOV, 2003).

Além disto, a quantidade ou o inventário, de fluido de trabalho no funcionamento do sistema também é crítico para o desempenho do LHP. Assumindo que o LHP está na menor temperatura não operante, chamado também de caso frio, e as linhas de transporte e do condensador estão cheios com o líquido, há líquido suficiente para a entrada na estrutura porosa primária e secundária, o qual fornece a quantidade mínima de fluido de trabalho para iniciar o LHP. No caso quente, a taxa máxima de calor é aplicada no evaporador e a temperatura do condensador está em seu patamar máximo (KU, 1999).

Seguindo essa sistemática, o inventário do fluido de trabalho deve satisfazer as seguintes relações abaixo:

a) Para o caso frio:

$$M = \rho_l (V_{loop} + \beta V_{cc}) + \rho_v (1 - \beta) V_{cc} \quad (2.1)$$

em que  $V_{loop}$  é o volume do circuito todo excluindo a câmara de compensação,  $V_{cc}$  é o volume da câmara de compensação,  $\beta$  é a fração de volume ocupado pelo líquido na câmara de compensação,  $\rho_l$  é a densidade do líquido e  $\rho_v$  densidade do vapor.

b) Para o caso quente:

$$M = \rho_l [V_{liq} + V_{ep} + V_{es} + (1 - \alpha) V_{cc}] + \rho_v (V_r + V_v + V_c + \alpha V_{cc}) \quad (2.2)$$



em que  $V_{liq}$  é o volume na linha do líquido e  $\alpha$  é fração de vazio de volume da câmara de compensação.

Depois dessa análise, se o mínimo valor do inventário do fluido de trabalho é maior do que o valor máximo, então o tamanho físico dos componentes deve ser reprojeto. Isto geralmente é possível pela ampliação do tamanho do reservatório (KU, 1999), o qual pode apresentar o volume equivalente ao somatório dos volumes das ranhuras do vapor no evaporador capilar, da linha de vapor e do condensador, uma vez que no modo quente, a câmara de compensação deve ser capaz de armazenar todo o volume deslocado pelo vapor.

Por segurança, existe uma preocupação com relação ao uso da amônia como fluido de trabalho de sistemas tipo LHP e CPL, por ser um fluido altamente tóxico com relação ao seu manuseio, podendo causar sérios danos à saúde de quem a manipula, além de apresentar altas pressões de vapor em condições ambiente e de operação. Esses fatores devem ser avaliados apesar da amônia apresentar uma alta taxa de transferência e transporte de calor quando comparada com outros fluidos de trabalho, como mostrado na Fig. 2.4, em uma comparação direta com acetona.

Quando se avaliam os resultados experimentais de operação do TCD-LHP2 com o TCD-LHP3, em comparação com a curva de carga apresentada pela Fig. 2.4, observa-se que os resultados calculados são inferiores. Isso ocorre, pois esse cálculo foi feito com base no modelo hidráulico para LHPs (item 4), onde a influência das micro-ranhuras do evaporador, ranhuras circunferenciais no elemento poroso primário e artérias no elemento poroso secundário não são consideradas. Por esses parâmetros serem de difícil equacionamento, os cálculos são bastante conservativos nesse sentido, daí a diferença nos limites de operação calculados em relação aos resultados experimentais.

Apesar da acetona apresentar um comportamento inferior ao apresentado pela amônia conforme pode ser observado na Fig. 2.4, esse fluido de trabalho contém outras vantagens. Uma delas é a operação em condições de pressão abaixo da atmosférica, além de ser menos nocivo que a amônia. Além disso, essa perda de desempenho térmico quando se utilizando a acetona, pode ser compensada com uma melhoria no projeto do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação.

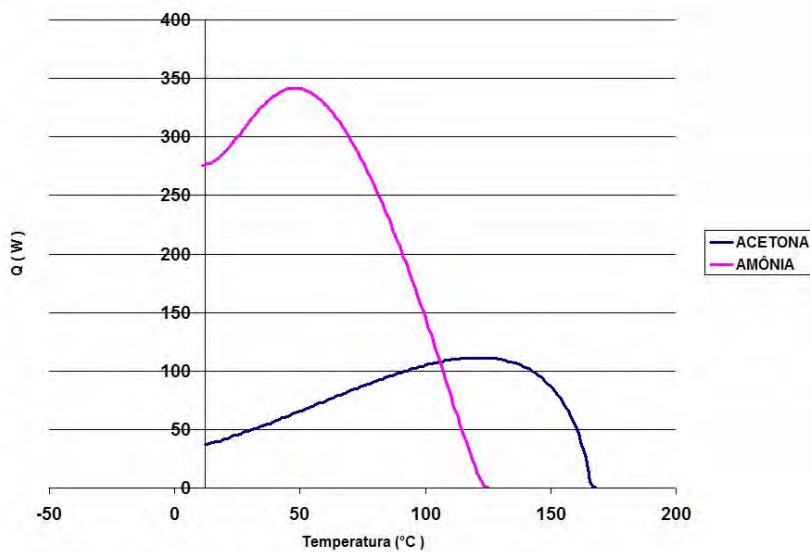


Figura 2.4. Curva de Carga Nominal dos LHPs.

Em vista dessa análise e pela necessidade de se utilizar um fluido alternativo, foi utilizada a acetona de alta pureza (pureza mínima de 99,98 %), sendo que sua principal característica está em apresentar pressão de saturação abaixo da atmosférica e temperatura de congelamento de  $-93\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a qual é inferior a da amônia ( $-78^{\circ}\text{C}$ ) (FAGHRI, 1995). Esse fator é interessante sob o ponto de vista de aplicação espacial, pois utilizando esse fluido no controle térmico de satélites, por exemplo, o radiador onde o condensador do LHP está acoplado não necessitaria ter seu projeto prevendo condições de congelamento, tão comuns no caso do uso da amônia.

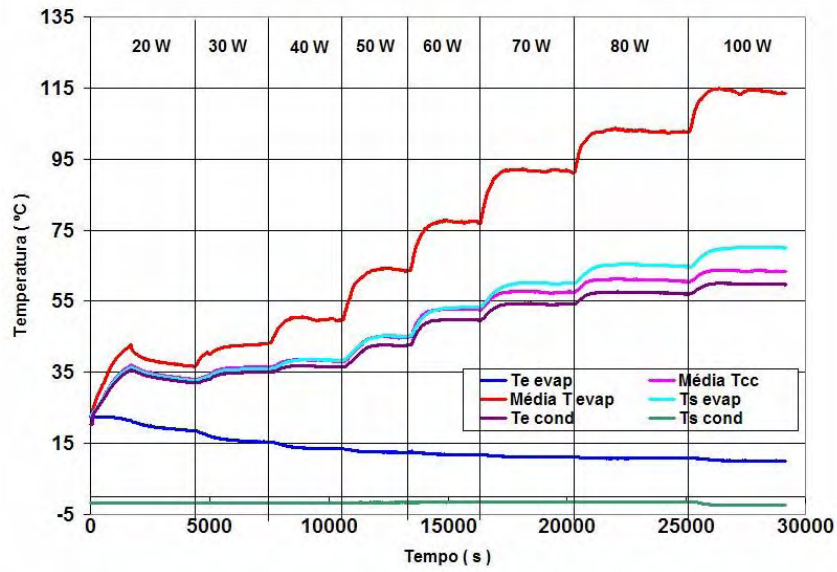
Para a faixa de temperatura em que o LHP com acetona deve operar, a sua pressão correspondente é extremamente baixa em relação à amônia. Um exemplo claro

disso é em relação às condições ambientes em 20 °C, em que a acetona apresenta pressão de saturação de 0,27 bar enquanto a amônia é de 8 bar. Como uma segunda opção, na utilização de fluido de trabalho alternativo, podem ser usados também o metanol ou etanol. Porém, vale ressaltar que o projeto do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação deve conter características que permitam obter o desempenho térmico necessário, mesmo em se utilizando um fluido de trabalho menos eficiente.

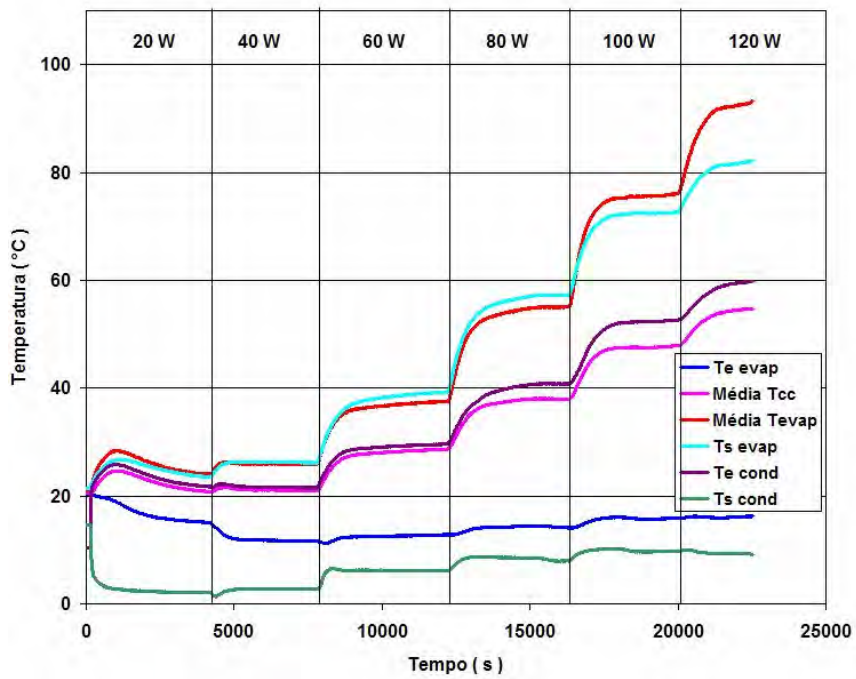
Em vista do baixo desempenho térmico esperado quando se utiliza a acetona, o projeto do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação teve de ser aprimorado e otimizado, visando obter o melhor desempenho possível. Os efeitos da melhoria no desempenho dos LHPs pode ser verificado ao longo desse trabalho.

## **2.1 Descrição de operação do LHP**

Os testes dos LHPs foram realizados no Laboratório de Térmica, da Divisão de Engenharia Mecânica (DEM) do INPE, os dispositivos foram projetados para atuarem até uma taxa máxima de transferência de calor de 150 W. Porém, testes operacionais em condições de laboratório foram realizados com os LHPs operando numa potência máxima de 80 W. Buscou-se, com isso, a operação desses dispositivos numa temperatura máxima de 85 °C, sendo que o controle térmico com dissipação de taxas de calor de até 150 W poderia ser realizado se substituísse o fluido de trabalho para a amônia ou, de forma conservativa, alterando-se o projeto do evaporador capilar. De fato, alguns testes demonstraram que essa potência poderia ser atingida em se utilizando o TCD-LHP3. Um exemplo claro dessa abordagem no uso da acetona como fluido de trabalho pode ser observado na Fig. 2.5, onde resultados referentes a testes em escala de potência com os LHPs mostram que com o TCD-LHP2 (a) apresenta temperaturas mais altas de operação quando comparadas com o TCD-LHP3 (b):



(a) TCD-LHP2



(b) TCD-LHP3

Figura 2.5. Comparação entre operações do (a) TCD-LHP2 e (b) TCD-LHP3.

Devido às limitações de operação apresentadas, o TCD-LHP2 operava em níveis de potência mais baixos. Conforme mostrado pela Fig. 2.5, o TCD-LHP3 que apresentava ranhuras circunferenciais no elemento poroso primário, as quais eram responsáveis pela melhoria no seu desempenho.

A otimização no projeto do LHP foi realizado comparando-se o comportamento do sistema em relação à temperatura de operação para uma dada taxa de calor, tempo necessário para atingir o regime permanente, fluido de trabalho utilizado e material utilizado como elemento poroso primário. Assim, os testes realizados em laboratório foram confrontados com outros testes realizados por longos períodos de tempo. Nesse caso, verificou-se a operacionabilidade do LHP face às ciclagens de potência introduzida no evaporador capilar e alterações na temperatura de condensação, visando avaliar suas características de operação. Da mesma forma, o objetivo foi melhorar e estabelecer os critérios de seleção e fatores que influenciam no projeto de um LHP para uso espacial.

Cada LHP foi testado para uma faixa de potência introduzida no evaporador capilar, mantendo-se uma temperatura de condensação fixa. O dispositivo deveria ser capaz de suportar as alterações na taxa de calor introduzida no evaporador capilar e atingir o regime permanente em um curto espaço de tempo. Sendo assim, as características de comportamento do LHP podiam ser verificadas ao longo do tempo em que os testes eram executados. Após a conclusão de toda a seqüência de testes com base nos perfis apresentados pela Tabela 3.1 para cada temperatura de condensação, o LHP permanecia em estado inoperante entre 4 a 6 semanas sendo então novamente ligado, com o objetivo de avaliar a influência da geração de GNCs (gases não condensáveis).



### **3. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

Num primeiro momento, os estudos foram dedicados ao ganho e conhecimentos necessários para a análise de resultados de LHPs, os quais também foram importantes para o projeto e a especificação desses componentes em aplicações espaciais. No entanto, testes constantes de laboratório também foram utilizados para definir os procedimentos de fabricação, montagem e certificação de LHPs para uso espacial. Testes de vida útil também foram realizados voltados para a determinação da vida útil de LHPs, no caso de serem utilizados em satélites de telecomunicações. Todos os procedimentos foram então avaliados com base na qualificação da tecnologia de LHPs, conforme apresentado no Capítulo 6.

Para este trabalho, dois LHPs foram construídos e avaliados para simular o controle térmico de uma fonte quente de até 85 °C, operando um ciclo de potência de no máximo 80 W. Os LHPs diferem um do outro na característica geométrica da estrutura porosa, pois este componente é muito importante na operação dos dispositivos.

O inventário de líquido que circulou em ambos os LHPs foi de 25 gramas de acetona de ultra-pureza, mantendo a câmara de compensação com 50 % de fração de vazio no modo frio (KU, 1999).

Considerando que os LHPs são idênticos em todos os aspectos, com exceção do projeto dos seus respectivos evaporadores, conforme apresentado pela Tabela 2.1, a comparação dos resultados entre o TCD-LHP2 e o TCD-LPH3 torna-se necessária. Todos os testes experimentais foram realizados com base nos perfis de potência apresentados pela Tabela 3.1, sendo que o tempo de cada teste foi em torno de 8 a 10 horas. Sendo assim, essa importante variável de projeto pode determinar uma melhor ou pior condição de operação com relação às temperaturas verificadas no LHP.

Todos os testes foram executados sem procedimentos de pré-condicionamento na partida (comum em CPLs, por exemplo), nas condições de laboratório, na orientação horizontal, com a temperatura da sala controlada entre 18 e 20 °C e num ciclo de potência com testes de perfis conforme apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Ciclos de potência aplicados nos LHPs

<b>Perfis</b>	<b>Ciclo de Potência (W)</b>	<b>Potência de Partida (W)</b>
1	20-2-30-2-40-60	20
2	40-10-60-5-20-80	40
3	2-10-2-30-50-2	2
4	60-5-80-2-40-10	60
5	2-5-1-2-1-5	2
6	50-5-70-1-60-10	50
7	30-1-50-1-40-5	30
8	5-60-10-80-1-40	5

A seqüência de testes dos perfis foi feita para cada LHP. Os testes foram realizados no período de 24 meses, seguindo a sistemática de 2 meses em operação e 1 mês inoperante para uma mesma carga de fluido. Assim buscou-se identificar a geração dos GNCs no interior dos LHPs, já que a existência desses gases diminui a eficiência do desempenho do LHP (KU, 1999).

Os testes dos perfis foram selecionados de acordo com o potencial da modalidade de operação dos LHPs. A seleção dos ciclos de potência teve como objetivo avaliar a temperatura de operação do sistema, verificar a compatibilidade do material utilizado, fluido de trabalho e o desempenho do dispositivo.

Uma seqüência de testes foi importante para determinar a capacidade de operação de LHPs, no caso foi avaliado com atenção o perfil 5, o qual envolveu taxas de calor muito reduzidas, na ordem de 1 a 5 W para uma análise de operação do



dispositivo ao longo do tempo, obtendo assim um melhor desempenho do potencial no uso da acetona como fluido de trabalho. Estes testes foram importantes para avaliar o comportamento do LHP no modo chamado de “dormência”. Quando o LHP está executando o controle térmico de componentes eletrônicos, por exemplo, os mesmos podem não apresentar operação contínua, desligando-se após alguns instantes. Neste caso, o LHP também seria desligado fazendo com que fosse necessário um novo período de partida para que o LHP atingisse o ponto de operação novamente, quando os componentes eletrônicos fossem re-ligados. Para esta situação, o LHP pode operar num estado de dormência, sendo que uma pequena taxa de calor seja introduzida, visando apenas à continuidade de operação do evaporador capilar, sem que o dispositivo passe por novo procedimento de partida.

### **3.1 Resultados dos testes do TCD-LHP2**

Testes com o TCD-LHP2 mostraram boas características no controle térmico, mas as temperaturas de operação foram mais altas do que as que foram verificadas no TCD-LHP3. Este aumento na temperatura do evaporador está diretamente relacionado com o aumento da temperatura na câmara de compensação, o que é basicamente devido à transferência de calor parasita e da maior resistência térmica nesse projeto específico. Sendo assim, as temperaturas mais altas são verificadas para todas as cargas de taxa de calor aplicadas ao evaporador, porém pode-se verificar também que o TCD-LHP2 apresentava uma operação confiável, como mostram as Figs. 3.1 e 3.2.

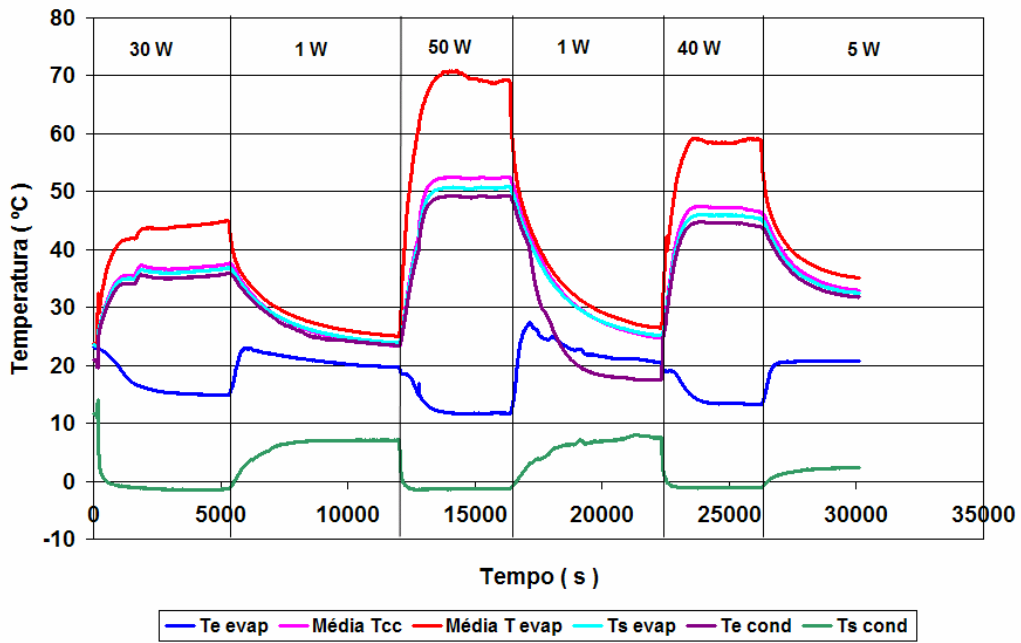


Figura 3.1. Ciclo de potência TCD-LHP2 para perfil 7 – banho em -5 °C.

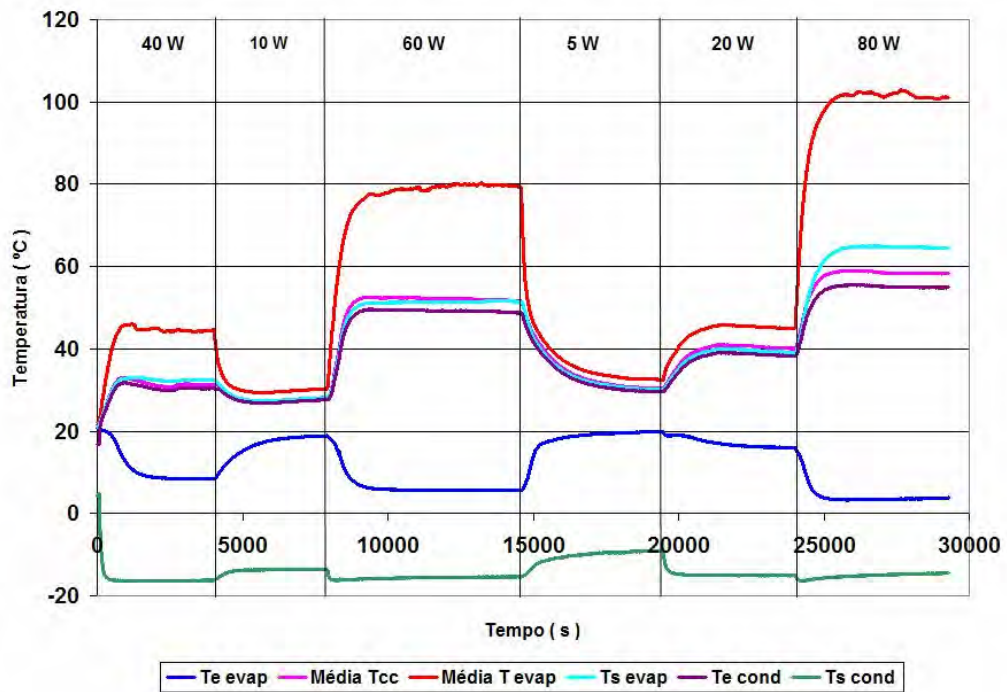


Figura 3.2. Ciclo de potência TCD-LHP2 para perfil 2 – banho em -20 °C.

Testes com o TCD-LHP2 mostraram confiabilidade em sua operação, com períodos de transiente curtos, porém com temperaturas de operação mais elevadas. Como pode ser observada, a temperatura do evaporador na máxima potência de 80 W foi em torno de 100 °C. No entanto, o LHP apresentou um comportamento térmico adequado mesmo operando próximo ao limite do elemento poroso de polietileno, que é de 120 °C. O dispositivo mostrou rápida resposta às alterações na taxa de calor introduzida no evaporador capilar. O TCD-LHP2 mostrou também confiabilidade em sua operação para as finalidades que foram estabelecidas, especialmente quando avaliado na modalidade de “dormência”, como mostra a Fig. 3.3. No entanto, o desempenho na operação do TCD-LHP2 mostrou confiabilidade mesmo quando baixas potências foram aplicadas ao evaporador, os que indicaram uma boa flexibilidade e robustez no projeto do dispositivo como um todo.

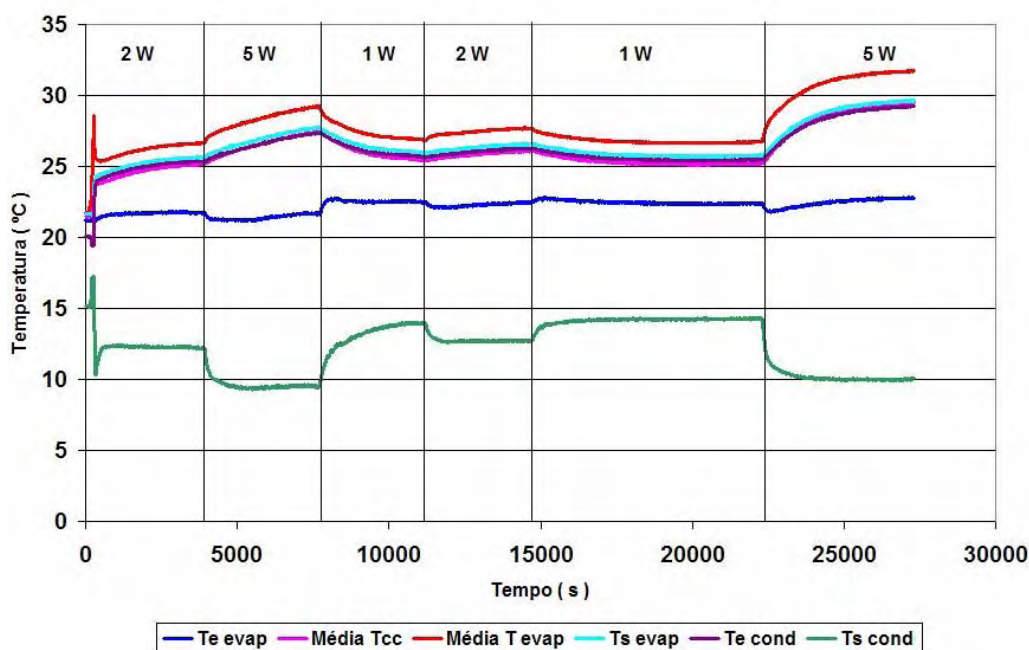


Figura 3.3. Operação-perfil 5-modo de dormência TCD-LHP2 - banho em 5°C.

### 3.2 Resultados do TCD-LHP3

Como foi observada a necessidade de aprimorar o projeto do evaporador com o objetivo de diminuir a sua temperatura durante a operação, foi concebido o TCD-LHP3, o qual apresenta ranhuras circunferenciais usinadas no elemento poroso primário. Sendo assim, busca-se diminuir a temperatura do evaporador através do aumento da área de contato entre o elemento poroso e a superfície interna do evaporador, que resultou em 20%. A opção pelo aprimoramento do projeto do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação foi feita, pois não havia a possibilidade de se utilizar a amônia como fluido de trabalho devido aos fatores de segurança. Outros fatores de melhoria também foram adicionados ao projeto como as artérias na estrutura porosa secundária e um número maior de micro-ranhuras no diâmetro interno do evaporador capilar.

Essa modificação no projeto do evaporador pode ser observada através dos resultados experimentais. Nos níveis de potência baixa, o TCD-LHP3 apresentou contínua operação e transporte de calor constante de 1 W quando o LHP tem operado na modalidade dormência (perfil 5), como mostrado na Fig. 3.4. Com temperaturas mais baixas na fonte de calor, o TCD-LHP3 pôde operar com maior confiabilidade, pois poderia alcançar taxas de calor mais elevadas do que ele foi projetado (RIEHL; SANTOS, 2006). É possível verificar que o projeto do LHP apresenta-se robusto e eficaz quando operando em baixas potências, uma vez que as vazões são bastante reduzidas e poderiam resultar na falha do dispositivo.

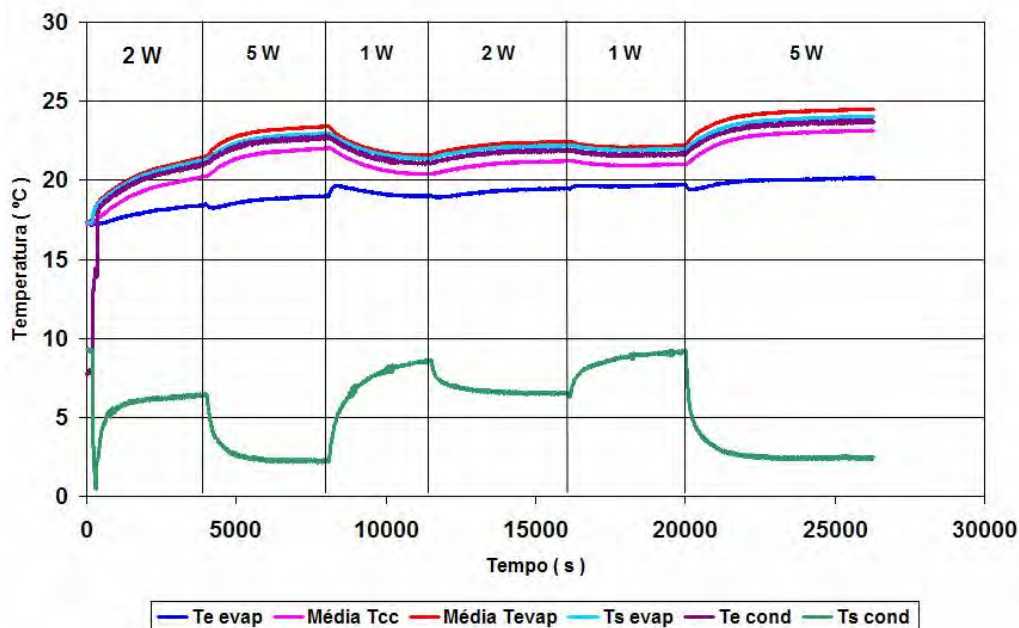


Figura 3.4. Operação perfil 5-modo de dormência TCD-LHP3 - banho em 5°C.

Todo o ciclo de potência aplicado no dispositivo à temperatura do condensador foi corretamente controlado. Durante os testes, pode ser verificada uma substancial diminuição na temperatura do evaporador principalmente em altas potências quando comparado com os resultados obtidos com o TCD-LHP2. Durante todos os testes, o TCD-LHP3 apresentou-se com uma confiável operação em sua partida.

O TCD-LHP3 passou por todos os testes do programa com resultados aceitáveis, não apresentando qualquer indicação de influência dos GNCs na sua operação. Essa verificação pode ser comprovada através de análises feitas pelo Laboratório de Contaminação do Laboratório de Integração de Testes (LIT) do INPE. Para estas análises, as amostras de acetona foram testadas por espectroscopia de infravermelho para a verificação da presença de contaminantes (relatórios LIT.1438/05 e LIT.1520/07). Em nenhum dos casos foi verificada a presença de contaminantes geradores de gases não condensáveis em comparação com uma amostra de acetona pura sem utilização anterior.

A Fig. 3.5 apresenta o comportamento da temperatura do evaporador (fonte quente) em relação à potência aplicada. Pode-se verificar que as temperaturas, principalmente para elevadas taxas de calor introduzidas no evaporador, não apresentaram valores tão elevados e estavam bem abaixo do que foi verificado quando testando o TCD-LHP2. A temperatura foi medida em quatro pontos diferentes ao longo do evaporador, as quais mostraram resultados muito próximos. Portanto, houve uma uniformidade na distribuição da temperatura ao longo do evaporador, sendo essa uma importante característica observada, pois acredita-se ser devido a maior eficiência no desempenho do dispositivo promovido pelas ranhuras circunferenciais, tanto no elemento poroso primário quanto no corpo do evaporador capilar. Isso representa um ganho na capacidade de controle da temperatura realizado pelo TCD-LHP3, principalmente no que diz respeito ao projeto do seu evaporador capilar.

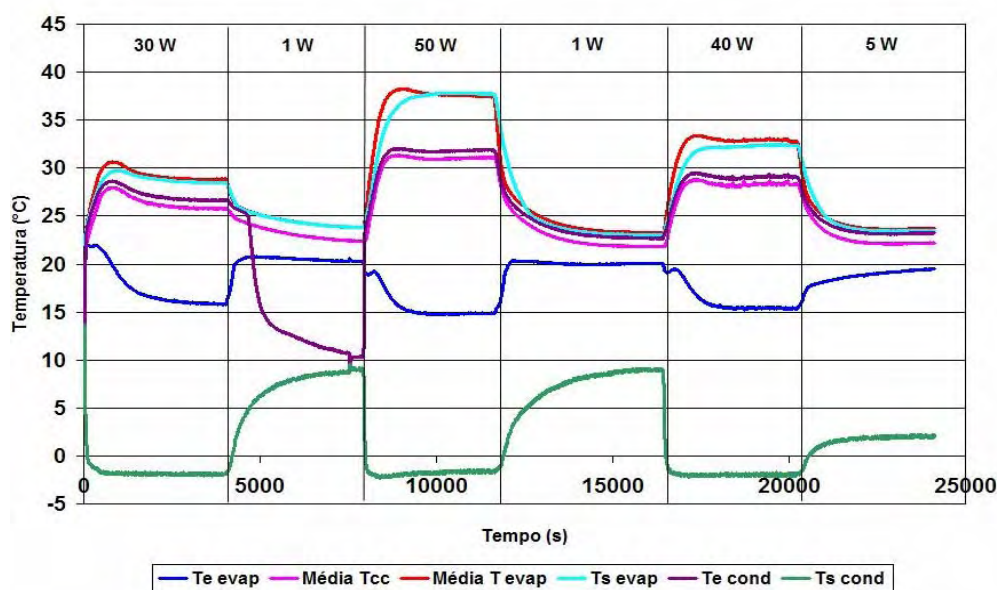


Figura 3.5. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 7 - banho em  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A Fig.3.6 apresenta o comportamento da temperatura do evaporador (fonte quente) em relação às taxas de calor introduzidas. Pode-se observar que as temperaturas do evaporador foram mais elevadas com o TCD-LHP2 em relação à Fig. 3.2, quando

comparada com o TCD-LHP3, mesmo considerando que os conjuntos evaporador capilar/câmara de compensação nesses dispositivos apresentam as mesmas configurações, apenas diferindo na estrutura porosa primária.

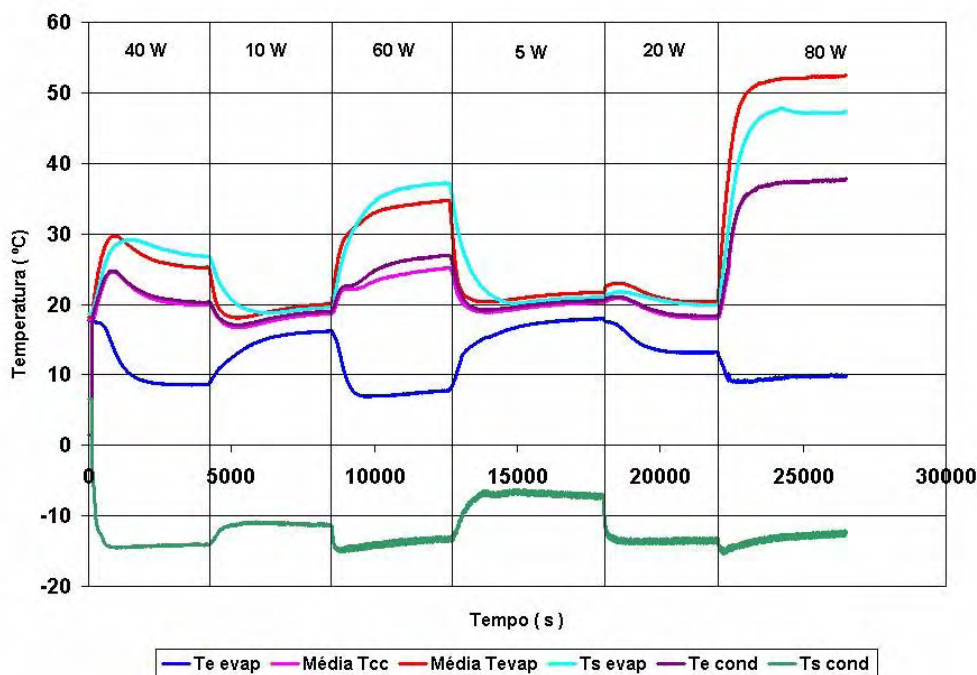


Figura 3.6. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 2 - banho em -20 °C.

Como a estrutura porosa primária apresentou ranhuras circunferenciais e o interior do evaporador com micro-ranhuras também circunferenciais, logo uma pequena parcela de líquido ficou preso no interior das micro-ranhuras quando o evaporador iniciou sua operação. Além disso, o aumento do número de micro-ranhuras promoveu uma melhoria na transferência de calor entre a superfície interna do evaporador e a estrutura porosa primária, uma vez que o líquido aprisionado no interior da micro-ranhuras causava uma diminuição na resistência térmica. Esse efeito contribuiu para a redução da temperatura do evaporador.

Portanto, esse efeito parece representar um importante parâmetro que contribuiu para reduzir a resistência térmica durante a operação do evaporador capilar. Na Fig. 3.7

são mostradas as resistências térmicas entre o evaporador e a câmara de compensação, as quais foram calculadas pela seguinte Eq. 3.1:

$$RT = (T_{evap} - T_{cc}) / Q \quad (3.1)$$

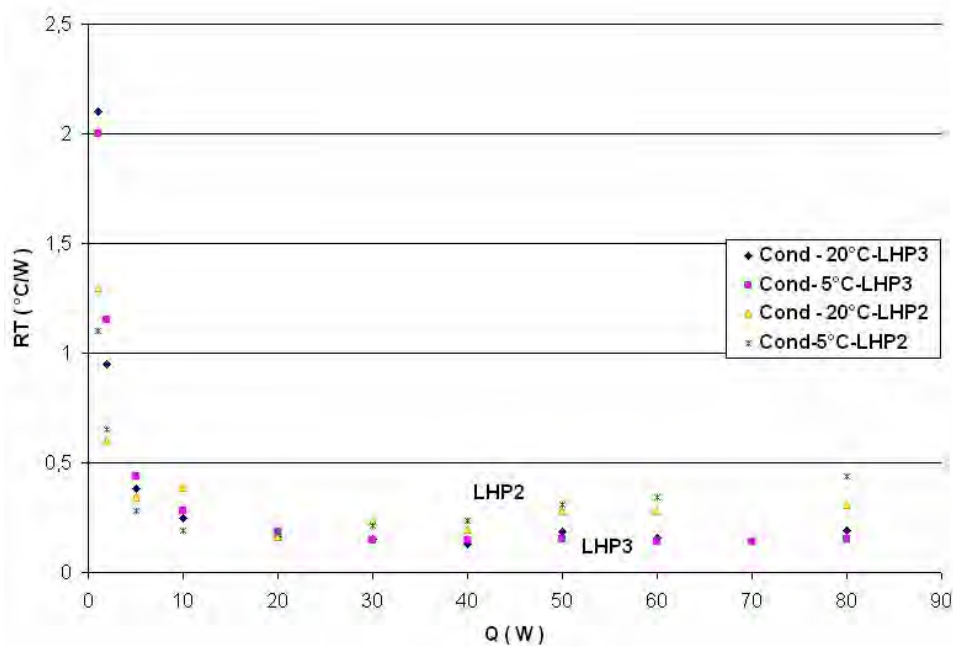


Figura 3.7. Resistências térmicas do LHP2 e LHP3.

De acordo com a análise de incerteza apresentada no Anexo B pela equação B.1, referente a equação 3.1 a incerteza relativa calculada foi de  $\pm 8\%$ .

Neste gráfico pode ser observada a eficiência da estrutura porosa primária com as resistências térmicas do LHP3 apresentando-se bem mais baixas que do LHP2. Essas estão diretamente relacionadas com a diminuição do calor parasita, pois contribui diretamente na manutenção das temperaturas do evaporador e da temperatura de operação do dispositivo. Um outro efeito importante apresentado foi o fato da estrutura porosa secundária utilizar artérias em sua operação, o que mostrou ser eficiente para a melhor comunicação entre a câmara de compensação e o interior do evaporador.



Dessa forma, comprova-se que as ranhuras circunferenciais promoveram uma redução substancial na temperatura do evaporador, como mostra a Fig. 3.8, sendo isso um fator bastante benéfico à operação do LHP como um todo.

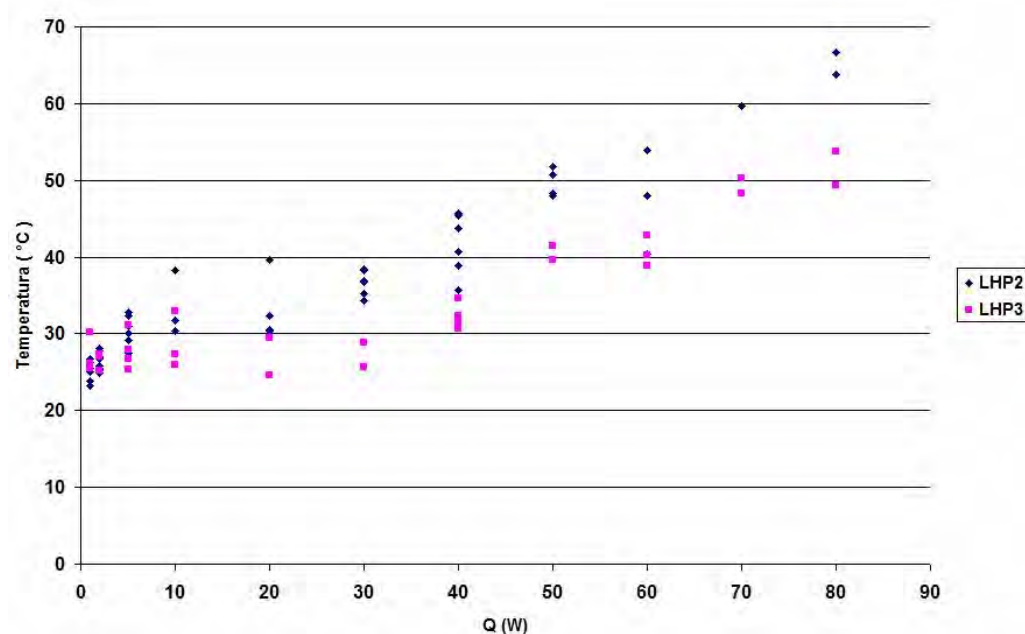


Figura 3.8. Temperatura do evaporador do LHP2 e LHP3.

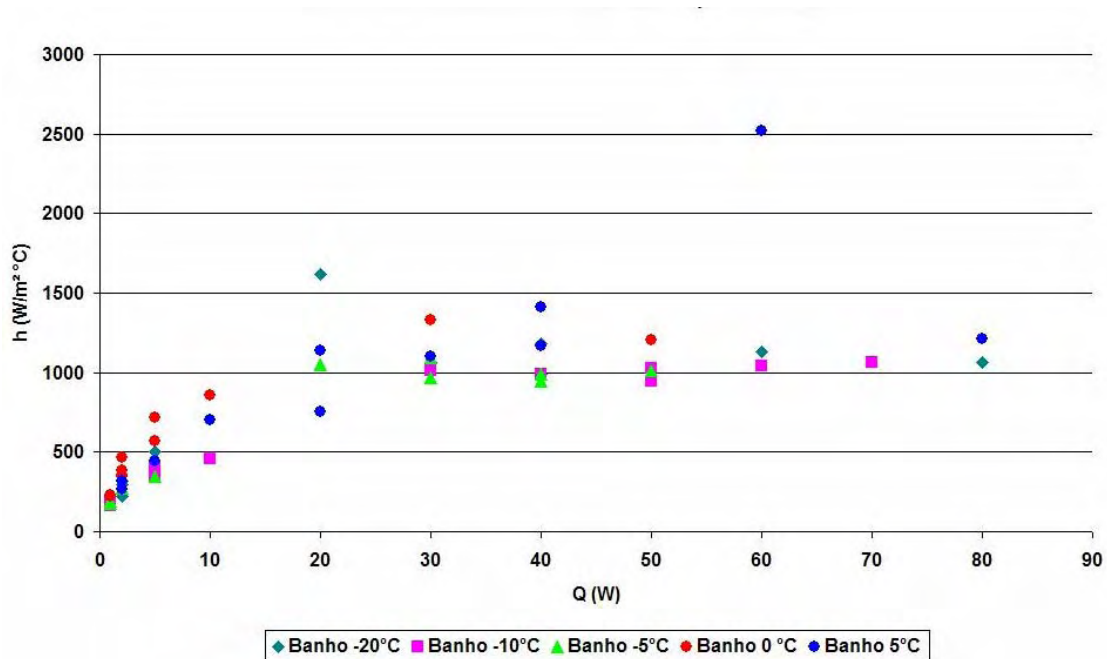
Através desse gráfico pode ser observado que a temperatura do evaporador do LHP3 é bem mais baixa que no LHP2, o que torna possível operar este dispositivo com taxas de calor mais altas, porém mantendo temperatura adequada de operação e a do evaporador, o que não ocorreria com a geometria de ranhuras axiais. Essa característica tem uma importância especial devido ao uso de um fluido de trabalho alternativo, que neste caso trata-se da acetona, mostrando que uma melhoria nas características geométricas do evaporador pôde resultar num melhor desempenho térmico sem a necessidade do uso de um fluido de trabalho mais eficiente como a amônia. Além do fato que o custo para a fabricação da estrutura porosa primária com ranhuras circunferenciais ser praticamente a mesma com ranhura axial. Da mesma forma, as ranhuras circunferenciais parecem operar como micro tubos de calor, transportando calor da parte mais quente para a parte mais fria do evaporador. Esse efeito contribui

para a diminuição da temperatura ao longo do evaporador capilar, bem como resultando na diminuição da resistência térmica entre o evaporador e a câmara de compensação (VLASSOV; RIEHL, 2005).

Na Fig. 3.9 também pode ser observado esse efeito através do coeficiente de calor do evaporador, o qual é calculado pela Lei de Resfriamento de Newton:

$$h = Q / (T_e - T_s) \times A_{evap} \quad (3.2)$$

A



**B**

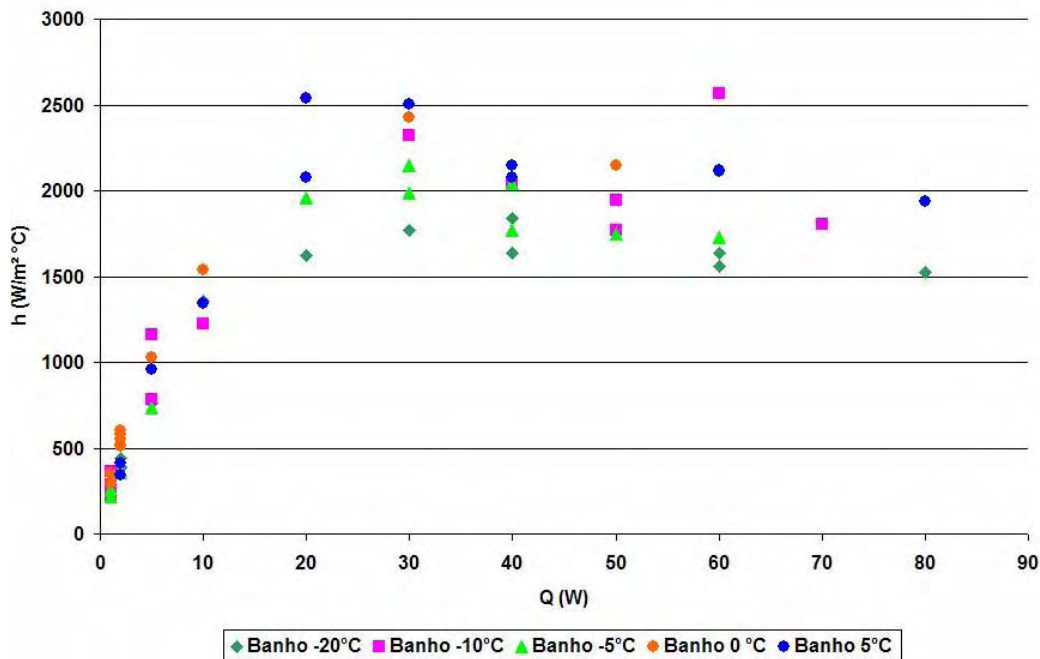


Figura 3.9. Coeficiente de transferência de calor no evaporador do (A) LHP2 e (B) LHP3.

Na Fig. 3.9 pode-se observar uma melhoria significativa no desempenho térmico, pois comparando os coeficientes de calor dos dois dispositivos, o LHP3 apresentou um comportamento térmico 60% melhor que o LHP2. Além disso, de acordo com a análise de incertezas apresentadas no Anexo B pela equação B.2, referente a equação 3.2 a incerteza relativa calculada foi de  $\pm 6\%$ .

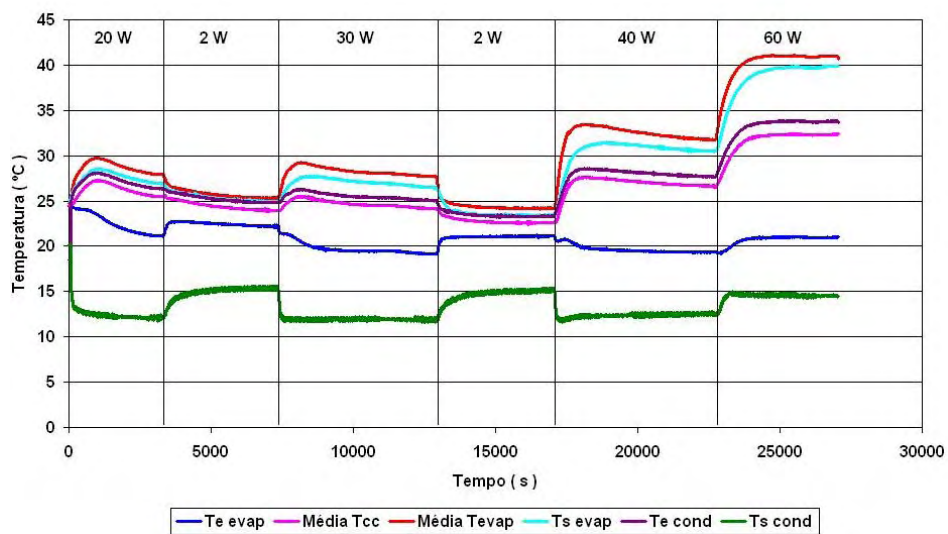
Aqui pôde-se observar que houve uma diminuição de transferência de calor parasita, devido a esses efeitos no novo projeto, o que mostra que esse conjunto de fatores resultou numa melhora significativa do desempenho térmico do LHP. Uma vez que o TCD-LHP3 apresentou coeficientes de transferência de calor mais elevados quando comparados com os resultados do TCD-LHP2, a melhoria no projeto do evaporador capilar representa um ganho muito importante para o desenvolvimento de LHPs. Isso é significativo sob o ponto de vista que a utilização de um fluido de trabalho menos eficiente, como é o caso da acetona, pode apresentar desempenho térmico altamente satisfatório. Sendo assim, a otimização do projeto de conjuntos evaporador

capilares / câmara de compensação representa uma tarefa aconselhável, uma vez que essa atitude pode representar ganhos mais significativos sob o ponto de vista tecnológico do que a simples substituição por um fluido de trabalho mais eficiente.

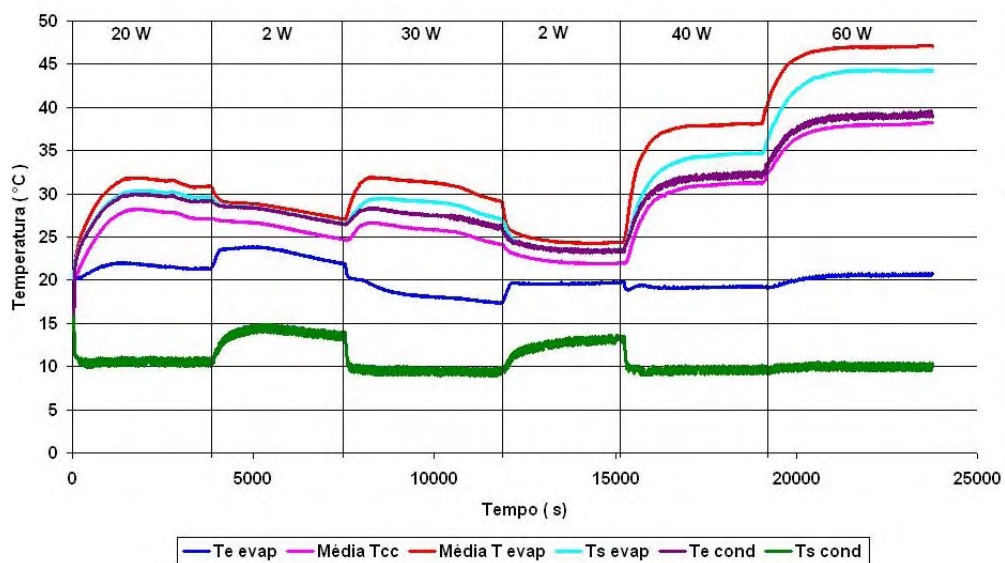
Os testes no laboratório mostraram confiabilidade durante a operação dos ciclos de potência em que as fontes de calor foram controladas e a potencialidade no uso da acetona como fluido de trabalho, em ambos os dispositivos, foi demonstrada. A melhoria no projeto do evaporador capilar, principalmente quanto à configuração geométrica das ranhuras no elemento poroso primário, resultou num ganho bastante importante para o LHP como um todo. Temperaturas mais baixas de operação, principalmente a altas taxas de calor, puderam ser atingidas, fazendo com que o LHP operasse abaixo do limite estabelecido para o projeto e para o polietileno.

### **3.3 Resultados comparativos de testes de vida e detecção de gases não condensáveis**

Contínuos testes em laboratório foram feitos no período de desenvolvimento do projeto de pesquisa em questão, visando avaliar a influência dos GNCs durante a operação do LHP ao longo do tempo. É importante salientar que foram 3 anos de testes contínuos. Aqui, para melhor exemplificar o desempenho do dispositivo LHP3 serão apresentados gráficos os quais mais uma vez mostram o desenvolvimento do dispositivo e a verificação da influência dos GNCs durante a operação ao longo do tempo. Os gráficos abaixo foram escolhidos aleatoriamente, porém com o maior intervalo possível nas datas de execução para que os dados fossem avaliados da melhor forma quanto ao seu desempenho do início ao fim dos testes no laboratório. A Fig. 3.10 mostra o ciclo de potência para o banho a 10 °C.



**A**



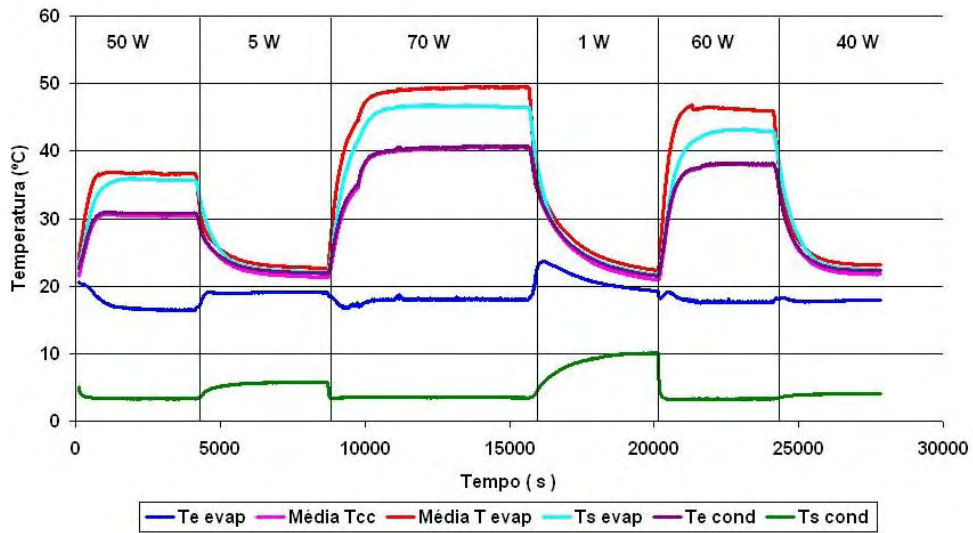
**B**

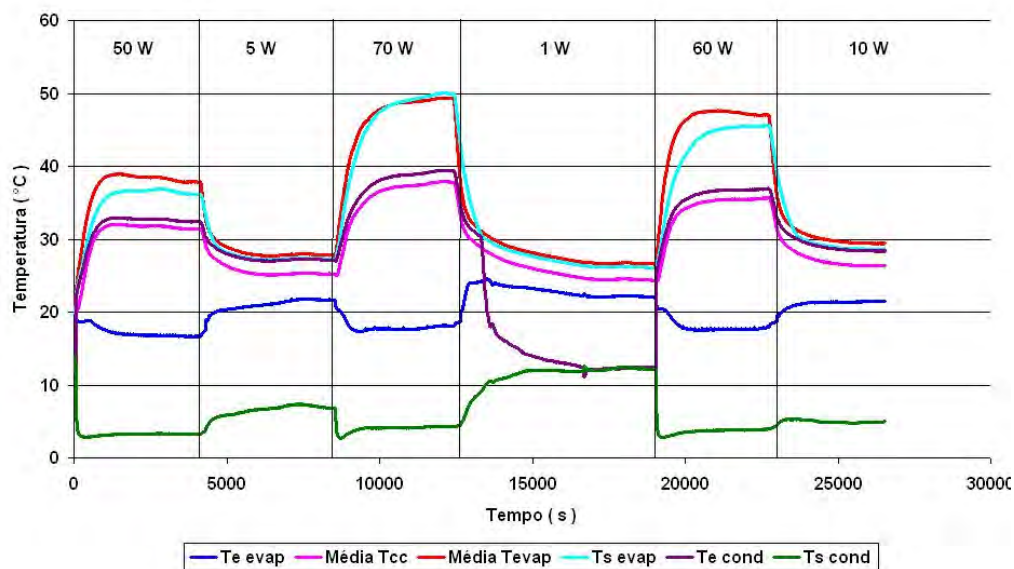
Figura 3.10. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 1 - banho a 10 °C nas datas: (A) 06-05 e (B) 05-07.

Os gráficos acima mostraram resultados confiáveis devido ao bom desempenho durante os testes no laboratório, além disso, as variações das temperaturas foram mínimas como pode ser observado, levando em conta também o grande intervalo de tempo na obtenção dos dados experimentais.

A Fig 3.11 abaixo mostra o ciclo de potência para do perfil 6 para o banho a 0°C.

A





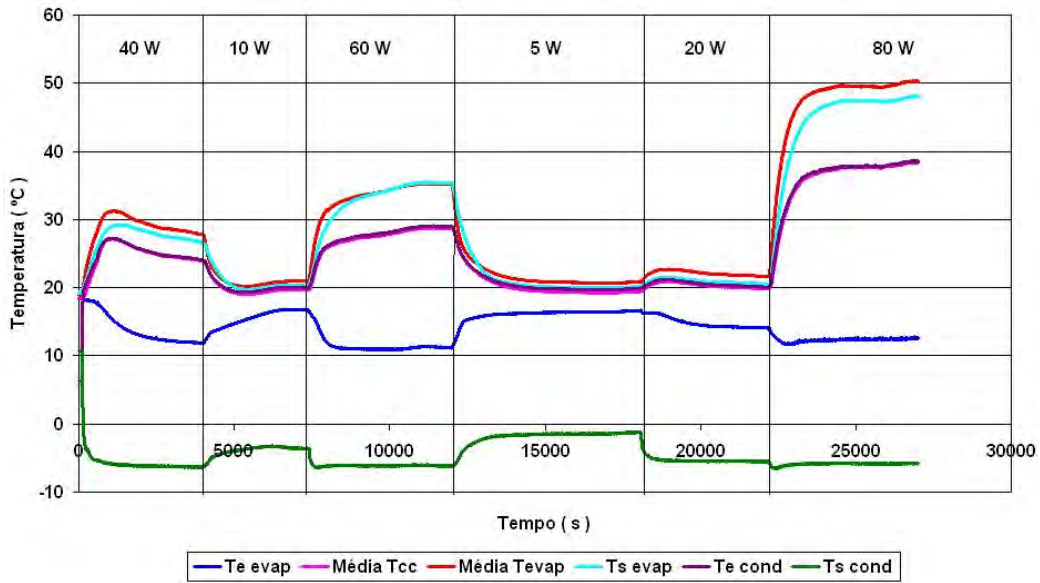
## B

Figura 3.11. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 6 - banho a 0 °C nas datas: (A) 08-05 e (B) 09-07.

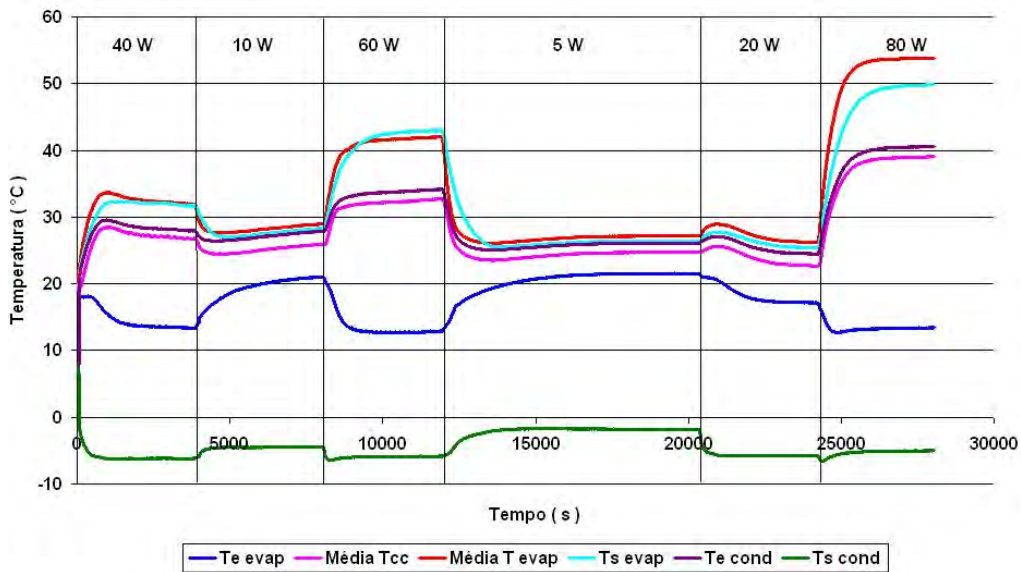
Na Fig. 3.11 da mesma forma que os outros testes foram feitas verificações constantes, quanto a observação em sua operação e a variação das temperaturas em questão. Nestes gráficos é importante observar que mesmo em altas cargas de potência as variações das temperaturas foram mínimas, apesar de um teste ter sido feito no ano de 2005 e outro em 2007. É importante comentar também que os testes contínuos foram utilizados para certificar os procedimentos de fabricação, montagem e análise da acetona utilizada nos LHPs.

Além da observação do uso da acetona através dos testes aqui apresentados e as avaliações acima citadas, todas essas análises em conjunto serviram para a verificação da geração de gases não condensáveis, os quais são nocivos a operacionalidade do dispositivo.

Na Fig. 3.12 abaixo é mostrado um ciclo de potência com o perfil 2 para o banho a - 10 °C.



**A**



**B**

Figura 3.12. Ciclo de potência TCD-LHP3 para o perfil 2 - banho a -10 °C nas datas: (A) 07-05 e (B) 09-07.



Mais uma vez, seguindo as análises dos testes de desempenho em condições de laboratório na avaliação da geração dos gases não condensáveis, os gráficos apresentados mostraram resultados confiáveis do desenvolvimento do dispositivo.

Durante todos os testes feitos durante 10 mil horas de dados experimentais, assim como as análises feitas visando o melhor funcionamento do dispositivo, foi possível concluir através dos dados obtidos, como mostra a Fig 3.13, que a geração mínima de gases está dentro da normalidade com a mínima variação das temperaturas, o que pôde ser verificado a partir dos testes de análise com infravermelho ao longo do tempo em que os LHPs estavam operando.

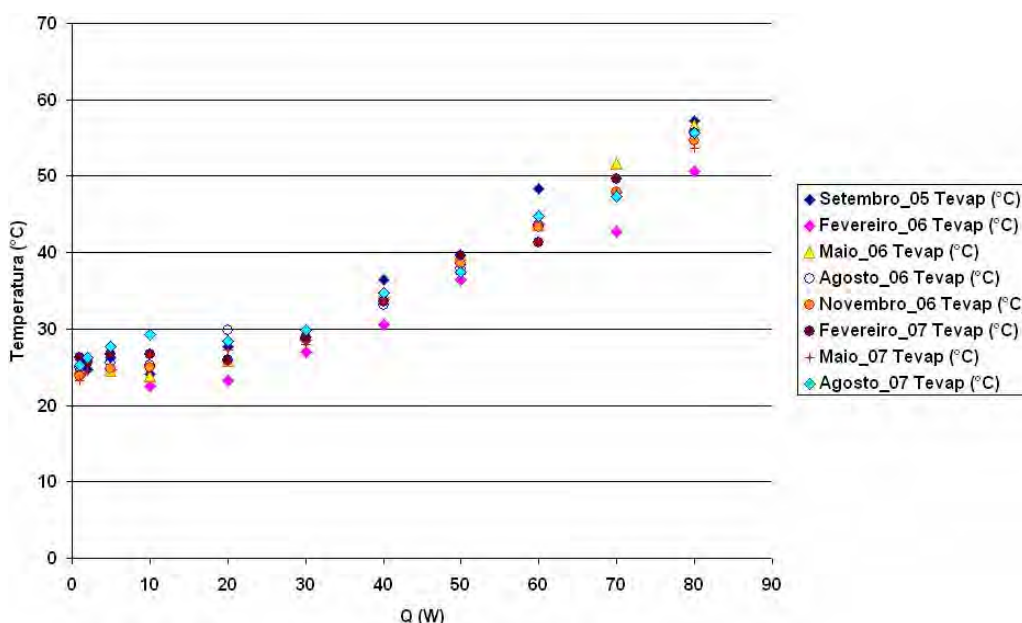


Figura 3.13. Ciclo de potência TCD-LHP3.

Analisando o gráfico acima podemos observar os dados experimentais obtidos de setembro de 2005 até o ano de 2007, o que mostra uma contínua execução dos testes e que principalmente em altas cargas de potência as variações das temperaturas foram mínimas.

Com todo o cuidado nas análises desde a construção do dispositivo até sua operação, pudemos obter bons resultados dos testes experimentais, assim como a confiabilidade no que diz respeito ao uso da acetona como fluido de trabalho.

Da mesma forma, uma contínua execução dos testes deram base para a avaliação da vida útil de LHPs destinados à aplicação espacial.

## **4. MODELO COMPUTACIONAL**

Seguindo as atividades de desenvolvimento do LHP, um programa computacional foi desenvolvido com o objetivo de obter uma ferramenta de projeto para LHPs. O programa utilizou um modelo de perda de carga hidráulica, com certas condições de operação em função da temperatura e taxa de calor introduzido ao evaporador, o qual buscou as condições ótimas de operação de uma dada geometria de LHP, aliada às condições de operação e fluido de trabalho.

Porém, como a intenção da utilização do programa foi de buscar condições ótimas de operação de uma dada geometria de LHP, dessa forma o programa utilizou um modelo de perda de carga hidráulica operando simultaneamente com o modelo térmico, sendo que ambos trabalhassem de forma interativa aliada às condições de operação do LHP e fluido de trabalho.

Por isso, os resultados obtidos nos testes experimentais foram utilizados para melhor estabelecer as variáveis de projeto do sistema, buscando sempre o ponto ótimo de operação do LHP para uma dada faixa de aplicação.

### **4.1 Modelo hidráulico**

#### **4.1.1 Pressão capilar**

Para conhecer a operação do LHP, tornou-se necessário investigar as resistências hidráulicas que são atuantes. Portanto, no funcionamento do circuito, a estrutura porosa deve desenvolver uma pressão capilar para superar a perda de carga total do sistema. A vantagem do circuito capilar é que o menisco na estrutura porosa do evaporador irá automaticamente ajustar o seu raio de curvatura, de tal forma que a pressão capilar resultante seja igual à perda de carga total do sistema (KU, 1999).

O modelo apresentado aqui segue as seguintes hipóteses:

- a) regime permanente de operação;
- b) o fluido é incompressível e opera em estado puro;
- c) as propriedades termofísicas são constantes para uma dada temperatura de saturação; (Ver Anexo A)
- d) a taxa de calor introduzida no evaporador é uniforme e não sofre variação; e
- e) as estruturas porosas apresentam raio médio de poro com distribuição homogênea ao longo de seu comprimento ativo.

A perda de carga total do sistema, para um escoamento em regime permanente é a soma da perda de carga de cada componente, como apresenta a equação (FAGHRI, 1995):

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{evap} + \Delta P_{ep} + \Delta P_{líquido} + \Delta P_{vapor} + \Delta P_{condensador} \quad (4.1)$$

O limite capilar depende do projeto e das características geométricas da estrutura porosa, podendo ser expressa pela equação de Young-Laplace:

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma \cos \theta}{R} \quad (4.2)$$

O que ocorre é que com o aumento da taxa de calor no evaporador, aumenta a vazão do fluido e a perda de carga total do sistema, com isso, o raio de curvatura do menisco decresce para fornecer uma pressão capilar mais elevada que combine com a perda de carga do sistema. O raio de curvatura continuará a diminuir com o aumento da taxa de calor até tornar-se igual ao raio do poro da estrutura porosa. Assim, a estrutura porosa alcançará o máximo da potencialidade do bombeamento capilar. A equação (4.2), no caso  $R = r$ , pode ser simplificada e sob essas condições torna-se:

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r} \quad (4.3)$$

No funcionamento do circuito, com o aumento da taxa de calor, a condição abaixo deve ser satisfeita, onde (FAGHRI, 1995):

$$\Delta P_{total} \leq \Delta P_{cap} \quad (4.4)$$

Logo, em regime permanente, a pressão capilar gerada no evaporador deve necessariamente ser balanceada com a perda de carga total.

#### **4.1.2 Determinação da perda de carga nos componentes do LHP**

##### **4.1.2.1 Perda de carga no evaporador**

A pressão no evaporador inclui três partes, a perda de carga devido ao escoamento do líquido e a perda de carga devido ao escoamento do vapor nas ranhuras do elemento poroso, além da perda de carga pelo escoamento do líquido através do elemento poroso primário.

###### **a) Perda de carga no evaporador devido ao escoamento do líquido**

Devido à baixa velocidade do líquido, a perda de carga devido ao escoamento do líquido no núcleo do evaporador pode ser desprezada. Somente a pressão devido ao atrito com a estrutura porosa foi considerada sendo então utilizada a relação dada pela Lei de Darcy (FAGHRI, 1995):

$$\frac{dP_{l,evap}}{dz} = \frac{\mu}{K} u_l \quad (4.5)$$

A velocidade do escoamento  $u$  é calculada pela equação da continuidade:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (4.6)$$

e a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{h_v} \quad (4.7)$$

Em que pela conservação da massa:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_v \quad (4.8)$$

Sabendo que a vazão mássica também pode ser expressa como (CAREY,1992):

$$\dot{m} = \rho u A \quad (4.9)$$

Logo, substituindo a Eq. (4.9) em (4.8), tem –se:

$$\rho_l u_l A_l = \rho_v u_v A_v \quad (4.10)$$

Em que a velocidade do escoamento pode ser expressa:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (4.11)$$

Seguindo a relação acima, a velocidade do líquido na estrutura porosa pode ser expressa apenas utilizando as propriedades do mesmo.

Substituindo a Eq. (4.11) em (4.5), tem-se:

$$\frac{dP_{l,evap}}{dz} = \frac{\mu \dot{m}}{2\pi L_{evap} K \rho_l r_{evap}} \quad (4.12)$$

A perda de carga do líquido na estrutura porosa primária foi obtida integrando a equação acima, onde:

$$\Delta P_{l,evap} = \int_{r_i}^{r_e} -\frac{dP_{l,evap}}{dz} dz = \frac{\mu \dot{m}}{2\pi L_{evap} K \rho_l} \ln \frac{r_e}{r_i} \quad (4.13)$$

**b) Perda de carga no evaporador devido ao escoamento do vapor**

Onde o diâmetro hidráulico no canal do vapor foi descrito como (REAY; KEW, 2006):

$$D_h = \frac{4 \times A_{evap}}{Pe} \quad (4.14)$$

em que  $Pe$  é o perímetro molhado no canal do vapor.

O número de Reynolds no escoamento do vapor foi definido como (REAY; KEW, 2006):

$$Re_{v,evap} = \frac{u_v D_h \rho_v}{\mu_v} \quad (4.15)$$

A perda de carga devido ao escoamento do vapor no evaporador pode ser definida como (REAY; KEW, 2006):

$$\frac{dP_{v,evap}}{dz} = - \frac{f_v u_v^2}{D_h 2} \quad (4.16)$$

O parâmetro adimensional,  $f$ , é chamado de fator de atrito de Darcy.

Assumindo escoamento laminar, pode-se aplicar a lei de Poiseuille:

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (4.17)$$

Para escoamento turbulento, a solução proposta por H. Blasius deve ser aplicada (CAREY,1992):

$$f = 0,316 \text{Re}^{-0,25} \quad 2300 \leq \text{Re} \leq 20000 \quad (4.18)$$

$$f = 0,184 \text{Re}^{-0,2} \quad \text{Re} > 20000 \quad (4.19)$$

A perda de carga devido ao escoamento do vapor no evaporador é expressa dependendo das condições do escoamento, em que (REAY; KEW, 2006):

a. Para escoamento laminar:

$$\Delta P_{v, \text{evap}} = \frac{16 \mu_v \dot{m} L_{\text{evap}}}{n_c \rho_v A_{\text{evap}} D_h^2} + \frac{\dot{m}^2}{n_c^2 \rho_v A_{\text{evap}}^2} \quad (4.20)$$

b. Para escoamento turbulento:

$$\Delta P_{v, \text{evap}} = \frac{16 \mu_v \dot{m} L_{\text{evap}}}{n_c \rho_v A_{\text{evap}} D_h^2} + \frac{0.0575 \mu_v^{0,25} \dot{m}^{1,75} (L_{\text{evap}}^{2,75} - L_r^{2,75})}{n_c^{1,75} \rho_v^{1,75} A_{\text{evap}}^{1,75} D_h^{1,25} L_{\text{evap}}^{1,75}} \frac{\dot{m}^2}{n_c^2 \rho_v A_{\text{evap}}^2} \quad (4.21)$$

#### 4.1.2.2 Perda de carga nas linhas de transporte

Num dispositivo LHP sabemos que assim como o evaporador e o condensador, as linhas de transporte também são importantes componentes para que todo o circuito funcione adequadamente. Porém com uma grande diferença de comportamento entre elas, pois a perda de carga na linha do vapor tem uma magnitude mais alta que a perda de carga na linha do líquido, devido a velocidade do vapor ser mais alta que a velocidade do líquido, causando assim maior pressão devido ao atrito nas paredes do tubo (RIEHL, 2000).

##### a) *Perda de carga na linha do líquido*

Analisando a linha do líquido a perda de carga devido ao atrito pode então ser expressa como (CAREY, 1992):



$$\Delta P_l = f_l(\text{Re}) \frac{L_l \rho_l u_l^2}{D_l} \quad (4.22)$$

Novamente o fator de atrito depende do número de Reynolds, então a perda de carga devido ao atrito é definida como sendo (CAREY, 1992):

$$\Delta P_l = \frac{128 m \mu_l L_l}{\pi D_l^4 \rho_l} \quad \text{para escoamento laminar} \quad (4.23)$$

$$\Delta P_l = \frac{0,241 L_l \mu_l^{0,25} m^{1,75}}{\rho_l D_l^{4,75}} \quad \text{para escoamento turbulento} \quad (4.24)$$

**b) Perda de carga na linha do vapor**

As equações de velocidade média e o número de Reynolds são similares às usadas na pressão na linha do líquido. Por isso, para determinar a perda de carga na linha de vapor, deve-se utilizar as relações acima citadas, apenas usando as propriedades para o vapor.

**4.1.2.3 Perda de carga no condensador**

A análise da perda de carga do vapor no condensador é similar a perda de carga na linha do vapor. Sendo assim, o condensador deve ser dimensionado quando este estiver operando em sua capacidade máxima, ou seja, com a potência total do evaporador e todo o comprimento do condensador sendo ocupado pelo vapor. Nesse caso, estabelece-se que o condensador estará sendo submetido ao escoamento somente de vapor (monofásico) no interior de seus tubos, onde as relações para perda de carga utilizadas na linha de vapor devem ser aplicadas.

### **4.1.3 Apresentação dos resultados**

A necessidade de desenvolver um modelo teve como objetivo correlacioná-lo com os testes experimentais feitos no laboratório visando aprimorar o projeto, bem como servir de ferramenta para outras configurações para uma dada aplicação.

Neste capítulo é apresentado o resultado do programa computacional que foi desenvolvido e utilizando o modelo de perda de carga hidráulica descrita acima. Todos os resultados foram obtidos com base nas características geométricas dos LHP apresentadas pela Tabela 2.1.

#### **4.1.3.1 Evaporador**

As características geométricas utilizadas no modelo para obterem-se os resultados foram as apresentadas na tabela 2.1. Além de que o modelo foi projetado para atuar até uma faixa de transferência de calor de 140 W, neste caso usando a acetona como fluido de trabalho, em que a temperatura está variando de 0°C a 120 °C. Buscou-se com isso a operação desse dispositivo a uma potência máxima de 80 W. Para o evaporador a Fig. 4.1 mostra as perdas de carga em que estão incluídas duas partes, a perda de carga devido ao escoamento do líquido (PLE) e a perda de carga devido ao escoamento do vapor (PVE). Os gráficos foram gerados utilizando acetona como fluido de trabalho, sob a condição de uma potência de 80 W, em que foram utilizadas as equações e as correlações apresentadas neste capítulo, além de serem utilizadas as características geométricas do LHP3 mostradas na tabela 2.1.

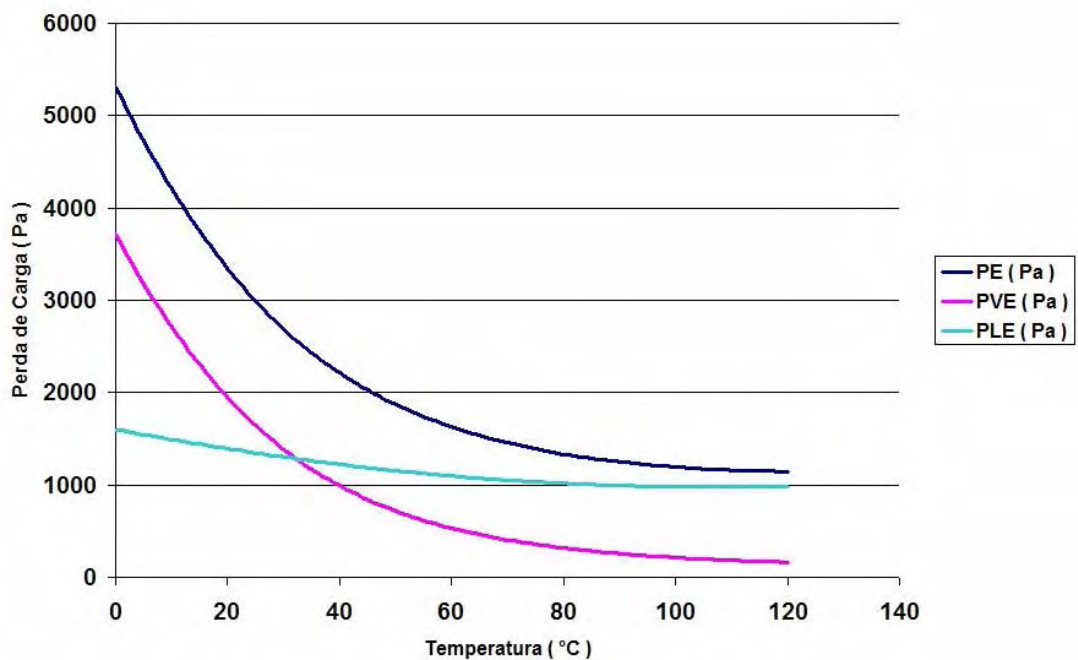


Figura 4.1. Perdas hidráulicas no evaporador.

Neste gráfico foram avaliadas as perdas de carga no evaporador, pois conforme a temperatura aumenta, a perda de carga do vapor deveria aumentar por efeito da aceleração e não somente do atrito, como foi apresentada aqui. Sendo assim, com velocidades maiores do vapor com o aumento da temperatura, a componente da perda de carga por atrito passa a ser dominante. No entanto, a perda de carga devido ao escoamento do líquido no elemento poroso aumenta em função da velocidade, o que pode ser um fator determinante em altas taxas de calor introduzidas no evaporador.

#### 4.1.3.2 Linhas de transporte

É importante saber que assim como as características geométricas do evaporador e da estrutura porosa primária dependem da taxa de calor máxima, o evaporador deve ser capaz de vencer o total das perdas de carga, na sua capacidade máxima (MAYDANIK, 2005). O comprimento e o tamanho das linhas de transporte influenciam

a perda de carga do sistema, por isso dependem da distância entre as fontes de calor de alta e baixa temperatura.

Logo, seguindo os critérios descritos acima nos item 4.1.2.2, a Fig. 4.2 apresenta a perda de carga na linha do líquido e a Fig. 4.3 apresenta a perda de carga na linha de vapor:

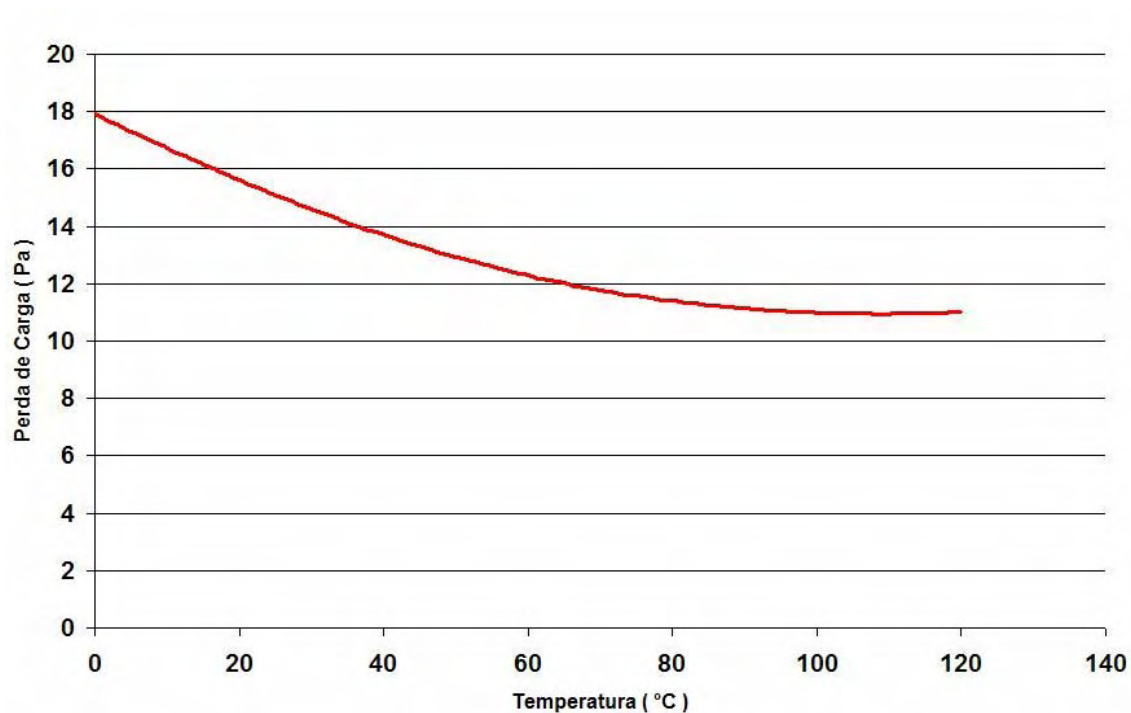


Figura 4.2. Perdas hidráulicas na linha do líquido.

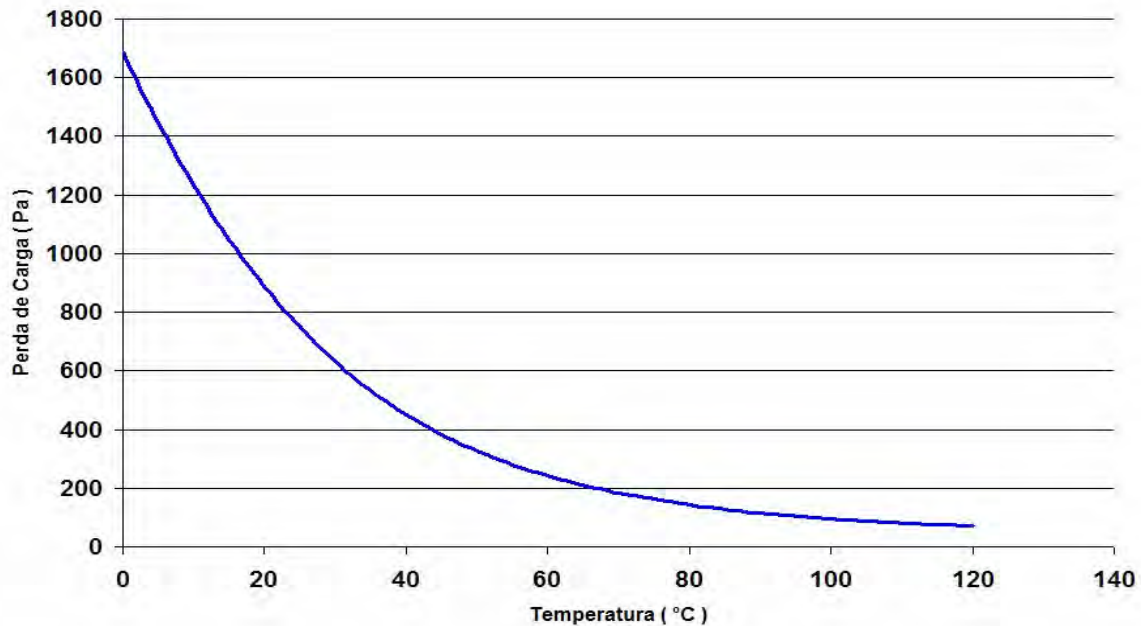


Figura 4.3. Perdas hidráulicas na linha do vapor.

No gráfico acima pudemos observar que as perdas hidráulicas na linha do vapor foram bem mais significantes do que na linha do líquido, isso ocorreu devido a velocidade do vapor ser mais alta que a velocidade do líquido. Entretanto, a velocidade do vapor sendo mais alta, logo o número de Reynolds também irá aumentar, sendo um fator importante na análise de perdas hidráulicas no dispositivo. Além de que o aumento da velocidade efetivamente causa maior pressão devido ao atrito nas paredes do tubo.

#### 4.1.3.3 Condensador

Na obtenção dos resultados para este trabalho, foi inicialmente considerado que o condensador está sendo submetido ao escoamento somente de vapor no interior de seus tubos (operando totalmente aberto), em que foram aplicados os mesmos critérios para a linha do vapor. Nesse modo de funcionamento, o condensador apresenta-se na sua capacidade máxima de operação sendo essa a condição crítica sob o ponto de vista da perda de carga hidráulica.

A Fig. 4.4 apresenta o resultado obtido para o condensador, o que mostra o comportamento parecido com a linha do vapor.

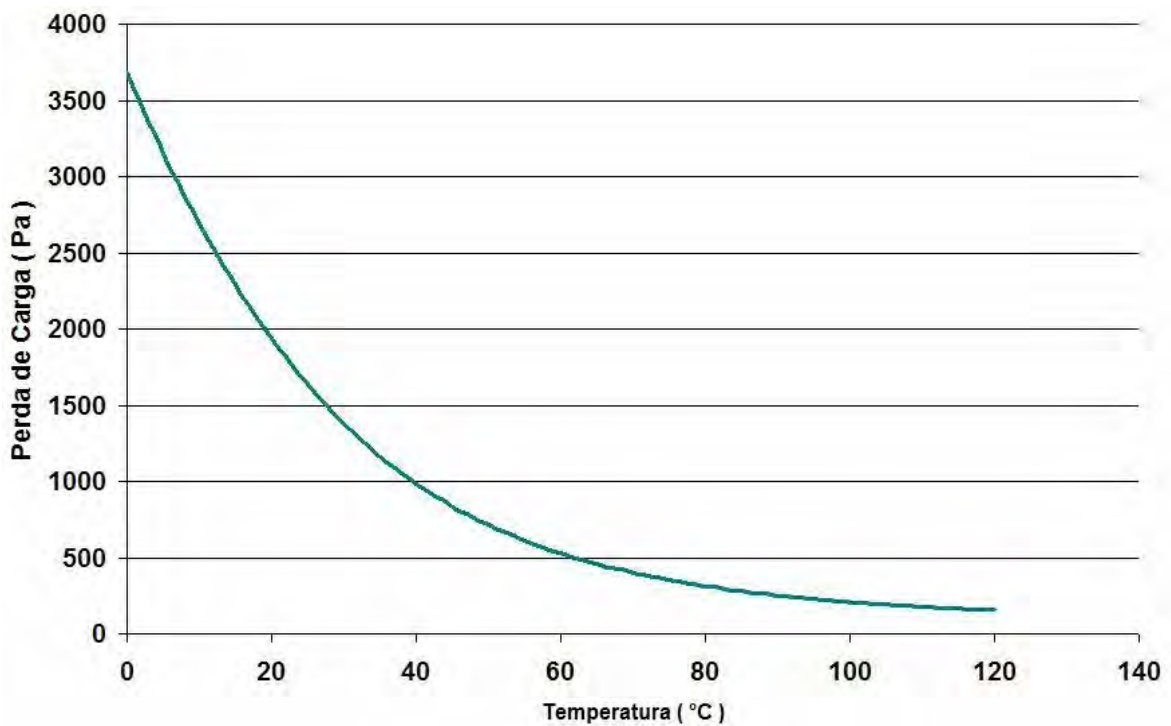


Figura 4.4. Perdas hidráulicas no condensador.

As perdas hidráulicas no condensador mostraram-se com maior magnitude que na linha do líquido, isso ocorreu pelo mesmo fato que na linha do vapor. No condensador foi feita uma análise mais cuidadosa, pois ele foi dimensionado para operar com sua capacidade máxima, ou seja, todo o seu comprimento sendo utilizado pelo vapor. Logo, os cálculos foram importantes para predizer os limites de operação, que no caso o limite da pressão capilar para que pudessem obter resultados de operação esperados.

Esse resultado obtido pelo modelo matemático apresentado mostrou-se satisfatório, visto que no próximo item 4.2 ele foi acoplado a um modelo com as características térmicas de operação do LHP para que tornasse uma ferramenta de

projeto de LHPs. Os modelos hidráulico e térmico, apresentados no item a seguir, operam simultaneamente. A validação do modelo como um todo foi feita com base nos dados experimentais.

## **4.2 Modelo térmico**

O modelo matemático foi baseado nas equações de conservação de energia em regime permanente, em que para uma dada aplicação de uma carga de calor, conhecendo a temperatura de condensação e a ambiente, a temperatura de operação do LHP pudesse ser calculada.

Para determinar a temperatura de operação em regime permanente, detalhes de perda de carga e cálculos da transferência de calor foram efetuados.

Para o funcionamento do modelo, a lista dos parâmetros teve que ser corretamente fornecido, isto é, detalhes das dimensões de cada componente, taxa de calor, porosidade da estrutura porosa primária, assim como sua permeabilidade e raio do poro, vazão mássica, temperatura do dissipador, temperatura ambiente, condutância térmica externa do condensador. Os valores típicos da condutância térmica externa do condensador por unidade de comprimento dependeram do fluxo e da resistência térmica de contato entre o tubo e a placa do condensador (KAYA; KU, 1999).

Entretanto, a distribuição da pressão e da temperatura ao longo do LHP, a localização da interface líquido-vapor, a quantidade de calor parasita (transferência de calor entre o evaporador e a câmara de compensação), a quantidade de líquido sub-resfriado vindo da linha do líquido foram incluídos no parâmetro de saída.

O procedimento do cálculo foi dividido em duas partes: cálculo da perda de carga e cálculo dos parâmetros térmicos. No item anterior foi apresentado todo o procedimento para o cálculo da perda de carga hidráulica ao longo do LHP, assim como avaliação dos resultados.

No desenvolvimento desse modelo, assumiu-se o seguinte:

- A troca de calor do corpo do evaporador e da estrutura porosa primária é somente na direção radial;
- O reservatório e o núcleo do evaporador, ambos contém fluido na fase líquida e vapor;
- LHP alcança o regime permanente numa dada condição de operação do dispositivo;
- As correlações do escoamento monofásico são aplicadas para calcular a pressão no condensador e o subresfriamento;
- A troca de calor entre o LHP e o ambiente e assume-se ser somente por convecção natural; e
- A condução de calor através da estrutura porosa secundária, do evaporador para o reservatório é desprezada.

Baseado nos itens acima foi feito o modelo térmico em regime permanente. Os detalhes do modelo, assim como os cálculos e procedimentos são discutidos aqui.

Já foi mencionado neste trabalho que a câmara de compensação é responsável pelo equilíbrio da temperatura e da pressão do sistema e isso é resultado da transferência de calor sob três condições (KAYA; HOANG, 1999), sendo elas:

1. troca de calor entre o evaporador e a câmara de compensação (calor parasita);
2. troca de calor entre a câmara de compensação e o ambiente; e
3. troca de calor entre a câmara de compensação e o líquido que retorna da linha do líquido.

Abaixo é apresentada a equação da conservação de energia em regime permanente para que as condições acima sejam satisfeitas:

$$\dot{Q}_{HL} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{CC-A} \quad (4.25)$$



Nestas condições o que ocorre é que a temperatura de operação do LHP se ajusta de tal forma que, no condensador, gera-se o subresfriamento suficiente para compensar o calor parasita e a troca de calor com o ambiente.

Há dois caminhos diferentes do fluxo de calor do evaporador para o reservatório bifásico. A primeira é o calor parasita na direção radial, ou seja, condução radial através da estrutura porosa primária para o núcleo do evaporador e então para o reservatório. A segunda é o calor parasita na direção axial, porém neste caso será desprezado.

O que refere-se ao calor parasita na direção radial, o calor conduzido radialmente da superfície externa para a interna da estrutura porosa primária pode ser escrita como (KAYA;HOANG, 1999):

$$\dot{Q}_{HL} = \frac{2 \pi k_{ef} L_w}{\ell n(D_{ext} / D_i)} \Delta T_{ac.w} \quad (4.26)$$

A troca de calor entre o líquido que retorna subresfriado e o material da estrutura porosa primária causa um perfil de temperatura não linear. Devido às condições de saturação, de ambas as superfícies da estrutura porosa primária, a diferença de temperatura pode ser obtida pela diferença de pressão:

$$\Delta T_{ac.w} = \left( \frac{dT}{dP} \right)_{sat} (\Delta P_{total} - \Delta P_w) \quad (4.27)$$

em que  $\left( \frac{dP}{dT} \right)_{sat}$  é calculado pela equação de Clausius- Clapeyron (MORAN; SHAPIRO, 2006):

$$\left( \frac{dP}{dT} \right)_{sat} = \frac{\lambda}{T(v_v - v_l)} \quad (4.28)$$

sendo  $v_v$  e  $v_l$  volume específico do vapor e do líquido, respectivamente.

Na Eq. (4.26) observa-se que há a necessidade de calcular a condutividade térmica efetiva da estrutura porosa primária, a qual se sabe que depende tanto do material do elemento poroso quanto do fluido de trabalho.

Logo, a correlação utilizada para o cálculo da condutividade térmica efetiva para materiais heterogêneos pode ser expressa (FAGHRI, 1995):

$$k_{ef} = k_m \left\{ \frac{2 + (k_l / k_m) - 2\varepsilon[1 - (k_l / k_m)]}{2 + (k_l / k_m) + 2\varepsilon[1 - (k_l / k_m)]} \right\} \quad (4.29)$$

Obtendo o resultado da equação acima, a Eq. (4.26) pode ser calculada.

#### **4.2.1 Cálculo dos parâmetros de transferência de calor**

Abaixo são mostrados previamente os cálculos e correlações utilizados no desenvolvimento do sistema de equações. O sistema de equações deve ser então capaz de determinar os parâmetros de operação de um LHP, baseado nas suas características geométricas e de transporte de calor, diretamente influenciados pelos parâmetros hidráulicos. Sendo assim, o sistema de equações pode servir como importante ferramenta de projetos.

##### **4.2.1.1 Coeficiente de transferência de calor**

O coeficiente de transferência de calor total para o escoamento num tubo pode ser obtido através das resistências térmicas interna e externa, expressa como (CHUANG, 2003):

$$\left(\frac{UA}{L}\right) = \frac{1}{\frac{1}{Nu \times k\pi} + \left[\frac{1}{(h \times A/L)}\right]} \quad (4.30)$$

Num tubo circular em escoamento laminar, o número de Nusselt pode ser estabelecido como sendo (INCROPERA, 1996):

$$Nu = 4,36 \quad \text{para fluxo de calor constante numa superfície} \quad (4.31)$$

$$Nu = 3,66 \quad \text{para temperatura constante na parede} \quad (4.32)$$

O número de Nusselt para escoamento turbulento é determinado por uma correlação empírica. Aqui é usada para o cálculo a relação de Dittus -Boelter (INCROPERA, 1996):

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (4.33)$$

em que Re é número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl e  $n = 0,4$  para o fluido de trabalho sendo aquecido (temperatura da parede é maior do que a temperatura do fluido) e  $n = 0,3$  para o fluido de trabalho sendo resfriado.

Para a troca de calor com o ambiente, o coeficiente de transferência de calor para a parede do lado externo assumiu-se ser por convecção natural. Porém, se tratando dos efeitos de transferência de calor no espaço, o mecanismo é realizado por radiação e a consideração apropriada desse parâmetro deve ser feita quando simulando sua operação nessas condições.

Seguindo o procedimento acima para calcular o coeficiente de transferência de calor, tornou-se necessário a utilização de parâmetros para o cálculo do modelo bifásico para o escoamento no interior do condensador.

#### 4.2.2 Retorno do líquido subresfriado

Num LHP, forças capilares são geradas no evaporador capilar por intermédio de uma estrutura porosa localizada em seu interior, o qual adquire calor e transfere para o fluido de trabalho que encontra-se em estado puro e saturado. O vapor gerado é responsável pelo deslocamento do líquido nas linhas para o condensador durante a partida do dispositivo.

Uma vez condensado, ainda por efeito de forças capilares, o líquido com um certo grau de subresfriamento, segue de volta ao evaporador capilar onde se completa o ciclo.

Seguindo o ciclo descrito acima e fazendo o balanço de energia, o calor excluído numa porção bifásica do condensador  $\dot{Q}_C$  pode ser escrito da seguinte forma (KAYA; HOANG, 1999):

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{APP} - \dot{Q}_{HL} - \dot{Q}_{VL-A} \quad (4.34)$$

em que a troca de calor entre a linha do vapor e o ambiente pode ser positivo ou negativo dependendo da temperatura ambiente e do dissipador.

Para os casos de transferência de calor com mudança de fase no interior do tubo, em que existe um fluxo constante na parede, o modelo para a determinação do comprimento no qual esse processo ocorre, pode ser descrita a partir do esquema abaixo (INCROPERA, 1996):

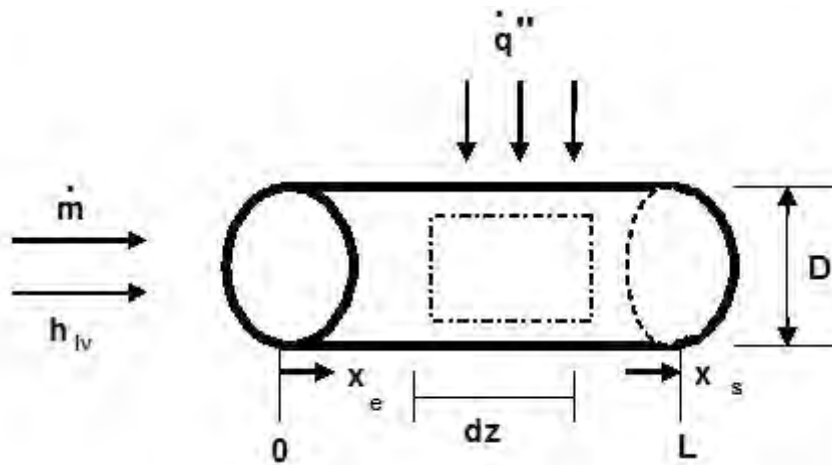


Figura 4.5. Esquema do balanço de energia no tubo do condensador.

O balanço de energia como mostra a Fig. 4.5 torna-se:

$$\dot{q}'' \pi D dz = \dot{m} h_{lv} dx \quad (4.35)$$

Rearranjando:

$$dz = \frac{\dot{m} h_{lv}}{\dot{q}'' \pi D} dx \quad (4.36)$$

Integrando a equação acima, entre o título de entrada e saída, tem-se:

$$z = L_{Bif} = \int_{x_e}^{x_s} \frac{\dot{m} h_{lv}}{\dot{q}'' \pi D} dx \quad (4.37)$$

em que o termo no numerador dentro da integral refere-se aos parâmetros relativos ao escoamento interno do tubo e o denominador ao que ocorre no exterior.

Logo, a perda de calor na porção bifásica no tubo do condensador ocorre por dois caminhos, ou seja, para o ambiente e para o dissipador como é mostrado na Fig.4.6.

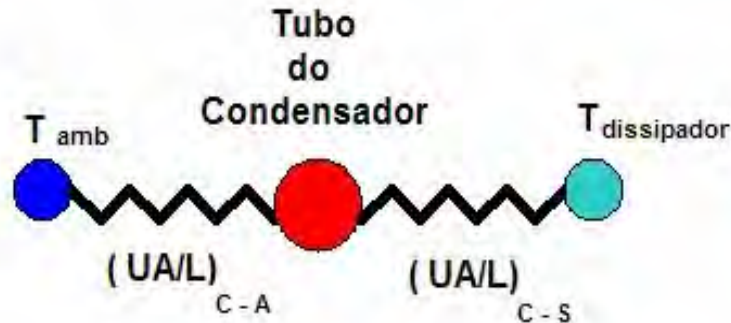


Figura 4.6. Esquematização das resistências térmicas no condensador.

Rearranjando a eq.(4.37), a troca das temperaturas através do tubo pode ser expressa como sendo (KAYA; HOANG, 1999):

$$L_{Bif} = \dot{Q}_C \times \int_{x_e}^{x_s} \frac{dx}{\left[ (UA/L)_{c-s}^{2\phi} (T_{SAT} - T_{DIS}) + (UA/L)_{c-A}^{2\phi} (T_{SAT} - T_{AMB}) \right]} \quad (4.38)$$

em que na saída do condensador o título  $x_s$  (MORAN; SHAPIRO, 2006) na equação acima, assume ser zero por considerar uma condensação completa, resultando somente a saída de líquido.

Para resolver a Eq. (4.38), as condutâncias térmicas relacionadas em parênteses foram calculadas considerando as resistências térmicas internas e externas e o multiplicador bifásico, tornando assim (KIM; GOLLIHER, 2002):

$$\left( \frac{UA}{L} \right)_{2\phi} = \frac{1}{\frac{1}{h_{2\phi} \times \pi \times D} + \left[ \frac{1}{(U \times A/L)} \right]} \quad (4.39)$$

em que os coeficientes de transferência de calor para o modelo bifásico são (KIM; GOLLIHER, 2002):

$$h_{2\phi} = \Phi_L h_L \quad (4.40)$$

$$h_L = \frac{Nu_L \times k_L}{D} \quad (4.41)$$

Utilizando a correlação de Lockhart- Martinelli (CAREY,1992), em regime permanente, em que foi proposta a generalização da correlação do multiplicador em escoamento bifásico para um tubo horizontal, sendo definido como :

$$\Phi_L = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right)^{1/2} \quad (4.42)$$

em que o Parâmetro de Martinelli X é (CAREY,1992):

$$X = \left[ \frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_v} \right]^{0.5} = \left( \frac{f_l}{f_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{1-x}{x} \right) \quad (4.43)$$

O valor da constante C na Eq. (4.42) depende do regime do escoamento associado com o escoamento do líquido e do vapor ao longo do tubo. A Tabela 4.1 indica as constantes para quatro diferentes possíveis combinações do escoamento.

Tabela 4.1 Valor da constante C proposto por Lockhart- Martinelli no multiplicador bifásico.

Líquido	Vapor	Constante C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Fonte: Carey (1992)

Logo, resolvendo a Eq. (4.42), pode-se integrar a Eq. (4.38) em função de  $x$  e obter o comprimento bifásico, observando que se o comprimento for menor que o comprimento total, logo a interface líquido-vapor estará situada dentro do condensador (KAYA; HOANG, 1999).

Depois de obter o comprimento bifásico no condensador, a temperatura do líquido na saída do condensador pode ser calculada, assim como a temperatura de saída na linha do líquido.

Portanto, fazendo o balanço de energia e em seguida integrando tem-se:

$$\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{conv} = 0 \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_{conv} = UA \Delta T \quad (4.46)$$

$$\frac{\dot{Q}_c}{\lambda} C_p \frac{dT}{dz} = \left( \frac{UA}{L} \right)_{c-s}^L (T - T_{DIS}) \quad (4.47)$$

Portanto, integrando a equação acima, podemos obter a temperatura na saída do condensador.

$$T_{s-Cond} = T_{dis} + (T_{sat} - T_{dis}) \exp\left[-\frac{(UA/L)_{c-s} (L_C - L_C^{2\phi})}{\left(\dot{Q}/h_{lv}\right)^* C_p}\right] \quad (4.48)$$

Similarmente ocorre para obter a temperatura de saída na linha do líquido.

Utilizando a equação (4.47), podemos obter a quantidade de calor que retorna do líquido subresfriado que é dado por:



$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m} C_p (T_{sat} - T_{S-Cond}) \quad (4.49)$$

Seguindo o ciclo do dispositivo e sabendo que a câmara de compensação é responsável por controlar a pressão de saturação, bem como ajustar a temperatura do circuito em que opera, aqui torna-se necessário obtermos a troca de calor do reservatório com o ambiente, que é dado por (KAYA; HOANG, 1999):

$$\dot{Q}_{CC-A} = (UA/L)_{CC-A} L_{CC} (T_{SAT} - T_{AMB}) \quad (4.50)$$

Finalizando os cálculos e correlações utilizadas no desenvolvimento do sistema desenvolvido de equações, no próximo item são apresentados os resultados da aplicação do modelo matemático.

### 4.2.3 Apresentação dos resultados

Neste modelo foram consideradas interações térmicas entre o sistema e a carga de calor, o dissipador e o ambiente. Além de que, para calcular a temperatura de operação do sistema foi aplicada carga de calor no evaporador, considerando alguns parâmetros de geometria, temperaturas do dissipador e ambiente assim como o fluido de trabalho.

O modelo computacional foi desenvolvido para operar em estado permanente, ou seja, a distribuição da temperatura ao longo do LHP não muda com relação ao tempo.

Na Fig. 4.7 são apresentados os resultados teóricos com relação aos resultados experimentais, em que são comparadas as temperaturas do evaporador obtidas nos experimentos ( $T_{exp}$ ) com o calculado ( $T_{teo}$ ), considerando temperatura ambiente 19°C e 5°C a temperatura do dissipador.

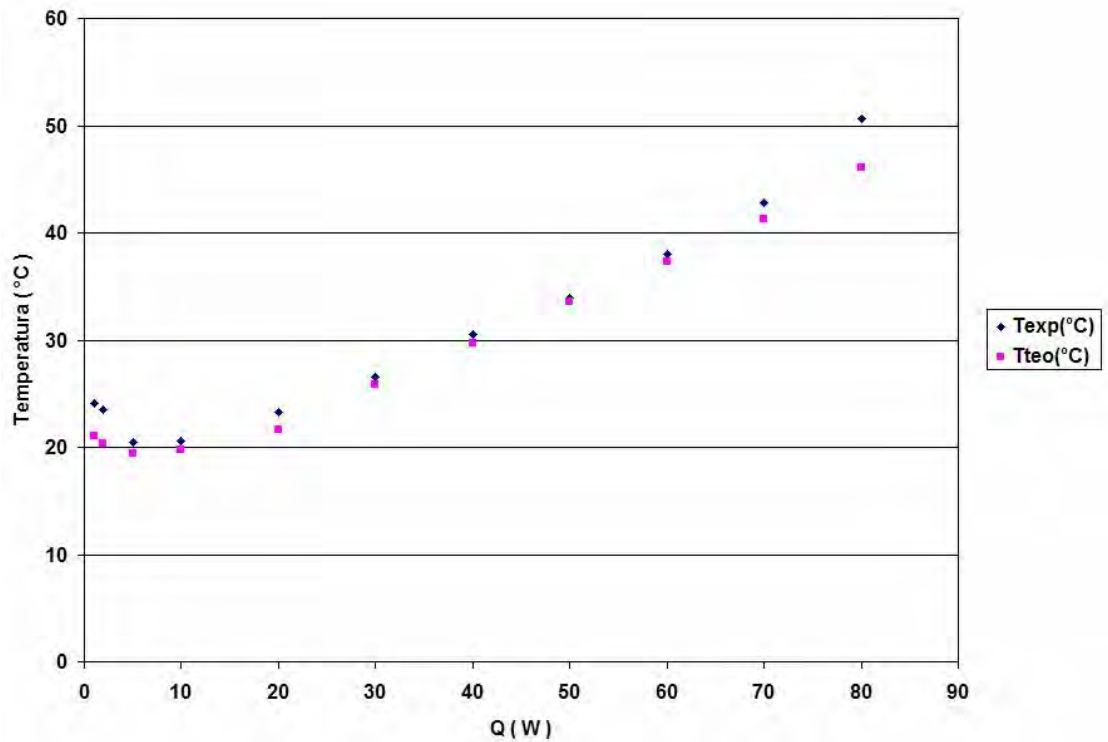


Figura 4.7. Comparação dos resultados experimentais e teóricos do LHP3.

No gráfico da Fig. 4.7 podemos observar que inicialmente a temperatura de operação decresce enquanto a carga de calor aumenta até aproximadamente 5 W, isso ocorre devido ao líquido frio que retorna do condensador. No caso desse gráfico essa pequena região apresenta-se no modo de condutância variável, ou seja, a carga de calor é pequena, porém o suficiente para o início do funcionamento do dispositivo e o vapor é condensado rapidamente no condensador. Desta maneira, nessa pequena região a temperatura do fluido de trabalho na saída do condensador é bem próxima da temperatura do dissipador.

Com o aumento da carga de calor, a temperatura do líquido na saída do condensador começa a aumentar, até que ultrapassa a temperatura do dissipador, com isso a temperatura na saída da linha do líquido também aumenta. Em outras palavras, seguindo essa tendência num certo ponto o condensador opera em sua capacidade máxima e o LHP opera no modo de condutância constante. A partir de 5W a

temperatura de operação aumenta quase que linearmente com a carga de calor, como pode ser observado na Fig. 4.7.

A pequena discrepância dos dados teóricos com os experimentais que ocorre no início do gráfico é devido a troca de calor com o ambiente que em potências baixas tem maior efeito. Em potências altas, o balanço de energia tem maior efeito sobre o líquido que retorna do condensador do que a troca de calor que se realiza com o ambiente (KAYA; HOANG, 1999).

Na Fig 4.8 é apresentada a comparação dos resultados teóricos e experimentais para a temperatura do dissipador a 0°C e a Fig. 4.9 com o dissipador a 10°C a uma temperatura ambiente de 19°C.

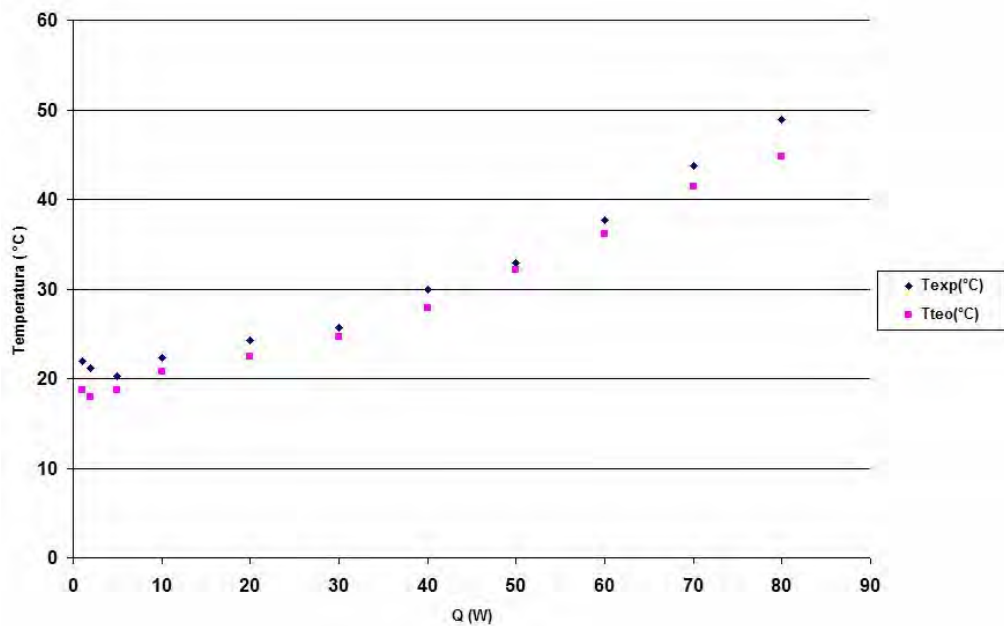


Figura 4.8. Comparação dos resultados experimentais e teóricos do LHP3 para temperatura do dissipador a 0°C.

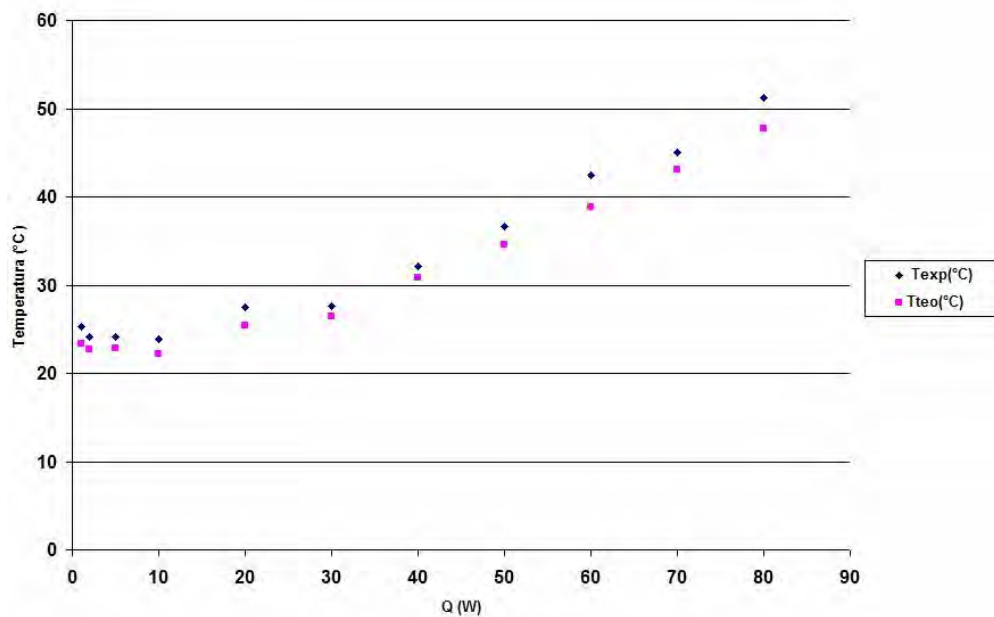


Figura 4.9. Comparação dos Resultados Experimentais e Teóricos do LHP3 para temperatura do dissipador a 10°C.

Nesses dois gráficos podemos observar primeiramente o deslocamento da tendência da curva na região que ocorre a condutância variável, pois se desloca para as cargas baixas. Isso é, quando a temperatura do dissipador é próxima a temperatura ambiente, ocorre um ligeiro subresfriamento pelo condensador, ou seja, a temperatura do líquido na saída do condensador é próxima a temperatura do dissipador.

A Fig 4.10 mostra o comportamento em estado permanente das temperaturas de operação, assim como as temperaturas de saída do condensador e da linha do líquido.

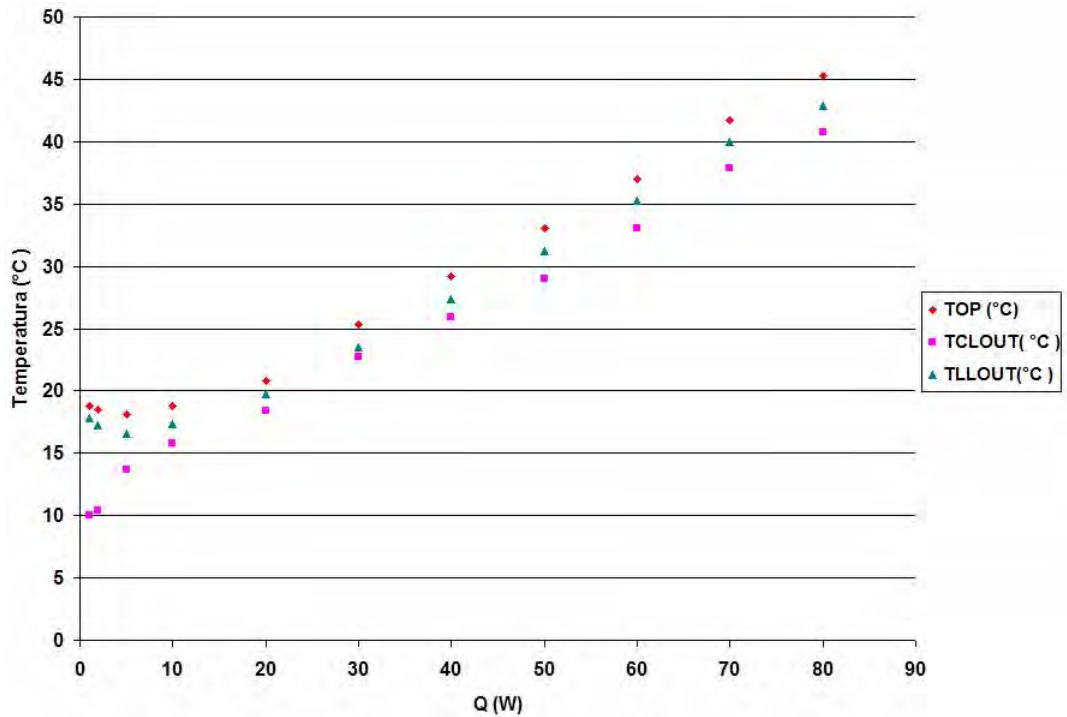


Figura 4.10. Comportamento das temperaturas do LHP3, para temperatura do dissipador a 10°C e temperatura ambiente a 19 °C.

No gráfico acima pode-se observar que a mínima temperatura de operação ocorre quando a carga de calor está a 5 W, além de ocorrer a transição do modo de condutância variável para a condutância constante. Quando o LHP está operando em condutância variável, a temperatura do fluido na saída do condensador é próximo da temperatura do dissipador, já a temperatura do líquido na saída da linha do líquido segue a mesma tendência que a temperatura de operação. Logo a temperatura do fluido na saída do condensador aumenta com o aumento da carga de calor quando o LHP está operando em condutância constante. Em outras palavras, com temperatura ambiente a 19°C, o fluido de trabalho na linha do líquido ganha calor do ambiente, desde que temperatura na saída do condensador seja menor que 19°C.

A Fig 4.11 mostra o comportamento em estado permanente das temperaturas de operação para temperatura do dissipador a 5°C para mostrar o efeito da temperatura ambiente no LHP.

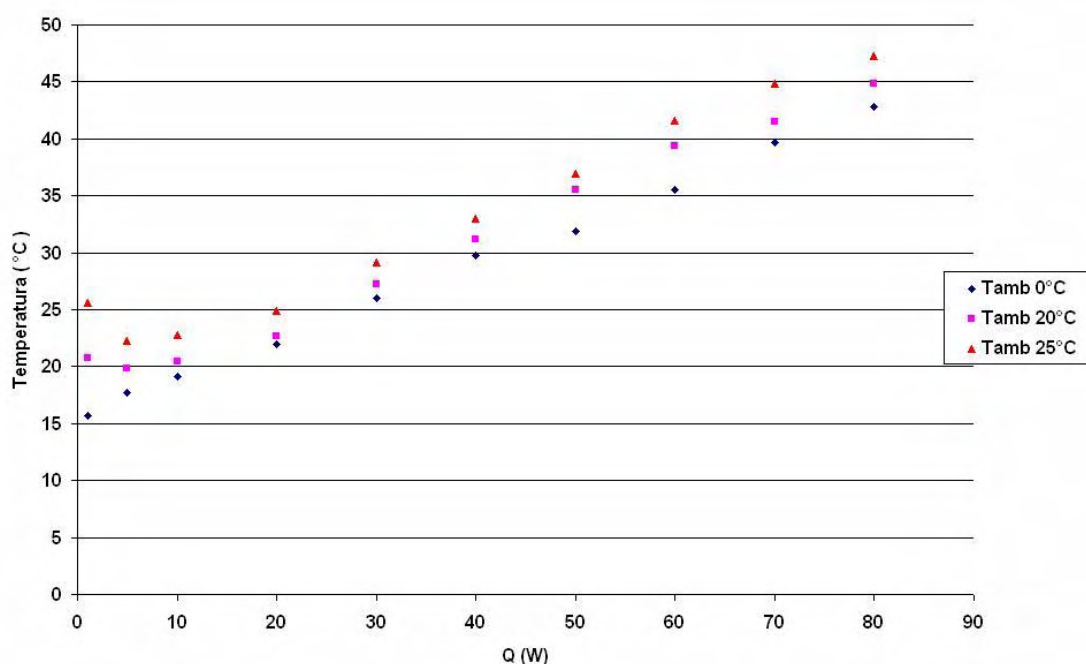


Figura 4.11. Efeito da temperatura ambiente no comportamento das temperaturas do LHP3, para temperatura do dissipador a 5°C.

Quando a temperatura ambiente é maior que a temperatura do dissipador podemos observar através do gráfico que segue a linha de tendência em formato de U. A transição entre os modos de condutância variável e condutância constante é por volta de 10 W para a temperatura ambiente de 25°C e 5 W quando a temperatura ambiente é 20°C, ou seja, quanto maior é a temperatura ambiente, maior é a diferença de temperatura entre a temperatura de operação e a temperatura do dissipador. Quando a temperatura ambiente é menor que a temperatura do dissipador, o LHP opera sempre no modo de condutância constante. É importante observar que quanto maior é a temperatura ambiente, maior é o ganho de calor ou menor perda de calor do reservatório para o

ambiente, ou seja, quanto maior é a temperatura ambiente maior será a temperatura de operação do LHP.

Na Fig. 4.12 são comparadas as temperaturas das resistências térmicas entre o evaporador capilar e a câmara de compensação obtidas nos dados experimentais ( $T_{exp}$ ) com o calculado teórico ( $T_{teo}$ ):

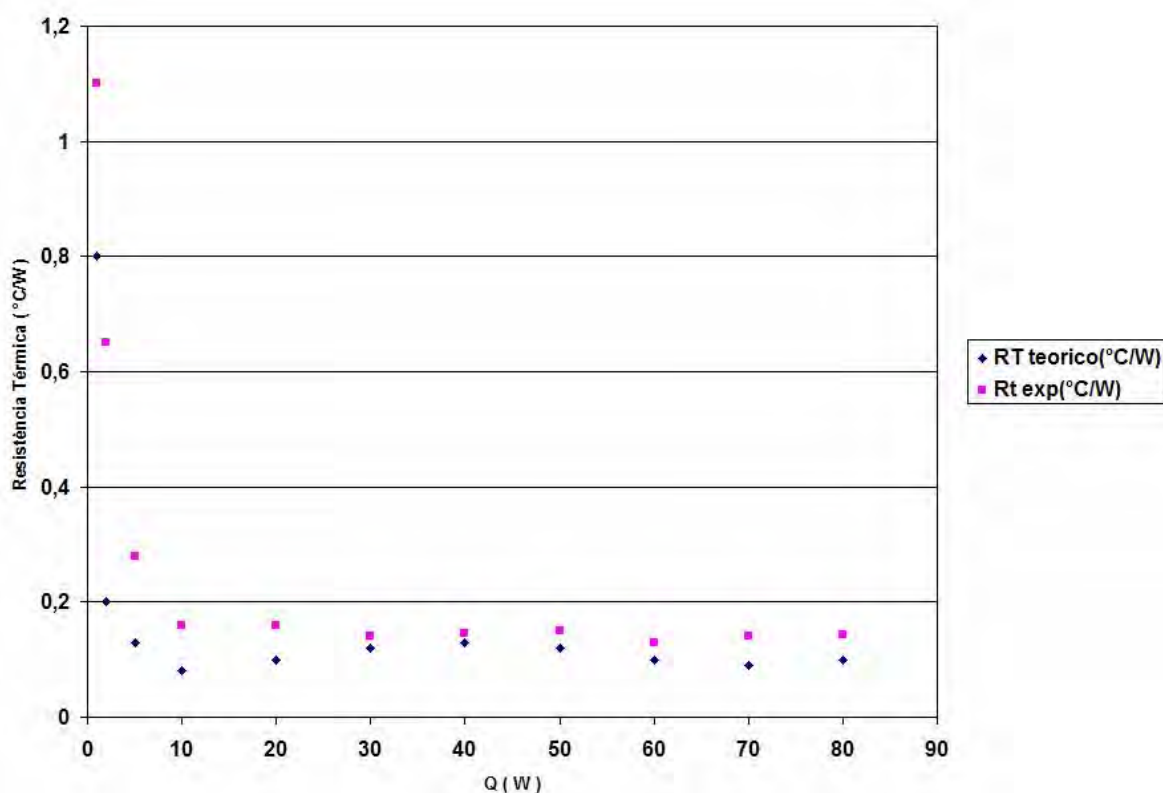


Figura 4.12. Comparação das resistências térmicas: teórico e experimental do LHP3

Pode ser observado que o erro existente entre os resultados calculados com o modelo proposto acima e os resultados experimentais é considerado pequeno. Em se avaliando o erro existente nas leituras dos termopares, pode-se dizer que a defasagem entre os resultados calculados com relação aos experimentais está dentro de uma faixa de 8%, considerado aceitável. Da mesma forma, os resultados experimentais dão conta de que as temperaturas são medidas nas paredes das tubulações, o que deve ser também considerado quando analisando os resultados.





## **5. PROCEDIMENTO PARA A QUALIFICAÇÃO DO LHP**

A qualificação de sistemas bifásicos para uso em aplicações espaciais é composta por diversas fases distintas. A primeira envolve testes específicos que dizem respeito a tecnologia em si, considerando testes tecnológicos (fabricação) e de desempenho em condições de laboratório. Posteriormente, testes específicos de vibração (para avaliação da resistência à força “g”), e testes em ambiente vácuo-térmico, os quais são comuns para todos os dispositivos/equipamentos voltados para uso espacial, além de testes de vida. No caso específico de sistemas bifásicos, os testes visam avaliar seu desempenho onde o equipamento é testado sob diversas inclinações, bem como testes de ciclos térmicos em ambiente de alto vácuo em faixas determinadas para qualificação, por exemplo, de -60 °C até +60 °C. Outros testes foram avaliados, sendo o teste de vida (visando verificar seu desempenho ao longo do tempo), de pressão (visando definir a máxima pressão de funcionamento, até a sua destruição), de vazamento do fluido de trabalho, entre outros. Para que todos estes testes fossem realizados, instalações de preparação e testes específicos foram utilizados, como, por exemplo, sistema de carregamento do fluido de trabalho em circuito fechado, sistema de limpeza interna dos tubos, etc. Vale lembrar também que os procedimentos de qualificação da tecnologia de LHPs ainda envolvem a certificação de fornecedores de materiais e fluidos, com constante verificação destes para que o dispositivo apresente o desempenho e qualidade necessárias de acordo com as características de projeto.

A qualificação de dispositivos bifásicos de controle térmico é um processo necessário, de alto custo tanto quanto a recursos humanos quanto a recursos financeiros, e muito importante para o desenvolvimento dessa tecnologia. Sem qualificação, os dispositivos não podem ser utilizados no controle térmico de satélites devido ao alto grau de confiabilidade e qualidade que devem apresentar.

O equipamento deve ser capaz de apresentar resultados satisfatórios, sem risco de vazamento do fluido de trabalho o que, no caso da amônia, pode causar sérios danos aos equipamentos e às pessoas envolvidas no seu manuseio. Normas de qualificação espacial desenvolvidas pela NASA e ESA foram utilizadas nesses testes, as quais serão descritas nesse capítulo. Uma compilação a respeito dos procedimentos necessários para qualificação de dispositivos de controle térmico bifásicos para uso espacial foi feita, originando o Relatório Interno INPE/ETE-CONTER-D-G-REV-004/2004, o qual envolve procedimentos de qualificação de dispositivos estabelecidos pela NASA e ESA, conforme descritos abaixo.

## **5.1 Programa de testes- NASA**

Em geral é aplicável para dispositivos bifásicos seguindo o programa padrão da NASA-STD-7002/1996 para cada componente do tubo de calor ou subsistema modular, o qual é estabelecido o seguinte testes:

- Esforço;
- Vibração senoidal;
- Vibração aleatória;
- Acústico (pode ser substituído pelos testes de vibração);
- Choque mecânico;
- Testes de pressão e estanqueidade;
- Ciclo térmico em ambiente de alto vácuo;
- Ciclo térmico a pressão ambiente;
- Temperatura-umidade;
- Testes de vazamento para componentes com vedação;
- Verificação das propriedades de massa.

## **5.2 Programa de testes - ESA PSS-49**

De acordo com o programa, o dispositivo bifásico deve estar em acordo com as exigências definidas, as quais devem ser cumpridas para suprir tais considerações dos componentes como o tempo de vida, confiabilidade, qualificação e certificação do equipamento. A duração da validação da qualificação é normalmente de 2 anos, o qual é aceito sendo que não efetue qualquer dos seguintes itens:

- Mudança do projeto;
- Mudança do processo e do fornecedor.

Se um dos itens ocorrer, o fornecedor deverá submeter o dispositivo para uma requalificação.

Esses equipamentos devem ser projetados para operarem durante cinco anos na área terrestre durante o desenvolvimento do satélite e, depois, dez anos no espaço. Os testes podem detectar algum erro no dispositivo e podem realçar a confiabilidade do projeto e do procedimento da produção.

Documentos relevantes que asseguram a qualidade da produção devem ser usados para a verificação da compatibilidade de materiais, configuração, processo, controle de seleção e qualidade, análise crítica, teste vácuo-térmico, etc.

## **5.3 Documentação necessária e análise**

Durante o programa de qualificação, a documentação do dispositivo deve estar estabelecida de acordo com tais itens como:

- Plano de segurança do produto;
- Especificação detalhada do LHP;
- Plano de manufatura e inspeção;

- Lista dos materiais;
- Lista dos processos;
- Plano de testes da qualificação;
- Procedimento para cada ciclo de testes da qualificação;
- Relação dos testes;
- Análise dos perigos dos testes e dos dispositivos;
- Procedimento do manuseio.

O dispositivo submetido para a qualificação deve ser acompanhado por todas as informações específicas, descrição física, restrições de operação, especificações do desempenho, dados ambientais, provisões da qualidade e garantia, embalagem, manufatura e dados de transporte. A Fig. 5.1 mostra a esquematização completa do procedimento de qualificação para LHPs, que pode ser estendido a qualquer outro dispositivo de controle térmico bifásico (tubos de calor, CPLs), segundo o procedimento de qualificação por similaridade.

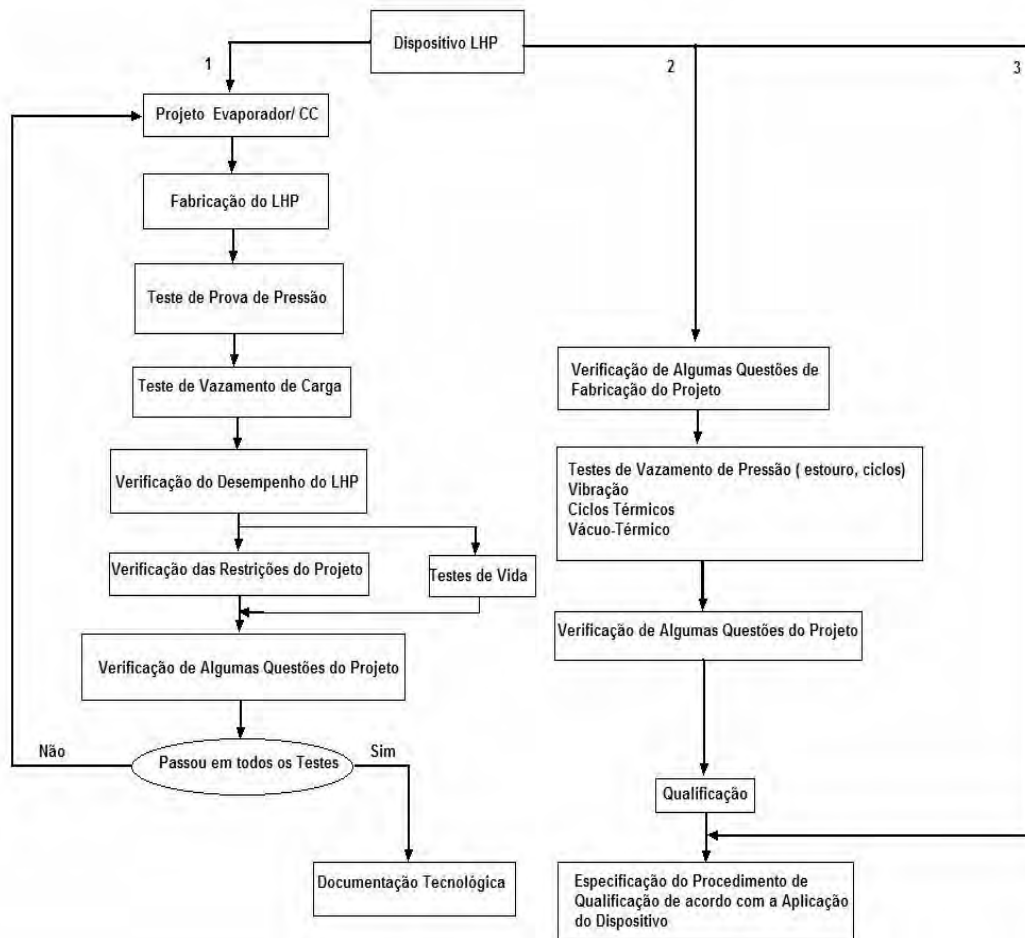


Figura 5.1. Esquematização do procedimento de qualificação do LHP

Fonte: Santos e Riehl (2007).

Vale salientar que o ramo 1 da esquematização acima deve conter todo o desenvolvimento tecnológico. O ramo 2 deve somente ser iniciado quando o ramo 1 estiver sido concluído e o ramo 3 trata da qualificação específica da missão para a qual o LHP foi concebido. Seguindo as normas descritas acima, foi feito o teste para LHPs, o qual é um teste de operação prolongado (alguns meses) sobre temperaturas elevadas, para verificar a geração de gases não condensáveis. Periodicamente, (aproximadamente uma vez por mês) o LHP era submetido ao teste de desempenho sobre temperaturas baixas, ("gas-plug test", ou um equivalente) para detectar mudanças nas características e

calcular o volume e velocidade de geração de GNC. A avaliação do desempenho do LHP ao longo do tempo foi feita constantemente, com a finalidade de verificar qualquer anormalidade na sua operação e, assim, garantir que o mesmo opere dentro dos parâmetros definidos no projeto.

Além disso, outros testes foram realizados, tais como teste de vazamento do LHP, teste de pressão, vibração e o procedimento para teste em ambiente vácuo-térmico.

Testes realizados em laboratório foram confrontados com aqueles realizados em câmara de vácuo-térmico, onde o objetivo era melhor estabelecer os critérios de seleção e fatores que influenciam no projeto de LHP para uso espacial. Com isso, as variáveis de projeto de sistemas tipo LHP puderam ser melhor definidas, as quais foram utilizadas na otimização desses dispositivos para futuras missões espaciais.

## **6. QUALIFICAÇÃO DO LHP**

No capítulo anterior foi apresentado o procedimento dos testes da qualificação do LHP, bem como a documentação necessária. Neste capítulo serão apresentados os procedimentos aplicados a qualificação do LHP, os resultados obtidos dos testes, assim como o seu comportamento antes e depois dos testes da qualificação. É importante salientar que uma grande preparação é feita anteriormente a esses testes, a qual já foi apresentada nos capítulos anteriores, voltada aos testes de alguns protótipos antes de se definir uma dada geometria que será utilizada para o dispositivo em si. A definição dessa geometria não implica que todos os LHPs devem apresentar as mesmas características, mas contribui para a certificação da repetibilidade do processo de fabricação e testes em laboratório. Além disso, essa metodologia também deve avaliar se o dispositivo projetado para ser qualificado apresenta as condições necessárias para que passe em todos os testes sem que qualquer dano seja causado à sua estrutura e aos seus componentes internos.

O presente documento estabelece requisitos técnicos aplicados para a qualificação de um modelo LHP, o qual utilizou os respectivos procedimentos necessários para a fabricação e montagem do conjunto capilar evaporador / câmara de compensação. Os procedimentos incluídos aqui são de grande importância para certificar a utilização da tecnologia LHP no controle térmico para futuras aplicações espaciais. Este trabalho reúne toda a seqüência do processo tecnológico para a realização destes testes, que certifica todos os procedimentos e técnicas como qualificado para aplicações espaciais.

### **6.1 Especificação do modelo de qualificação**

O modelo LHP para qualificação tem especificações idênticas, tal como apresentado pelo modelo de teste de vida utilizado para este fim. As características são apresentadas na Tabela 6.1 abaixo:

Tabela 6.1. Características geométricas do LHP para qualificação

<b>Evaporador Capilar</b>			<b>Linha do Líquido</b>	
Comprimento (mm)	Total	85	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Comprimento (mm)	Ativo	70	Comprimento (mm)	850
Diâmetro DE/DI(mm)		19/16,5	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Material		Aço inox 316L(ASTM)		
<b>Elemento Primário</b>		<b>Poroso</b>	<b>Condensador</b>	
Raio do poro ( $\mu\text{m}$ )		4	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Permeabilidade ( $\text{m}^2$ )		$10^{-13}$	Comprimento (mm)	1200
Porosidade (%)		50	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Diâmetro DE/DI (mm)		16,5/7,0	<b>Elemento Poroso Secundário</b>	
Comprimento da estrutura porosa primária (mm)		70	Comprimento da estrutura porosa secundária (mm)	180
Número de Ranhuras circunferenciais		21 + 1 axial	Diâmetro DE/DI (mm)	7/4
Material		Polietileno (UHMW)	Material	Malha de Aço inox 316L #200
			Artérias	2
<b>Câmara de Compensação</b>		<b>de</b>	<b>Linha do Vapor</b>	
Volume ( $\text{cm}^3$ )		20	Diâmetro DE/DI (mm)	4,85/2,85
Diâmetro DE/DI (mm)		19/16,5	Comprimento (mm)	550
Comprimento (mm)		95	Material	Aço inox 316L(ASTM)
Material		Aço inox 316L(ASTM)		
<b>Carga Nominal ( W )</b>		80	<b>Fluido de Trabalho</b>	
			Massa (g)	25
<b>Placa do Radiador</b>			<b>Saddle</b>	
Lados (mm)		380x380	Lados (mm)	65x25
Espessura (mm)		4	Espessura (mm)	10
Material		(liga 6063)	Material	(liga 6063)

Todo o LHP foi fabricado de acordo com as exigências dos documentos relacionados para este procedimento (Manufacturing and Assembling Procedures for Loop Heat Pipes, INPE relatório Interno / Working Fluid Charge Procedure for Loop



Heat Pipes, Capillary Pumped Loops and Heat Pipes, INPE Internal Report) e passou pelo teste de desempenho para verificar sua operacionalidade de acordo com as suas especificações de projeto. Porém, antes que o modelo de qualificação fosse fabricado, uma análise estrutural foi feita utilizando o software Patran, visando verificar esforços e potenciais problemas do LHP em face à exigência dos testes de qualificação.

## 6.2 Análise estrutural do modelo de qualificação do LHP

Devido à necessidade de se verificar os esforços estruturais do modelo de qualificação do LHP, um dispositivo foi projetado de forma que apresentasse uma forma mais compacta, que seria mais adequada para as restrições geométricas impostas pela câmara de termo-vácuo que deveria ser utilizada para testá-lo. Sendo assim, alterações com relação à disposição das linhas de transporte foram feitas, sem que as capacidades de transferência de calor fossem alteradas. Portanto, as características do evaporador capilar e câmara de compensação bem como do condensador/radiador permanecem as mesmas. Assim como no LHP utilizado para testes de desempenho e vida, a geometria do conjunto evaporador capilar/câmara de compensação são as mesmas daquelas mostradas no TCD-LHP3 na Tabela 2.1. A Fig. 6.1 apresenta a fotografia desse LHP.

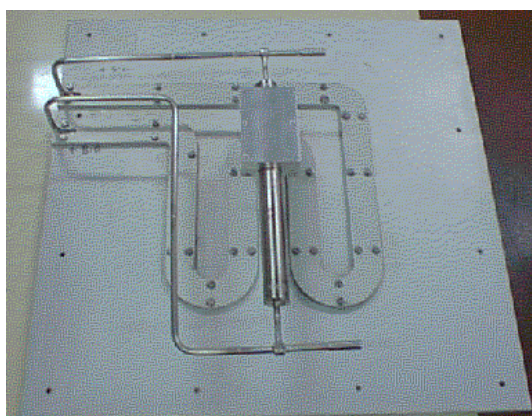


Figura 6.1 – Fotografia do modelo de qualificação do LHP.

Em vista dessas modificações, um modelo foi concebido para verificação dos esforços estruturais conforme o que é apresentado pela Fig.6.2. Vale ressaltar que todo o processo de qualificação do LHP estava baseado na qualificação dos procedimentos utilizados para a sua construção. Isso daria a certificação para qualificar qualquer outro LHP que fosse projetado e construído seguindo esses procedimentos, pois somente testes de qualificação adicionais, características de uma dada aplicação, seriam necessárias.

Todos os procedimentos necessários para a qualificação desse modelo foram então repetidos, sendo que uma simulação para verificar a rigidez de sua estrutura foi realizada antes de sua construção. Os detalhes desse processo são apresentados a seguir.

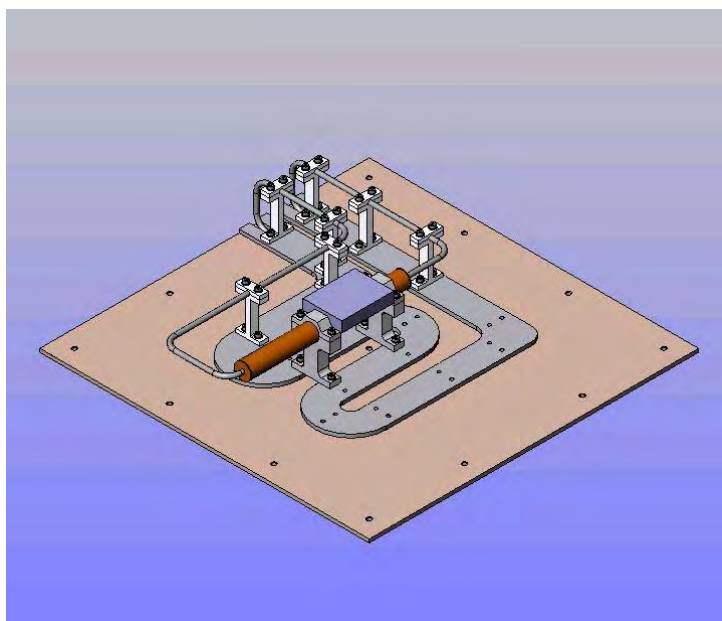


Figura 6.2 – Esquematização do novo modelo de qualificação do LHP.

### **6.2.1 Análise estrutural do novo modelo de qualificação**

Em face ao que foi verificado durante a operação do TCD-LHP3, o projeto do condensador foi alterado para que as novas características operacionais do LHP pudessem ser reproduzidas no modelo de qualificação. Sendo assim, a placa do radiador

sofreu uma alteração com relação ao seu projeto prévio que teria dimensões de 300 mm X 300 mm X 4 mm para as novas dimensões de 380 mm X 380 mm X 4 mm. Essa alteração foi feita no modelo e implementada nas simulações estruturais do LHP, visando sua operação para uma taxa máxima de calor introduzido no evaporador de 100 W. Essa alteração foi necessária pois o condensador operando sob condições de dissipação por radiação deve apresentar uma área de transferência de calor maior do que aquela verificada para dissipação por circulação de líquido, como era o caso dos testes em laboratório.

Devido à diferença nos planos entre o conjunto evaporador capilar/câmara de compensação e do condensador, bases de sustentação para a tubulação e para as linhas de transporte tiveram de ser projetadas. Essas bases de sustentação serviram como apoios para que esses componentes pudessem suportar os esforços de vibração durante o lançamento, além de conter um isolamento térmico apropriado para evitar transferência de calor parasita à placa condensadora. Essa modificação, colocando o conjunto evaporador capilar / câmara de compensação e condensador em planos diferentes, foi necessária para que o dispositivo pudesse ser alocado dentro da câmara de vácuo utilizada nos testes vácuo-térmicos.

### **6.2.2 Novo modelo de qualificação do LHP**

Os procedimentos de simulação estrutural para o novo modelo do LHP consideravam uma hipotética utilização no CBERS 3, uma vez que os parâmetros utilizados para a sua qualificação utilizam os padrões desse satélite. Isso é feito para que os procedimentos pudessem ser certificados e que a rigidez e potencial operacionabilidade do LHP pudesse ser verificada com base nesses padrões.

Do mesmo modo que restrições de rigidez são impostas ao satélite para que não ocorresse acoplamento dinâmico com o lançador, restrições de rigidez foram também

impostas aos equipamentos para evitar o acoplamento de frequências de ressonância com o satélite.

O programa de Elementos Finitos MSC/Nastran foi utilizado para a análise dos esforços de lançamento, com base na elaboração do modelo de qualificação. O método se baseava na construção de um modelo numérico e a aplicação das distintas soluções determinando-se características como a rigidez e/ou a verificação de robustez simulando-se a aplicação de cargas mecânicas definidas. O resultado foi a determinação das frequências naturais de vibração do LHP, assim como os modos de vibração associados. Somente após essa análise foi que o modelo de qualificação poderia ser construído.

### **6.2.3 Resultados de simulação estrutural do novo modelo de qualificação**

Baseado no modelo virtual elaborado com o uso do SolidWorks, conforme mostrado na Fig.6.2, um modelo numérico em elementos finitos do LHP foi construído para a determinação da menor frequência natural de vibração. O modelo de elementos finitos do LHP foi baseado em elementos de viga representando o circuito fechado de tubo em toda a sua extensão. Nas regiões do evaporador e do elemento poroso, uma massa não estrutural por unidade de comprimento foi acrescentada na propriedade do tubo, o que implica na não inclusão destes elementos para efeito estrutural.

A parte elevada do tubo foi sustentada por suportes também representados por elementos de viga e para esta análise, foi considerada como sendo de Teflon e posteriormente construída em alumínio estrutural, dando maior rigidez ao modelo de qualificação. O LHP foi considerado engastado pelas bases dos suportes, pelos pontos de fixação da placa no painel (radiador) e também nas interfaces do extrator. A Fig.6.3 mostra o modelo de elementos finitos resultante. A origem do sistema de coordenadas CSys 0 pode ser também vista na Fig.6.3.

Os dados do modelo estão condensados na Tabela 6.2 a seguir:

Tabela 6.2. Dados do modelo.

<b>Unidades Utilizadas</b>	
Comprimento	mm
Massa	kg
Módulo de Young	MPa
Densidade	kg/mm <sup>3</sup>
Inércia	kg.mm <sup>2</sup>
Número de Nós	46
Número de Elementos	124

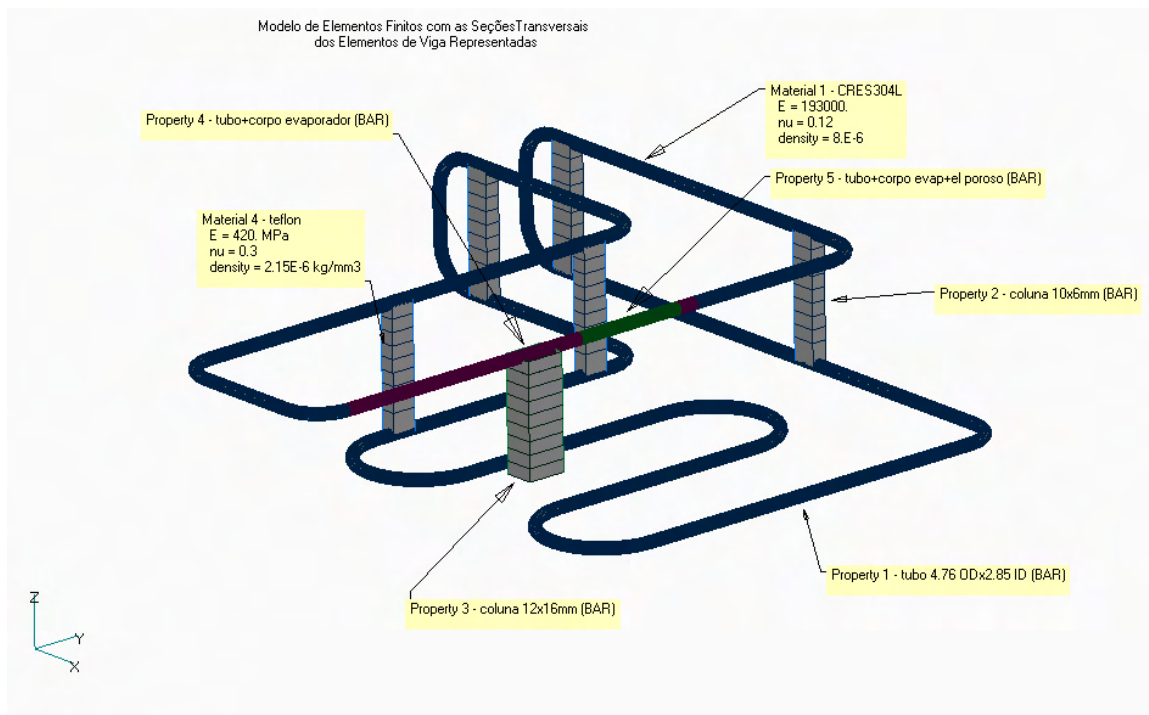


Figura 6.3 – Modelo de elementos finitos do LHP.

Na Tabela 6.3 são apresentadas as propriedades de massa resultante do modelo numérico:

Tabela 6.3. Propriedades de massa resultante do modelo numérico.

Massa		Centro de Gravidade em CSys 0					
-------	--	-------------------------------	--	--	--	--	--

Estrutural	0,231742	X	140,5348	Y	196,7657	Z	26,64811
Não-Estrutural	0,113576	X	189,9756	Y	131,2216	Z	53,93064
Massa Total	0,345318	X	156,7961	Y	175,2080	Z	35,62144

Inércias Sobre CSys 0				Inércias Sobre C.G. em CSys 0			
-----------------------	--	--	--	-------------------------------	--	--	--

Ixx =	13141,31	Ixy =	8768,77	Ixx =	2102,617	Ixy =	-717,7892
Iyy =	10455,97	Iyz =	1965,239	Iyy =	1528,145	Iyz =	-189,9485
Izz =	22372,97	Izx =	1950,655	Izz =	3282,792	Izx =	21,94845

#### 6.2.4. Resultados da análise modal

As Figs 6.4 a 6.8 mostram os 5 (cinco) primeiros modos de vibração do LHP nas condições de contorno estudadas.

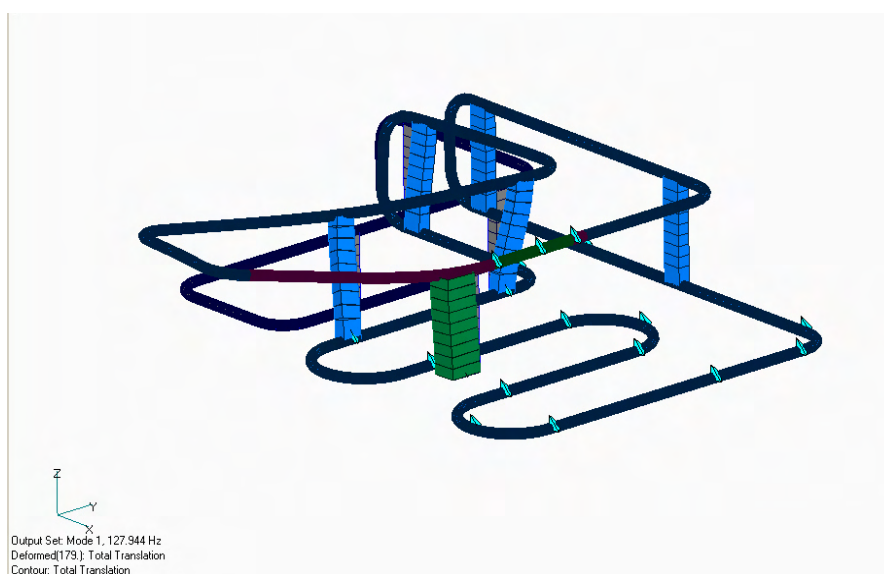


Figura 6.4 – Primeiro modo de vibração do LHP.

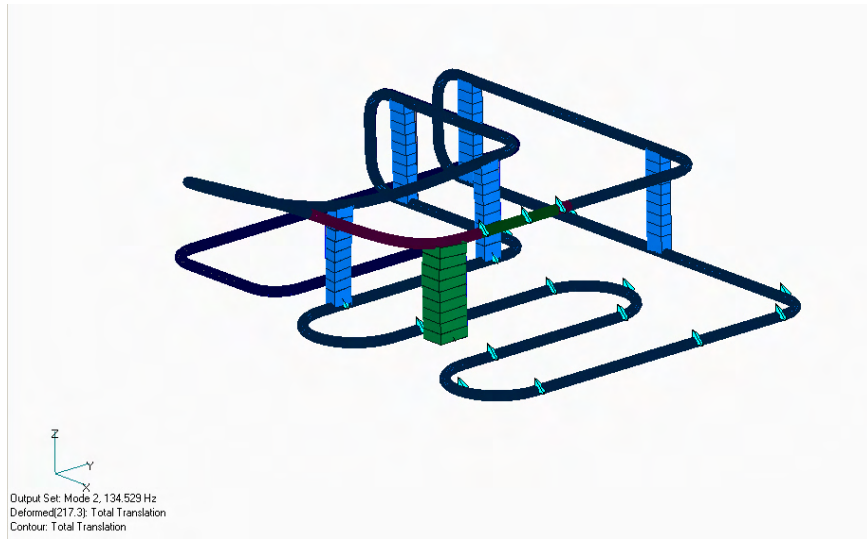


Figura 6.5 – Segundo modo de vibração do LHP.

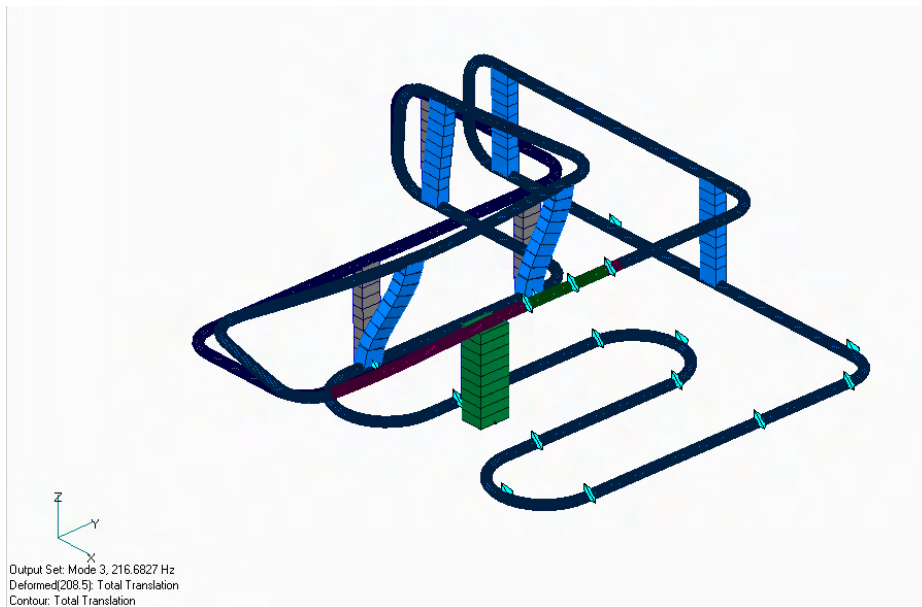


Figura 6.6 – Terceiro modo de vibração do LHP.

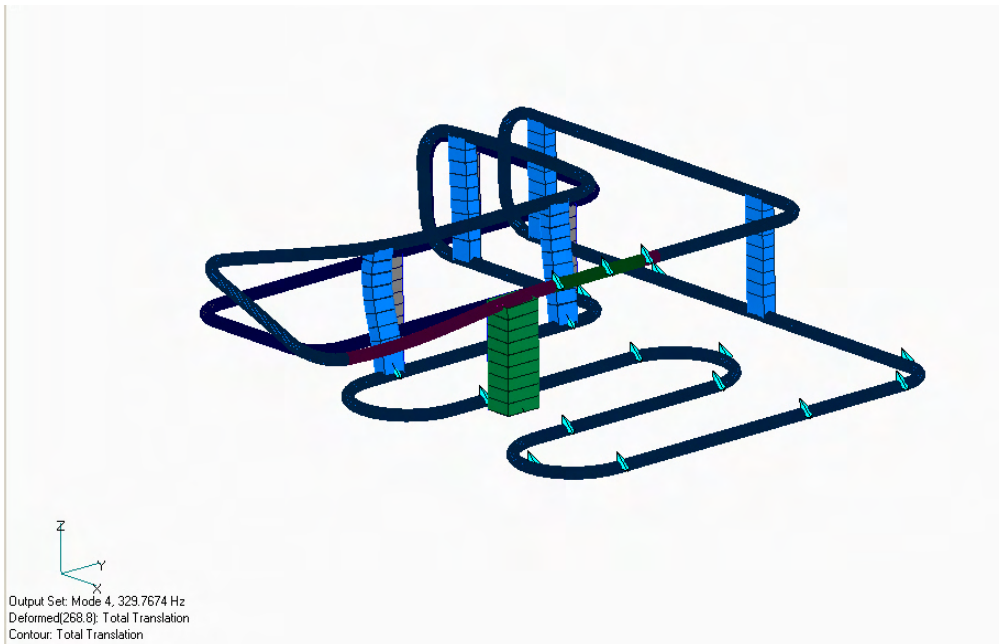


Figura 6.7 – Quarto modo de vibração do LHP.

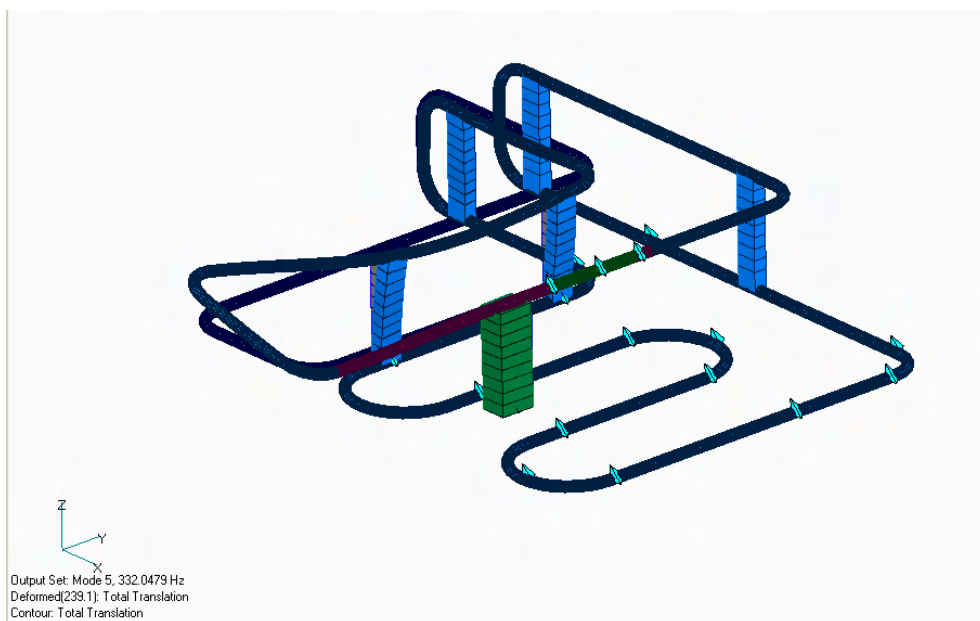


Figura 6.8 – Quinto modo de vibração do LHP.

O resultado da análise modal deve ser confrontado com as especificações de rigidez contidas no documento que norteia o ambiente ao qual o dispositivo estará submetido. Este ambiente depende, entre outras coisas, do lançador, da arquitetura do satélite e das características inerentes a cada aplicação, pois são diferentes a cada



missão. No entanto, independente do ambiente, a primeira frequência natural do LHP explicitada na Fig. 6.4 deve ser superior ao mínimo recomendado para o equipamento ou pelo subsistema encarregado do equipamento (normalmente 100 Hz).

Mesmo contando somente com os apoios apresentados pelo modelo de simulação numérica, o LHP passa em todos os testes de esforços simulados, apresentando frequências superiores a 100 Hz. No entanto, para dar maior rigidez estrutural ao LHP, os apoios foram construídos em alumínio 6061 e um outro apoio foi colocado na linha de líquido onde foi constatada uma maior vibração dessa linha que estava em balanço, visando dar mais rigidez estrutural ao dispositivo. Como resultado, a atual configuração do LHP que foi utilizado para testes de qualificação é apresentada pela Fig. 6.9.

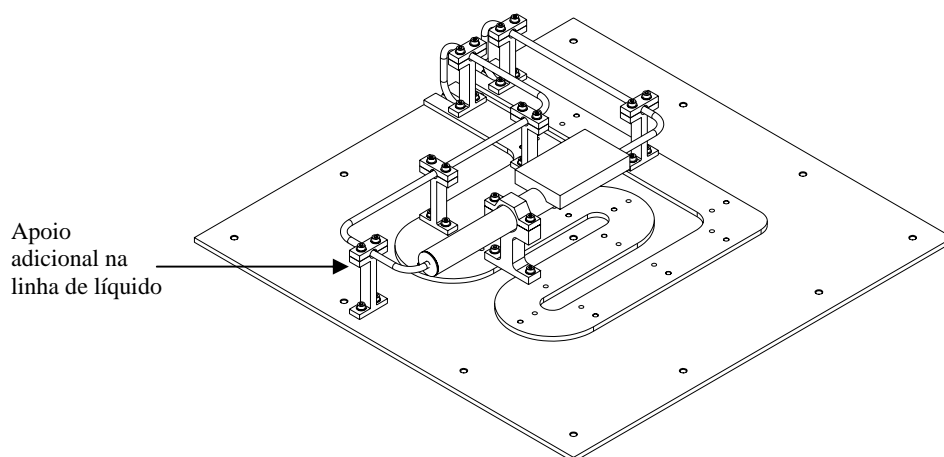


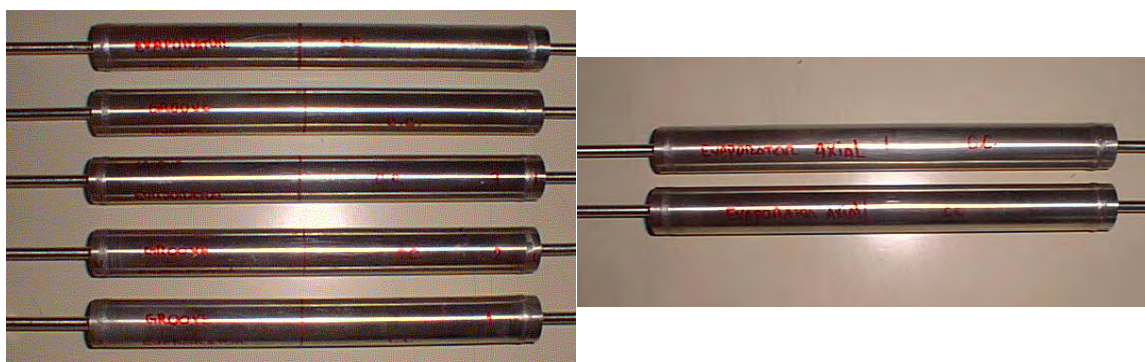
Figura 6.9 – Modelo de qualificação do LHP.

### 6.2.5 Repetibilidade dos processos de fabricação

Um fator importante para a certificação e qualificação de um LHP é a repetibilidade dos processos utilizados para a fabricação, montagem, carregamento e testes desses dispositivos. Os procedimentos de testes realizados em laboratório demonstraram que todos os LHPs desenvolvidos apresentaram resultados convincentes

quanto aos seus desempenhos térmicos, apontando para a confiabilidade do dispositivo. Isso também mostra que todos os procedimentos adotados referentes à limpeza, usinagem das peças, soldas, montagem etc, estabelecidos pelo relatório técnico CONTER-D-G-TRP-007/2004 estão corretos.

Sendo assim, diversas unidades de conjuntos de evaporador capilar/câmara de compensação foram fabricados seguindo os mesmos procedimentos adotados, sendo posteriormente testadas algumas unidades para se certificar de que estão operacionais (Fig. 6.10). Então, o LHP projetado para ser qualificado foi construído de acordo com os mesmo procedimentos. Em se cumprindo com todas as exigências técnicas referentes aos testes, os procedimentos de fabricação de LHPs podem ser considerados como “qualificado”, sendo que testes específicos deverão ser realizados dependendo da sua utilização futura.



(a) com ranhuras circunferenciais

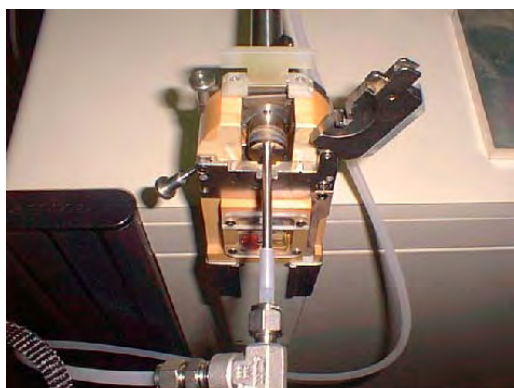
(b) com ranhuras axiais

Figura 6.10 – Fotografia dos conjuntos evaporador capilar/câmara de compensação.

### 6.2.6 Montagem do TCD-LHP3 – modelo de qualificação

Após a verificação da repetibilidade dos procedimentos de fabricação dos evaporadores capilares, onde alguns conjuntos foram montados em bancada para verificação de sua operacionabilidade, o modelo de qualificação do LHP foi fabricado. Suas características são semelhantes àquelas apresentadas pela Fig. 6.9, sendo que os

suportes para a tubulação foram fabricados em alumínio 6061 e um isolamento térmico feito de Teflon® foi inserido entre a tubulação e o suporte. Todas as conexões foram soldadas, utilizando o procedimento de solda automática orbital, sendo que esta foi qualificada para uso espacial. A Fig. 6.11 apresenta fotografias dos detalhes da solda realizadas durante a montagem do modelo de qualificação.



(a) Soldagem do evaporador capilar



(b) Detalhe da solda das conexões

Figura 6.11 – Fotografias do modelo de qualificação – soldagem das conexões.

Vale ressaltar que antes de executar todo o procedimento de montagem, as peças foram limpas de acordo com o que foi estabelecido pelo relatório CONTER-D-G-TRP-007/2004, estando então prontas para serem montadas.

Após a realização do procedimento de montagem, o modelo de qualificação foi submetido a um teste de vazamento (leak test) no Laboratório de Térmica para verificação de estanqueidade antes de se iniciar os testes de vibração. Este teste de vazamento foi necessário para avaliar se as soldas apresentam qualquer porosidade ou micro-trincas que possam causar vazamento e, conseqüentemente um comprometimento no desempenho do LHP.

O teste de vazamento resultou numa capacidade de suportar e manter vácuo a um nível de  $10^{-7}$  mbar, sendo este o menor nível de pressão que os instrumentos podem medir no laboratório. Sendo assim, o modelo de qualificação não apresentou qualquer vazamento, o que deve ser verificado novamente após os testes de vibração.

### **6.3 Procedimento da qualificação do LHP**

Todo o ciclo tecnológico tem sido desenvolvido no sentido de alcançar os objetivos necessários no controle térmico para aplicações em satélites, que é usado como regulador térmico e controlador de temperatura em muitas aplicações espaciais desde 1990.

Na seqüência é mostrado o desenvolvimento do programa em longo prazo para atingir o conhecimento pleno da tecnologia LHP, desde fabricação até integração final de um satélite.

Os procedimentos aplicados para os fins da qualificação da tecnologia LHP foram todos utilizados em um modelo, que apresenta a configuração final e todas as técnicas aplicadas para este dispositivo durante os últimos anos de desenvolvimento.

#### **6.3.1 Testes de vibração**

Seguindo o procedimento de qualificação de sistemas bifásicos, aqui são apresentados os testes de vibração. A identificação do espécime, as condições gerais, o andamento dos ensaios e os resultados obtidos são descritos a seguir.

#### **6.3.2 Objetivo dos ensaios**

Os ensaios de vibração tiveram por objetivo:

- a) Levantar as frequências de ressonâncias do equipamento e/ou partes;

- b) Avaliar a resistência mecânica do espécime e identificar eventual ocorrência de degradação no seu desempenho estrutural/funcional, quando submetido a um ambiente dinâmico de vibração.

### 6.3.3 Descrição do espécime

As operações descritas neste documento foram executadas na Área de Qualificação de Sistemas do LIT/INPE, cuja instrumentação e condições ambientais estão descritas a seguir na Tabela 6.4.

Tabela 6.4. Instrumentação.

<b>Dimensões da área da placa (mm)</b>	380x380
<b>Eixos de Referência</b>	3 (X ,Y, Z)
<b>Sistema de Vibração</b>	LDS V964LS
<b>Controlador/Analisador Digital</b>	SD2560
<b>Temperatura</b>	23°C +/- 2°C
<b>Umidade Relativa</b>	50% +/- 10°C
<b>Acelerômetros</b>	Piezoelétrico ENDEVCO
<b>Amplificadores de Carga</b>	AC-2000
<b>Placa Adaptadora de vibração</b>	Alumínio

Todas as atividades relativas à instalação da instrumentação de medida, fixação do espécime, montagem do adaptador de vibração sobre o meio de ensaio foram de responsabilidade da equipe do LIT/INPE.

### 6.3.4 Condições de ensaio

- Sequência de ensaios

Cada uma das etapas de ensaios de vibração foi considerada e identificada como um ensaio particular, resultando em um total de doze ensaios. Antes e após a realização da série de ensaios de qualificação propriamente dita, foram realizadas varreduras senoidais com nível reduzido (ensaios de assinaturas) em cada uma das três direções principais de excitação, objetivando identificar eventuais ocorrências de degradação mecânica estrutural do item sob ensaio. Foi utilizada a seguinte seqüência de ensaios para cada direção principal de excitação:

- a) Vibração Senoidal / Assinatura Inicial (1);
- b) Vibração Senoidal / Nível Qualificação;
- c) Vibração Aleatória / Nível Qualificação;
- d) Vibração Senoidal / Assinatura Final (2).

Na Tabela 6.5 abaixo é mostrada toda a seqüência de ensaios, bem como seus eixos respectivos.

Tabela 6.5. Resumo de ensaios.

ENSAIO Nº	EIXO	SENO	RANDOM	ASSINAT. INICIAL	NÍVEL QUALIF.	ASSINAT. FINAL	TEST ID.
1	Z	↓		↓			LHPZS01
2		↓			↓		LHPZS02
3			↓		↓		LHPZR03
4		↓				↓	LHPZS04
5	Y	↓		↓			LHPYS05
6		↓			↓		LHPYS06
7			↓		↓		LHPYR07
8		↓				↓	LHPYS08
9	X	↓		↓			LHPXS09
10		↓			↓		LHPXS10
11			↓		↓		LHPXR11
12		↓				↓	LHPXS12

A seguir serão apresentados os níveis de referências para os ensaios de vibração com as suas respectivas identificações e características principais.

- **Especificação de ensaio**

Conforme procedimento padrão do laboratório (LIT/INPE), um ensaio com varredura senoidal e nível reduzido foi realizado antes e após os ensaios de vibração em nível de qualificação, de modo a se obter assinaturas (resposta dinâmica do Espécime).

Nos testes foram considerados como níveis de referência aqueles especificados para experimentos e/ou subsistemas do Satélite CBERS 3 & 4.

Os níveis de referência para os ensaios de vibração realizados são apresentados nas Tabelas 6.6 e 6.7, respectivamente.

Tabela 6.6: Ensaios de vibração senoidal

Eixos	Faixa de Frequência [Hz]	Assinatura	Nível Qualificação
X, Y, Z	10 - 20	1,27 mm (p-p)	12,5 mm (p-p)
	20 - 40	1 g	10 g
	40 - 70	1 g	12 g
	70 - 100	1 g	10 g
	100 - 2.000	1 g	---
<b>Velocidade de varredura</b>		2 oit/min	

Tabela 6.7: Ensaios de vibração aleatória

Eixos	Faixa de Frequência [Hz]	Nível de Qualificação
X, Y, Z	20 - 100	+3 dB/oit
	100 - 600	0,20 g <sup>2</sup> /Hz
	600 - 2.000	-9 dB/oit
<b>Aceleração total eficaz</b>		12,81 grms
<b>Duração</b>		2 minutos

- **Instrumentação do espécime**

Para levantamento da resposta dinâmica do espécime, foram realizados doze acelerômetros de medida instalados em dez pontos de interesse definidos sobre o equipamento são mostrados nas Fig. 6.12 e Fig. 6.13.

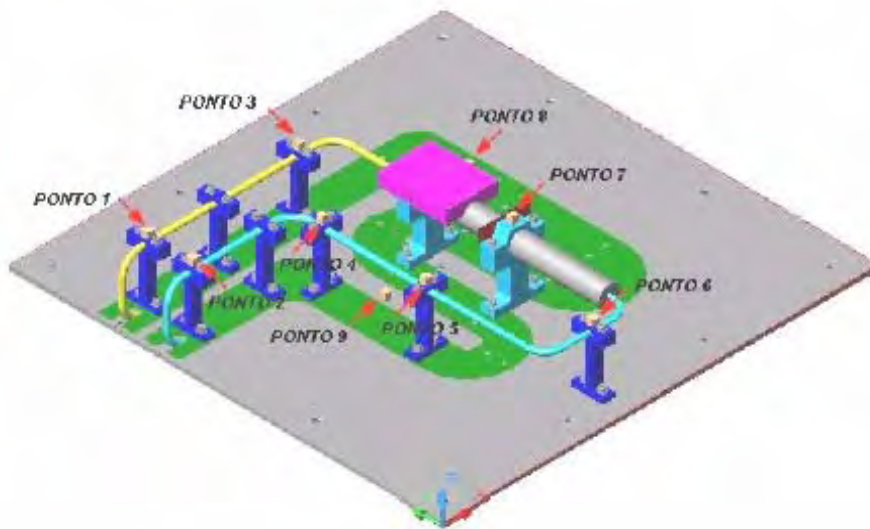


Figura 6.12. Localização dos acelerômetros de medida no experimento LHP (Pontos 01 a 09)

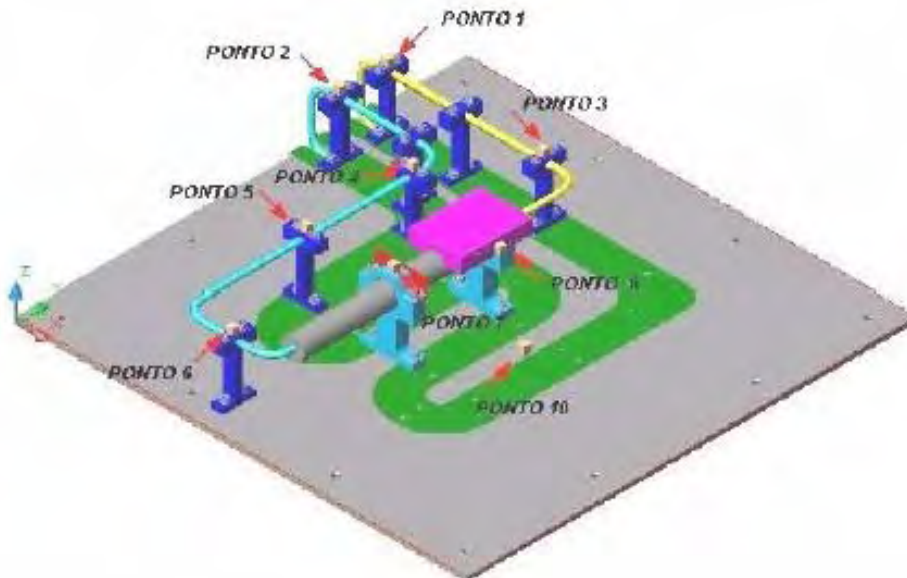


Figura 6.13. Outra vista das localizações dos acelerômetros de medida no experimento LHP (Pontos 01 a 08 & 10)



Os acelerômetros de medida identificados como **A<sub>enn</sub>** (onde **nn** = 01 a 10, corresponde a pontos de medida) foram instalados nos pontos de medida conforme:

- Pontos 0 e 07: um acelerômetro de medida instalado sobre um cubo, com seu eixo sensível alinhado com o eixo de excitação;
- Ponto 08: três acelerômetros de medida instalados sobre o cubo;
- Pontos 09 e 10: um acelerômetro de medida instalado diretamente sobre a placa-base, com eixo sensível alinhado com a direção vertical.

Na Fig. 6.14 é mostrada a foto com a localização dos pontos selecionados para a medida de vibração no LHP, assim como a Fig. 6.15 é mostrado a vista em geral do experimento.

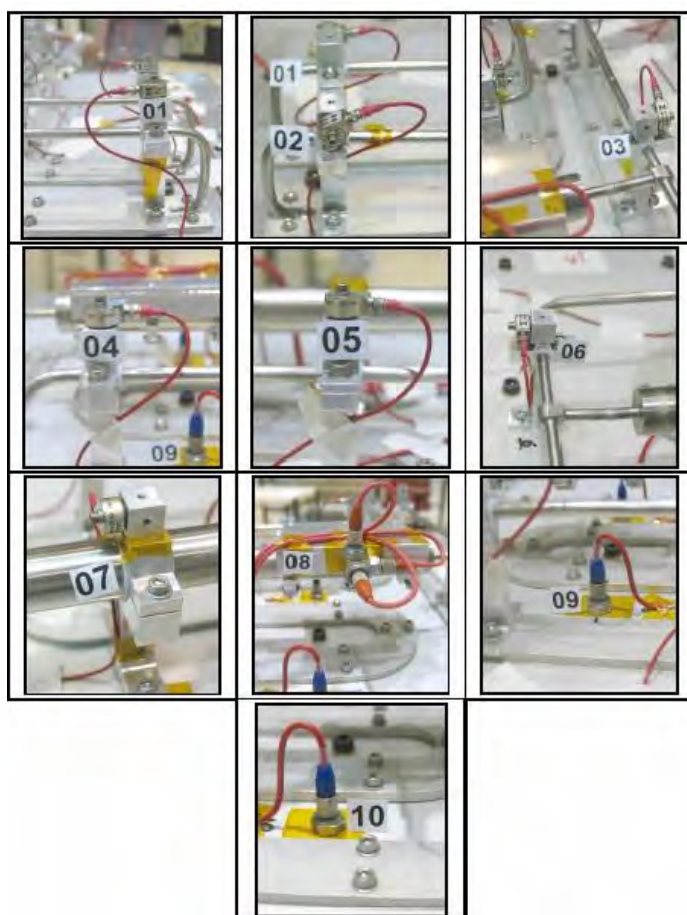


Figura 6.14. Vista em “close-up” dos pontos de (01 até10) selecionados para a medida de vibração no experimento LHP.

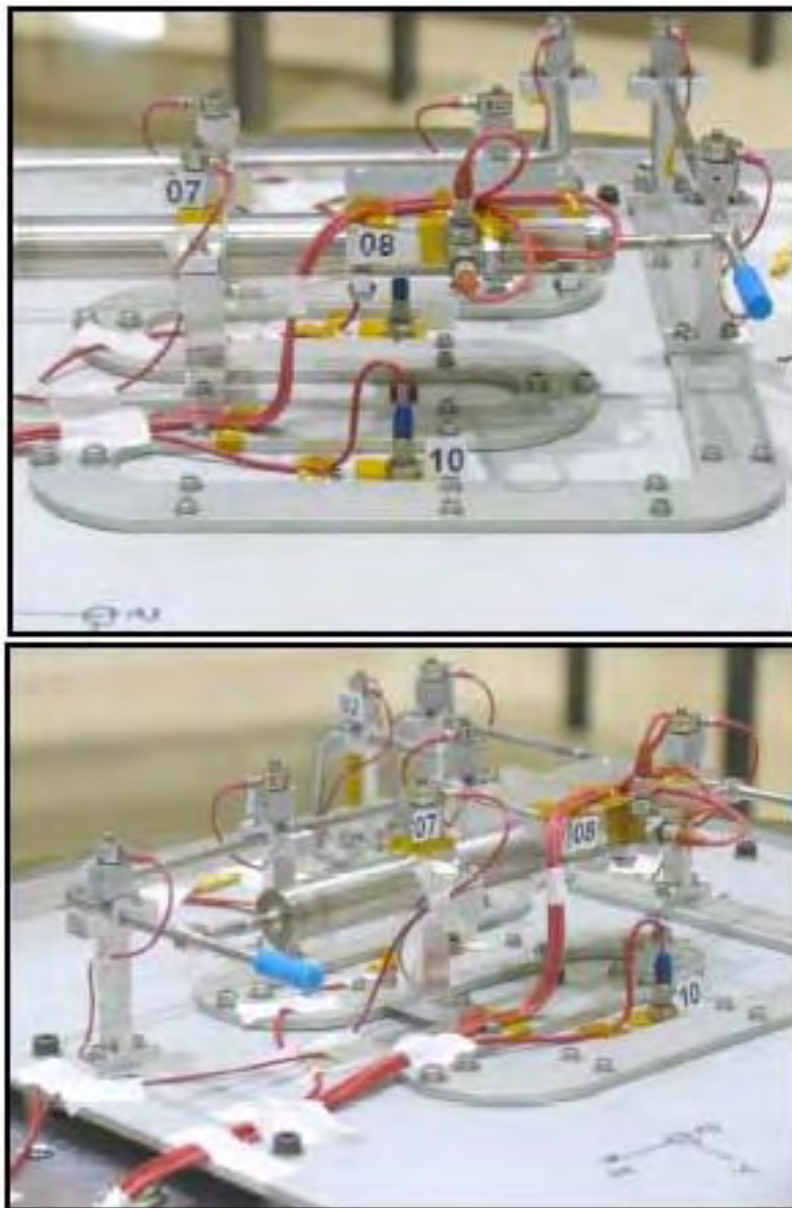


Figura 6.15. Vista geral do experimento com a instrumentação de medida.

- **Montagem do espécime**

O espécime (experimento) foi encaminhado para ensaios estando previamente em uma placa-base (confeccionada em alumínio liga 6063), a qual foi rigidamente fixada sobre a placa adaptadora disponibilizada pelo laboratório. Foram utilizados

calços espaçadores entre a face inferior da placa-base e a placa adaptadora de vibração como mostra a Fig. 6.16 abaixo:

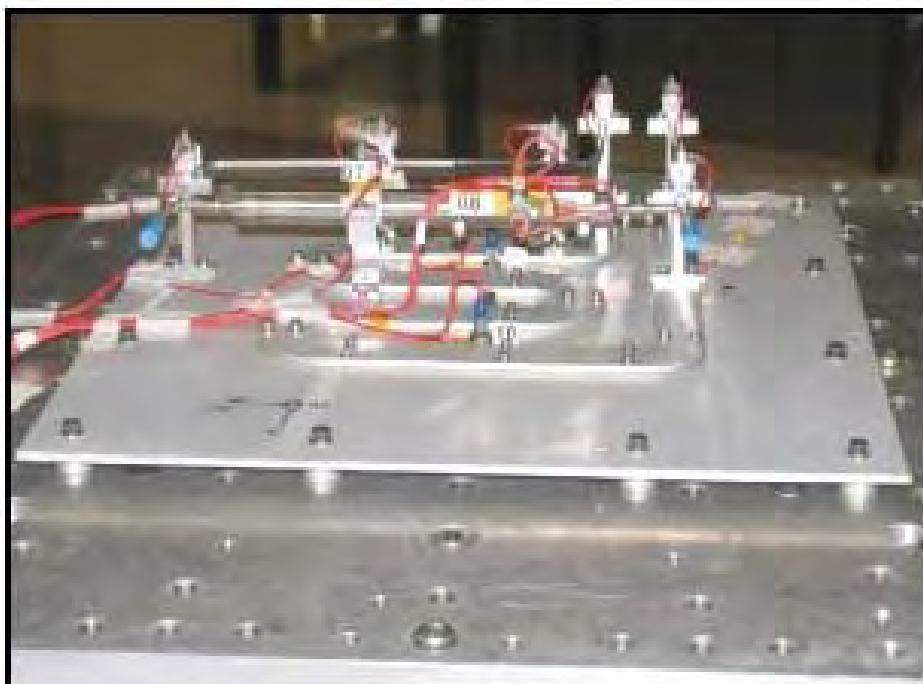


Figura 6.16. Vista geral da placa-base com o experimento LHP montado sobre a placa adaptadora de vibração e detalhe dos calços espaçadores utilizados.

A placa adaptadora foi previamente fixada sobre a armadura do vibrador (ensaios em Z) ou sobre a plataforma deslizante auxiliar (ensaios em Y e X), como podem ser visualizadas na Fig. 6.17.

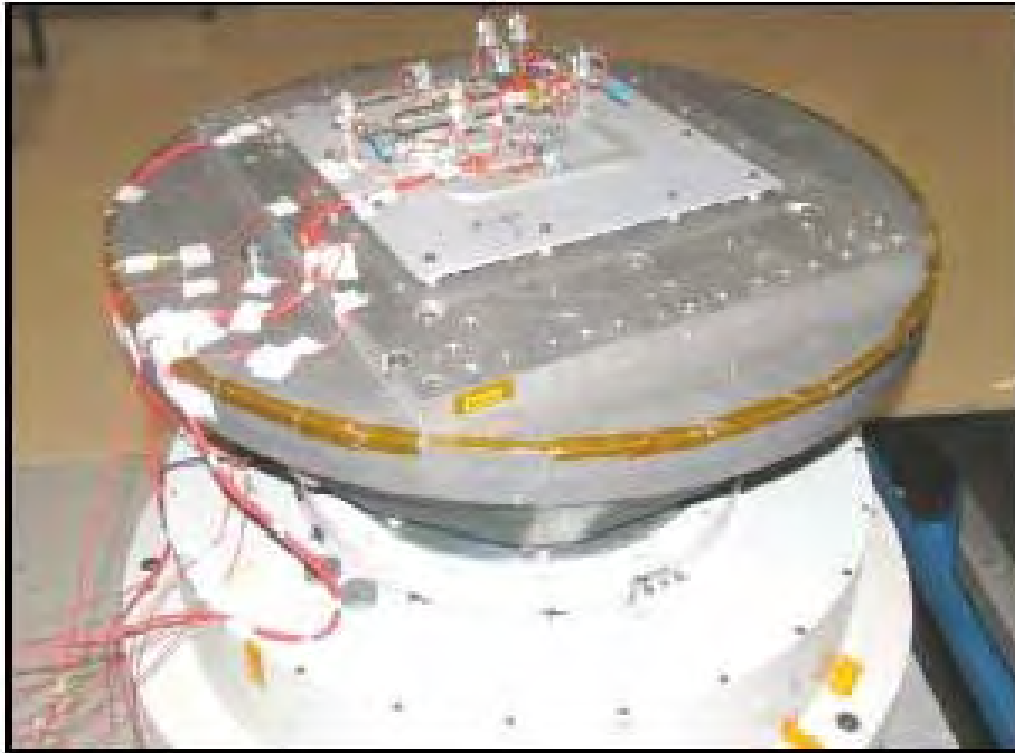


Figura 6.17. Vista Geral do experimento montado no sistema de vibração.

▪ **Desenvolvimento dos ensaios**

Os ensaios foram realizados e completados em doze etapas consideradas e identificadas cada uma como um ensaio particular conforme consta na Tabela 6.5. Houve algumas ocorrências durante o transcorrer dos ensaios conforme está resumidamente apresentado a seguir:

- a) Ensaio 01- Eixo Z / Seno / Assinatura Inicial: na primeira tentativa de realização deste ensaio ocorreu interrupção automática (“abort”) em ~1690 Hz por atuação do sistema de controle. Esta ocorrência foi discutida com um representante do grupo de estruturas do INPE e decidiu-se que, para efeito de

análise do comportamento dinâmico da amostra em questão, os ensaios de assinaturas poderiam ser executados até a frequência de 1000 Hz.

- b) Durante análise dos registros gráficos obtidos para os dois ensaios de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo Z, observou-se que o registro do canal 9 (acelerômetro AZ07) apresentou um valor acima do esperado. Uma verificação no setup de programação dos amplificadores de carga digitais constatou que este canal encontra-se com um ganho incorreto (FS=100g ao invés de 500g), levando assim a um registro incorreto dos valores efetivamente adquiridos.

▪ **Resultados**

Aqui serão apresentados os gráficos obtidos nos ensaios de vibração de cada eixo, porém as atividades desenvolvidas no decorrer dos ensaios foram registradas conforme as Tabelas 6.5, 6.6 e 6.7. As Figs. 6.18, 6.19 e 6.20 mostram os resultados dos testes, o que está em conformidade com o que foi observado durante os testes realizados no LIT/INPE.

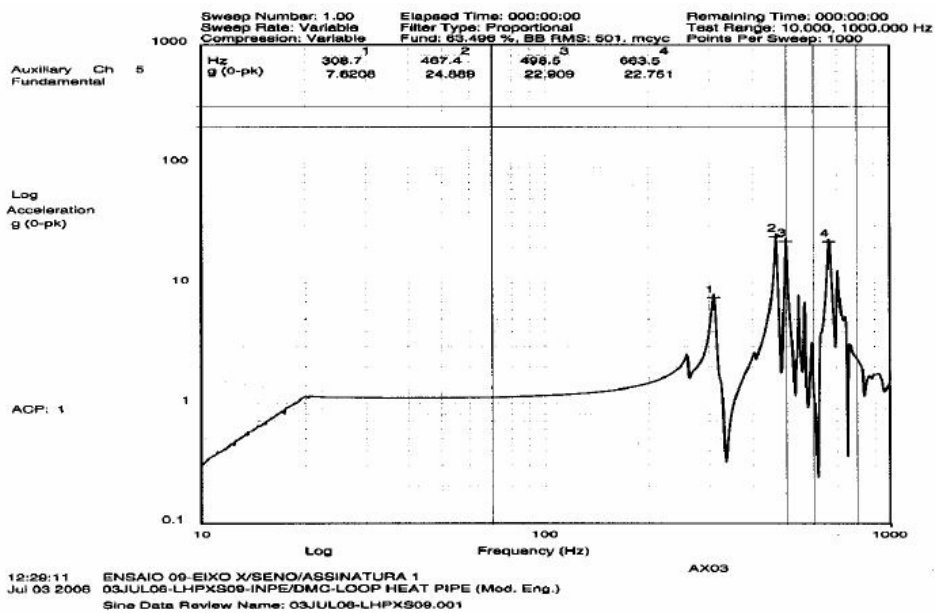


Figura 6.18. Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo X.

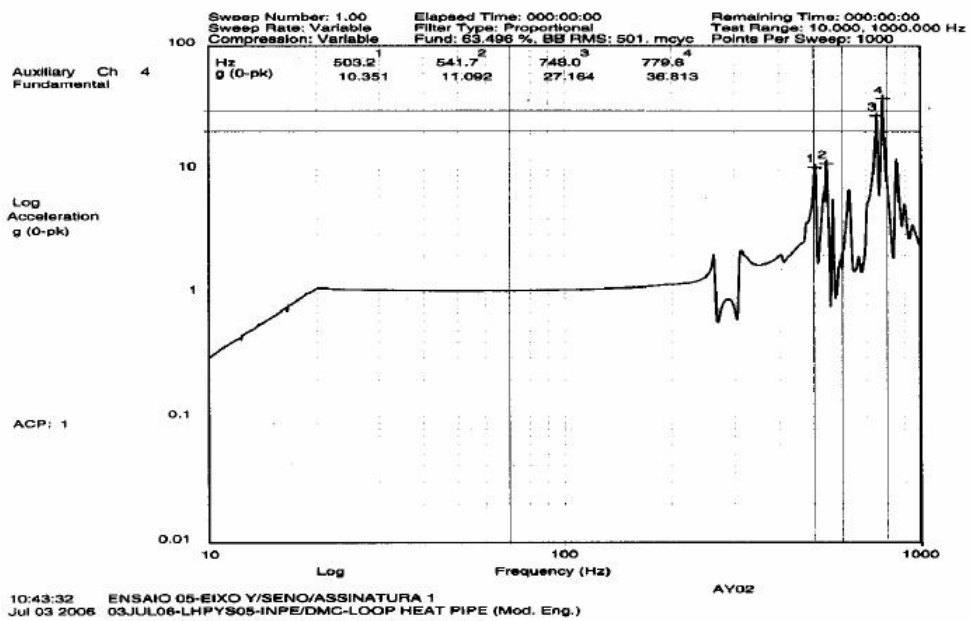


Figura 6.19. Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo Y.

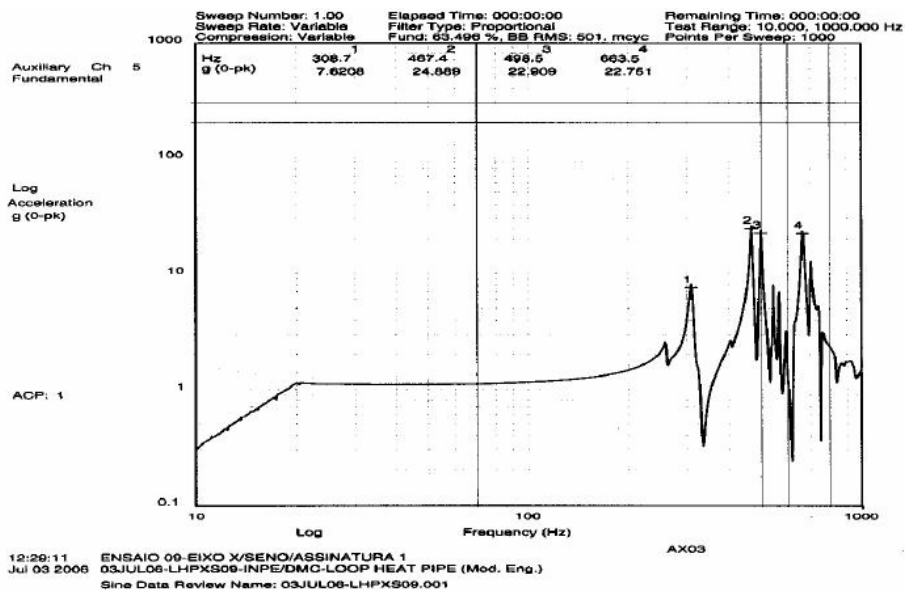


Figura 6.20. Ensaio de vibração em nível de qualificação aplicados no eixo Z.

O espécime foi submetido aos ensaios conforme especificado no item 6.3.3 e descrito no item acima e não foram observadas outras ocorrências além daquelas já mencionadas.

Após a conclusão das séries de ensaios em cada direção principal de excitação, foram realizadas inspeções visuais no espécime, através das quais constatou-se que o mesmo não apresentava quaisquer sinais de danos mecânicos externos e/ou partes/peças soltas.

Da comparação dos registros obtidos nas Assinaturas inicial e final de cada eixo de ensaio, observa-se que os mesmos não apresentaram variações significativas nas frequências e picos de ressonâncias que evidenciassem degradação estrutural do espécime. Portanto, os testes mostraram que não houve nenhuma degradação mecânica estrutural do dispositivo em questão.

#### **6.4 Testes na câmara vácuo-térmica**

Neste documento são apresentadas as informações dos testes na câmara vácuo-térmica (CVT) do LHP seguindo o procedimento de qualificação, com o objetivo de seguir as normas de especificação e controle de qualidade para detectar defeitos de manufatura, erros e outras anomalias em seu desempenho, as quais não podem ser facilmente detectadas pelas normas de inspeção.

##### **6.4.1 Configuração da câmara vácuo-térmica**

A seguir é descrita a instrumentação utilizada nos testes vácuo-térmicos.

a) *Especificações da câmara vácuo-térmica*

Para a avaliação dos testes, a câmara vácuo-térmica segue as especificações da Tabela 6.8 descrita abaixo:

Tabela 6.8. Especificações da câmara vácuo-térmica.

<b>Volume</b>	250 l
<b>Variação da Temperatura</b>	- 180 °C a 150 °C
<b>Emissividade</b>	0,88
<b>Velocidade de Bombeamento</b>	3000 l/s
<b>Tipo de Bombeamento alto vácuo</b>	Criogênico

b) *Medição das temperaturas*

Os sensores usados para medir as temperaturas da amostra têm as seguintes especificações:

1) Quantidade: 18 Termopares, tipo TT-T-30 (Omega).

2) A incerteza na medição das temperaturas, incluindo sensores, instalações e erros de aquisição de dados foram:

+/- 0,7 °C para  $0\text{ °C} < T < 350\text{ °C}$

+/- 1,2 °C para  $-200\text{ °C} < T < 0\text{ °C}$ .

c) *Monitoramento de dados e aquisição de dados*

O equipamento utilizado para a aquisição de dados das temperaturas foi:

1) Computador Athlon XP2400.

2) Aquisição de dados HP 3497 A.

A aquisição de dados foi realizada a cada 30 segundos e gravado no computador.



d) *Descrição dos testes*

Os testes foram feitos de acordo com a Tabela 6.9 abaixo:

Tabela 6.9. Descrição dos testes

<b>Pressão na Câmara</b>	$\leq 10^{-5}$ Torr
<b>Número de Ciclos</b>	6
<b>Temperatura Quente</b>	+ 55°C (-0°C/+3°C)
<b>Temperatura Fria</b>	- 50°C (+0°C/-3°C)
<b>Duração de cada Patamar</b>	6 h (1° e 6° ciclos) 1 h (2° ao 5° ciclos)
<b>Taxa de Variação de Temperatura entre patamares</b>	$\leq 2^{\circ}\text{C}/\text{min}$

A Fig. 6.21 apresenta um dispositivo para o teste de qualificação de um modelo da tecnologia LHP utilizado para certificar os passos necessários para a realização dos objetivos desta tarefa, (a) instrumentação e sem o isolamento e (b) radiador pintado com tinta branca (Teflon-Al ). A Fig. 6.22 mostra o modelo LHP com isolamento MLI (Multi Layer Insulation).



Figura 6.21. Modelo da qualificação do LHP: (a) instrumentação sem o isolamento; (b) radiador pintado com tinta branca.



Figura 6.22. Modelo da qualificação do LHP com isolamento MLI.

A Fig. 6.23 apresenta os resultados do ensaio do LHP antes de passar pelas TVT (Thermal Vacuum Test) e TCT (Teste de Ciclagem Térmica). Esse teste foi feito em condições normais de laboratório, sendo que o condensador operava em convecção natural. Dessa forma, o LHP foi testado visando verificar seu desempenho térmico antes de passar pelos testes de TVT e TCT, com o objetivo de compará-lo com os testes realizados posteriormente. É importante chamar a atenção para que, devido às limitações na capacidade máxima de dissipação de calor pelo radiador quando utiliza convecção natural, a carga para o evaporador foi limitada a 40 W.

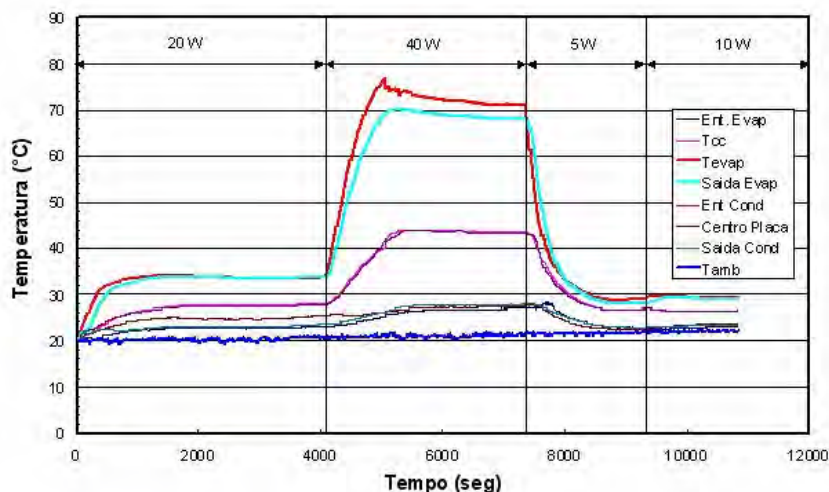


Figura 6.23. Teste de desempenho do LHP usando convecção natural antes dos testes TCT e TVT.

Assim como nos testes de vida e desempenho do LHP, o modelo de qualificação apresentou desempenho aceitável e coerente com seus parâmetros de projeto. No item abaixo será mostrado o procedimento para os testes TCT e TVT, bem como as etapas dos testes.

#### 6.4.2 Procedimento dos testes TCT e TVT

Os testes de TVT e TCT para a qualificação do LHP foram realizados nas instalações do LIT em uma câmara vácuo-térmico modelo de 250 litros, em uma sala limpa classe 100.000, em que foram conectados os instrumentos ao sistema de aquisição de dados. Cargas de calor foram introduzidas ao evaporador através do “saddle”, ou seja, um aquecedor ligado a uma fonte de alimentação DC digital.

A utilização da pasta térmica para melhorar o contato térmico entre o condensador e a placa do radiador não foi permitido, pois poderia ocorrer uma contaminação da câmara a vácuo-térmica. Entretanto, esta limitação não foi um fator limitante para verificar o comportamento térmico e desempenho durante o TCT e TVT. A Fig. 6.24 mostra fotografias da instalação do LHP na câmara de vácuo-térmica.

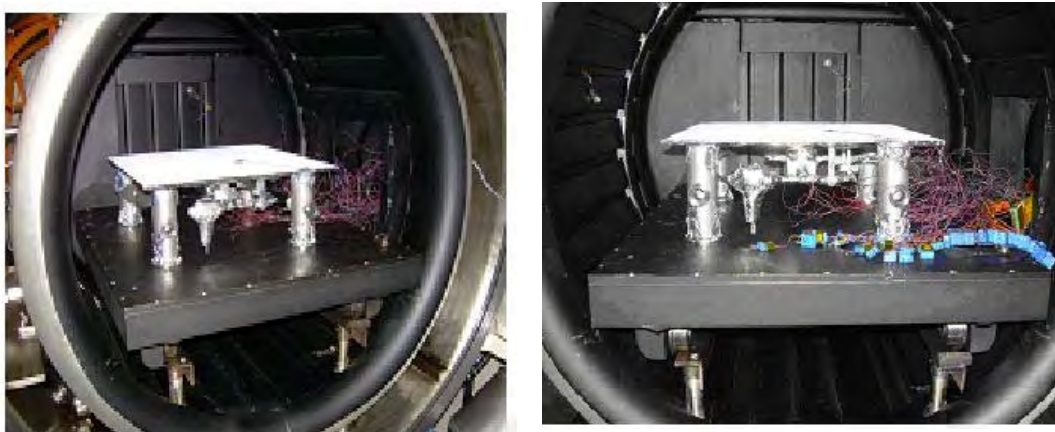


Figura 6.24. Fotografias da instalação do LHP na câmara vácuo-térmica.

Os testes TCT e TVT foram realizados numa câmara de vácuo-térmica com capacidade de 250 litros, capaz de manter  $10^{-5}$  mbar de pressão e manter temperaturas entre  $-180$  e  $+150$  °C, num ciclo transiente de até  $3$  °C/min, em que o processo de transferência de calor entre o radiador e o ambiente da câmara foi por radiação e condução. Os ciclos térmicos foram aplicados de acordo com o documento # CONTER DG-REV-007/2004, que estabeleceu as seguintes tarefas a executar:

Um ciclo completo de TVT para uma unidade inclui os seguintes passos:

- 1) Dispositivo deve estar operando a temperatura ambiente;
- 2) Enquanto em operação, aumentar a temperatura da câmara para a temperatura máxima de permanência especificada;
- 3) Desligar o dispositivo, manter a temperatura máxima e aguardar sua estabilização;
- 4) Partida a alta temperatura com teste funcional do dispositivo;
- 5) Enquanto em operação, realizar resfriamento da câmara de vácuo-térmica até a temperatura mínima de permanência especificada;
- 6) Desligar o dispositivo, manter a temperatura mínima e aguardar sua estabilização;
- 7) Partida em baixa temperatura com teste funcional do dispositivo;
- 8) Aumentar a temperatura da câmara vácuo-térmica até a ambiente.

As temperaturas durante o TVT devem atingir  $10^{\circ}\text{C}$  acima da temperatura quente permitida e  $10^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura baixa permitida. Ao definir temperatura máxima e mínima esperada, a margem de incerteza na modelagem térmica deve ser incluída.

Pelo MIL-STD-1540C (1994), essa margem é recomendada em  $11^{\circ}\text{C}$  para validar os modelos matemáticos (validados por teste) e  $17^{\circ}\text{C}$  para modelos não-validados.

O número mínimo exigido para a qualificação de ciclos térmicos por unidade são: TVT - 6 ciclos, TCT - não obrigatórios. Durações: imersão térmica mínima de 6 horas, no quente e 6 horas no frio durante o primeiro e o último ciclo. Imersões nos ciclos intermédios são de 1 hora no mínimo. A unidade será ligada e desligada na seqüência permitida, com imersão no início de cada ciclo quente e frio.

É importante salientar que os testes de TCT e TVT devem ser realizados com a seqüência estabelecida no fluxograma da Fig. 5.1, em que a prova de pressão, vibração e todos os outros testes para a qualificação devem ser feitos antes do teste vácuo-térmica.

### 6.4.3 Resultados dos testes TCT e TVT

Os resultados dos testes TCT e TVT são apresentados pela Fig. 6.25, que estão relacionados com os ciclos térmicos aplicados ao LHP e seu desempenho térmico durante a imersão térmica, respectivamente. De acordo com os testes, o LHP apresentou um comportamento térmico, de acordo com o que se esperava do dispositivo, mostrando resultados confiáveis no início do funcionamento, em seu desempenho e durante o tempo que as cargas de calor foram aplicadas ao evaporador capilar.

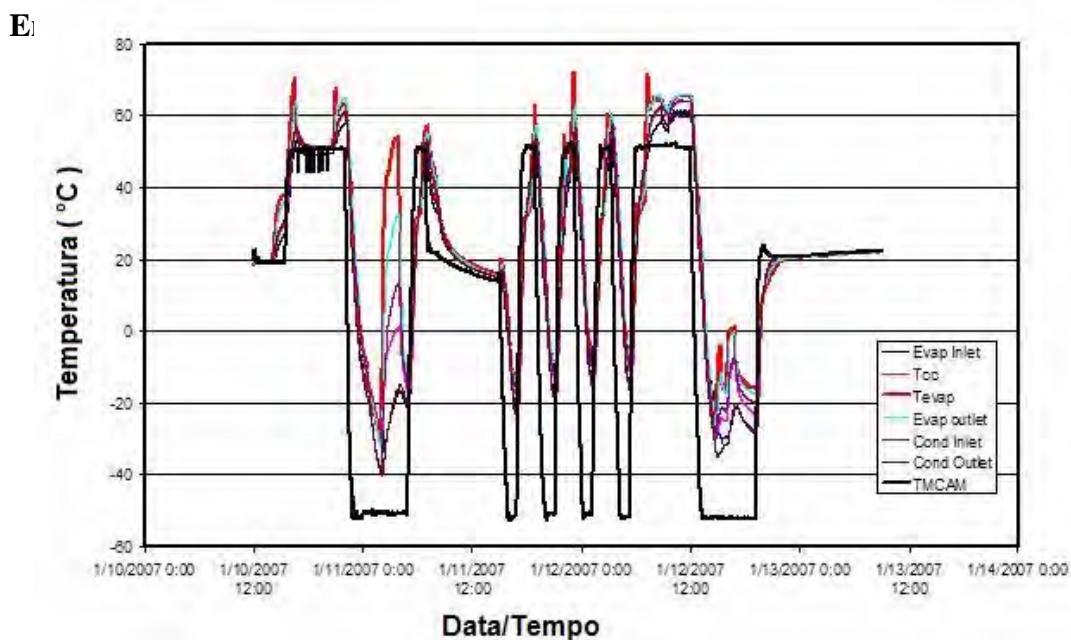


Figura 6.25. Aplicação dos ciclos térmicos no LHP.

Pode-se observar que no início dos testes ocorreu uma anomalia na temperatura e isso foi causado pelo mal-funcionamento do compressor criogênico da câmara a vácuo.

Porém desde que a câmara não seja aberta e o vácuo não se perca, depois de solucionar o problema, os testes foram iniciados novamente a partir do ponto que foi interrompido, sem que isso causasse perda dos dados ou representasse um risco ao procedimento de qualificação.

Os testes mostraram claramente o potencial do LHP para iniciar sua operação em ambos os ciclos de alta e baixa temperatura. Durante as 6 horas na imersão térmica, foi possível observar claramente a operação e o alcance do estado de equilíbrio em ambas as temperaturas alta e baixa. Tal comportamento está em conformidade com os requisitos para qualificar plenamente o procedimento tecnológico do LHP.

#### **6.4.4 Desempenho dos testes do LHP no laboratório depois do TCT e TVT**

Após a conclusão da TCT e TVT, o LHP foi colocado novamente na bancada de testes no laboratório e seu funcionamento foi confirmado mais uma vez. Este procedimento é necessário para verificar a operacionalidade do LHP antes e após os testes. Figura 6.26 mostra os resultados deste teste, o que está em conformidade com o que foi observado durante os testes realizados antes do TCT e TVT, como foi apresentado anteriormente pelo Fig. 6.23.

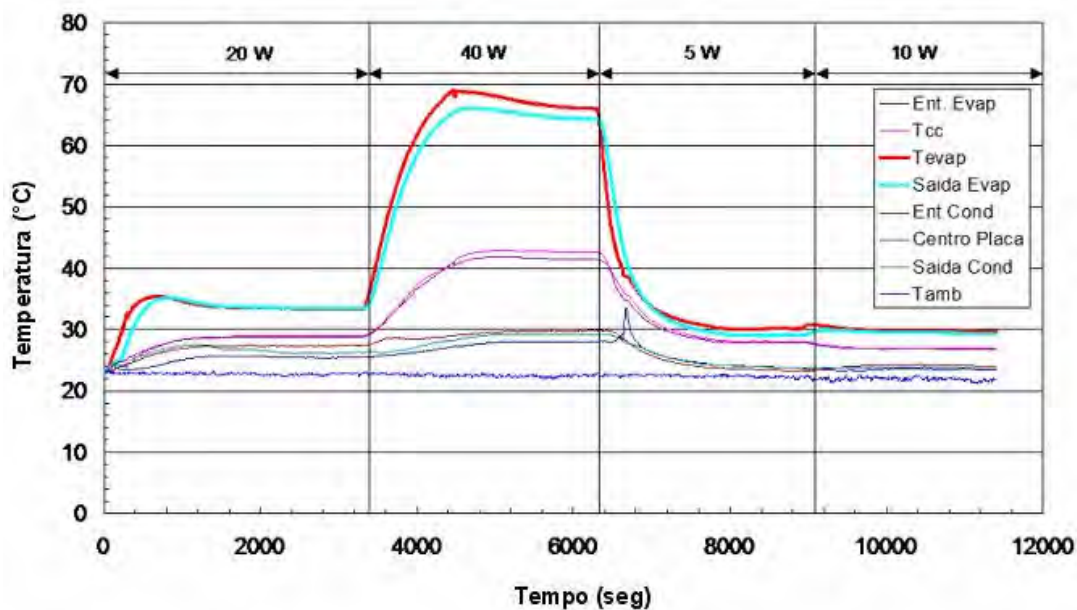


Figura 6.26. Desempenho do LHP após os testes TVT e TCT.

Através da análise dos resultados dados pela Fig. 6.26, foi possível verificar que o LHP apresentou resultados relativamente melhores do que aqueles verificados antes do testes TCT/TVT, pois a temperatura do evaporador a uma carga de calor de 40 W apresentou-se mais baixa que na Fig. 6.23 e esse detalhe é importante sabendo que foram avaliados o desempenho e eficácia do dispositivo. Isso comprovou que o LHP estava totalmente operacional e que seu projeto era bastante robusto para suportar todos os procedimentos de qualificação formais necessários para a tecnologia em si.

Como resultado, todos os testes de qualificação aos quais o LHP foi submetido atribuem que todo o ciclo tecnológico estabelecido para esse dispositivo está qualificado para aplicações espaciais.

Isso pode ser dito, pois todos os procedimentos utilizados para a fabricação de LHPs foram repetidos à exaustão, tanto na fabricação das peças para o conjunto evaporador capilar/ câmara de compensação, técnicas de inserção do elemento poroso, etc. Além disso, os procedimentos de limpeza, purificação do fluido e degasagem

comprovaram que são adequados para evitar a geração de gases não condensáveis que poder vir a prejudicar a operação de LHPs.

Os resultados obtidos indicaram a confiança do desenvolvimento do dispositivo e os procedimentos de qualificação satisfizeram as exigências estabelecidas para este projeto. Após ser qualificada a tecnologia de LHP para aplicações de espaciais, também poderão ser concebidos novos projetos para diferentes aplicações.

#### 6.4.5 Teste de vida do LHP

Testes constantes de laboratório também foram utilizados para certificar os procedimentos de fabricação e montagem, além dos testes de vida que também foram realizados voltados para a determinação da vida útil de LHPs. Logo, os testes de vida resultaram em 10 mil horas de dados experimentais gravados para LHPs operando com acetona, nos diversos ciclos de taxas de calor administradas ao evaporador capilar, bem como nas temperaturas de condensação estabelecidas. Sendo assim, é possível calcular o tempo de vida do dispositivo em órbita a partir de um modelo estatístico dado pela relação (TOWER, 1977):

$$t_r^{1/2} = \sum_{i=1}^D \left[ \sqrt{24i + \Delta t} - \sqrt{24i} \right] e^{-Q/(k_m T_0)} \quad (6.1)$$

Com base nos resultados experimentais (Riehl e Vlassov, 2004), a Eq. (6.1) indica um tempo de vida de mais de 12 anos em órbita. Esses resultados são importantes quando LHPs devem ser utilizados no controle térmico de satélites geo-estacionários por exemplo, em que sua vida útil é de pelo menos 10 anos.



É importante mencionar que o teste de vida acelerado pode ser mais curto ou mais longo, dependendo dos parâmetros usados para executar o teste, em especial a taxa de calor e  $T_o$ .

A equação (6.1) é usada como uma orientação para testes de vida acelerada, porém é importante analisar com o passar do tempo o desempenho do dispositivo com relação à geração de gases não-condensáveis (GNC). O cruzamento de informações referentes aos testes de vida acelerados, bem como aos testes de desempenho em condições de laboratório são importantes para avaliar a geração de gases não-condensáveis. Da mesma forma, verificações constantes a partir da análise de acetona utilizada nos LHPs testados, a partir de testes com infravermelho, além da simples observação da pressão absoluta dos LHPs. Essas informações em conjunto levam a verificação da geração desses gases que são nocivos à operacionabilidade de LHPs. Porém, durante toda o desenvolvimento deste trabalho, os resultados obtidos levam a conclusão de geração mínima desses gases, o que tem sido demonstrado pela operação dos LHPs dentro da normalidade com mínima variação das temperaturas e pressões ao longo do tempo.

Sendo assim, a certificação de que a geração de GNC é mínima, o que pode ser verificada a partir dos testes de análise com infravermelho, bem como verificação das temperaturas e pressões ao longo do tempo em que os LHPs estavam em operação, estabelece que a acetona pode ser aplicada em condições de operação em satélites. Isso traz confiabilidade no que diz respeito ao efeito mínimo de reações químicas entre o fluido de trabalho e os materiais utilizados para construir os LHPs, podendo representar longos períodos de operação em condições de órbita.

É importante salientar que esses resultados somente puderam ser obtidos através de uma certificação dos materiais e processos envolvidos na fabricação dos LHPs, bem como na metodologia implementada para o desenvolvimento dessa tecnologia. Por se tratar de um fluido de baixa periculosidade quando comparado com a amônia pode-se

concluir que a acetona pode ser utilizada como fluido de trabalho em sistemas de controle térmico passivo, desde que a compatibilidade com os materiais seja verificada.

Dessa forma, o desenvolvimento dessa tecnologia mostrou-se importante não apenas no que diz respeito aos dados de testes gerados, mas também com relação a todo o ciclo tecnológico implementado.

## 7. CONCLUSÃO

O resultado esperado ao final deste projeto foi adquirir conhecimento teórico e aplicado, através da construção, desenvolvimento, testes, qualificação e homologação de sistemas tipo LHP para uso espacial. Da mesma forma, objetiva-se a transferência futura da tecnologia gerada para a indústria nacional, com a finalidade de gerar fornecedores de sistemas tipo CPL/LHP e tubos de calor.

Pode-se concluir alguns aspectos importantes como:

- a) No desenvolvimento do LHP proposto houve a exaustiva realização de testes em condições de laboratório para que pudéssemos fazer um levantamento de dados experimentais, visando avaliar a influência dos GNCs durante a operação do LHP ao longo do tempo e obter uma base de dados para que ocorresse a validação do modelo numérico.
- b) A análise crítica dos resultados de desempenho do LHP foi feita durante os 3 anos de Doutorado buscando a otimização do projeto. Com isso, foram obtidos bons resultados tanto nos testes em laboratório, quanto para testes voltados a qualificação e vida. É importante salientar que os testes no laboratório mostraram confiabilidade durante a operação dos ciclos de potência em que as fontes de calor foram controladas e a potencialidade no uso da acetona como fluido de trabalho. A melhoria no projeto do evaporador capilar, principalmente quanto à configuração geométrica das ranhuras no elemento poroso primário, resultou num ganho bastante importante para o LHP como um todo.
- c) A elaboração do modelo de simulação utilizando um modelo de perda de carga hidráulica operando simultaneamente com o modelo térmico, sendo que ambos trabalhassem de forma interativa aliada às condições de operação do LHP e fluido de trabalho, foi de grande importância tanto para validá-lo

com os resultados experimentais obtidos, como também de base de estudo para aplicações de conceitos para essa importante ferramenta de projeto.

- d) A apresentação da validação do modelo de simulação com bases nos resultados experimentais obtidos foi importante pelo fato que o projeto pôde ser avaliado em maiores detalhes, pois através do modelo foi possível avaliar o LHP e também em cada componente que o compõem como um todo. Um outro aspecto importante também é que o modelo tornou-se uma ferramenta de projeto, sempre buscando condições ótimas de operação para o LHP. Além disso, pode ser observado que o erro existente entre os resultados calculados com o modelo e os resultados experimentais foi considerado pequeno, pois avaliando o erro existente nas leituras dos termopares, pode-se dizer que a defasagem entre os resultados calculados com relação aos experimentais está dentro de uma faixa de 8%.
  
- e) O procedimento da qualificação de LHPs foi feito seguindo as normas desenvolvidas pela NASA e ESA. Nesse importante processo para qualificar a tecnologia LHP houve todo um cuidado para certificar o dispositivo, pois sem qualificação, os dispositivos não podem ser utilizados no controle térmico de satélites devido ao alto grau de confiabilidade e qualidade que devem apresentar. Vale lembrar que a avaliação do desempenho do LHP ao longo do tempo foi feita constantemente, com a finalidade de verificar qualquer anormalidade na sua operação e, assim, garantir que o mesmo operasse dentro dos parâmetros definidos no projeto.
  
- f) A qualificação da tecnologia LHP comprovou que o dispositivo estava totalmente operacional e que seu projeto era bastante robusto para suportar todos os procedimentos de qualificação formais necessários para a tecnologia em si. Todos os procedimentos utilizados para a fabricação de LHPs foram repetidos exaustivamente, tanto na fabricação das peças para o conjunto evaporador capilar/ câmara de compensação, técnicas de inserção do

elemento poroso, como no procedimento de limpeza e purificação do fluido. Todos os testes de qualificação aos quais o LHP foi submetido atribuíram que esse dispositivo está qualificado para aplicações espaciais.

Apesar da complexidade para se obter bons resultados que envolvem um estudo aprofundando para adquirir conhecimento teórico, experimental e aplicado a todo o trabalho da tecnologia LHP, o dispositivo oferece uma grande potencialidade para aplicações futuras tanto na área espacial quanto terrestre.

Para finalizar este trabalho torna-se necessário apresentar alguns trabalhos futuros, com algumas aplicações e finalidades.

## **7.1 Trabalhos Futuros**

Com o início do estudo da tecnologia LHP, devido à ausência atual no país, essa linha de pesquisa tornou-se de interesse nacional, uma vez que busca tornar o país independente neste tipo de tecnologia que hoje é importada.

Seguindo a mesma direção da pesquisa de dispositivos de controle térmico, no futuro poderão ser investigados os tópicos:

- a) LHPs para aplicações espaciais com fluidos alternativos;
- b) Avaliação de outros materiais para o projeto LHP, que envolve propriedades do material da tubulação e da estrutura porosa, tamanho de cada componente e o inventário do fluido de trabalho necessário para o sistema.
- c) Estudo aprofundado da aplicação e operacionalidade da estrutura porosa secundária.
- d) Aplicações terrestres como LHPs em miniatura.
- e) Desenvolvimento de um modelo transiente de operação do LHP.

Transferência futura da tecnologia gerada para a indústria nacional, com a finalidade de gerar fornecedores de sistemas tipo CPL/LHP e tubos de calor.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BAKER, C. L.; BIENERT, W. B.; DUCAO, A. S. Loop heat pipe flight experiment. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS, 28, 1998, Denver, MA. **Proceedings...** Washington: SAE paper #981580, July 13-16, 1998.

BAZZO, E.; RIEHL, R.R. Operation Characteristics of a small- scale capillary pumped loop, **Applied Thermal Engineering**, v- 23, n.6, p.687-705,2003.

BAUMANN, J.; CULLIMORE, B.; AMBROSE, J.; BUCHAN, E.; YENDLER, B. Methodology for Enveloping Reliable Start- up of Loop Heat Pipes. **Institute of Aeronautics and Astronautics Thermophysics**, p.2000-2285,2000.

BIENERT, W. B.; WOLF, D. A.; NIKITKIN, M. N. The proof-of-feasibility of multiple evaporator loop heat pipes. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON SPACE ENVIRONMENT CONTROL SYSTEMS, 6., 1997, Noordwijk, Netherlands. **Proceedings...** Noordwijk: ESA, 1997. p. 393. 1997.

CAREY, V.P. **Liquid- vapor phase- change phenomena**. 5. ed.Oxford, UK: Taylor & Francis, 1992.

CHERNYSHEVA, M.A.; VERSHININ, S. V.; MAYDANIK, Y. F. Operating temperature and distribution of a working fluid in LHP. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.50, n.13-14, p. 2704-2713, 2007.

CHUANG, P.Y.A. **An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analysis**. 2003. 271p. PhD Thesis, The Pennsylvania State University, 2003.

DUTRA, T.; RIEHL, R. R. Analysis of the thermal performance of a loop heat pipe. In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION-IMECE, 2003,Washington, DC. **Proceedings...** Washington: ASME, 2003, paper IMECE2003-41248, 2003.

FAGHRI, A. Heat pipe science and technology. 1. ed. Washington, DC: Taylor & Francis, 1995.

FIGUS, C.; BRAY, Y.L.; BORIES S.; PRAT, M. Heat and mass transfer with phase change in a porous structure partially heated: continuum model and pore network simulations. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 42, n. 14, p.2557-2569, 1999.

FRANKLIN, S.; KU, J.; SPENCE, B.; MCEACHEN, M.; WHITE, S.; SAMSON, J. The space technology 8 mission. In: IEEE AEROSPACE CONFERENCE, 2006, Pasadena, CA. **Proceedings...** Pasadena: IEEE, 2006, paper # 1544, 2006.

GERHART, C.; GLUCK, D. Summary of operating characteristics of a dual compensation chamber loop heat pipe in gravity. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 11, 1999, Tokyo, Japan. **Proceedings...** Tokyo: [s.n], Sept. 12-16, 1999.

HELDEN, P.G.M.V.; OUDEN, M.D.; SANTOS, N.; RIEHL, R.R. Novel loop heat pipes development for ground and space applications. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING-COBEM, 18, 2005, Ouro Preto, MG. **Proceedings...** São Paulo: COBEM, 2005.

HOANG, T.T.; CUMMINGS, S.M.; BAUDAUFF, R.W.; BROWN, M.A. Advanced loop heat pipes for spacecraft central thermal bus concept. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 12, 2002, Grenoble, France. **Proceedings...** Grenoble: [s.n], 2002.

HOLMAN, J.P. **Transferência de calor**. 3. ed. Rio de Janeiro. McGraw-Hill, 1983.

INCROPERA, R.P.; DE WITT, D.P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 4. ed. New York: John Wiley & Sons, 1996.

KAYA, T; HOANG, T. Mathematical modeling of loop heat pipes and experimental validation. **AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 13, n. 3, p. 214-220, 1999.

KAYA, T.; GODAK, J. Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p.3211-3220, 2006.



KAYA, T.; PÉREZ, R.; GREGORI, C.; TORRES, A. Numerical simulation of transient operation of loop heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 967-974, 2008.

KIM, J.; GOLLIHER, E. Steady state model of a micro loop heat pipe. In: IEEE SEMI-THERM SYMPOSIUM, 18, 2002, San Jose, CA. **Proceedings...** San Jose: IEEE, 2002.

KLINE, S.J. The purposes of uncertainty analysis. **Journal of Fluids Engineering**, v. 107, p. 153-160. 1985a.

KLINE, S.J. Closure to 1983 symposium on uncertainty analysis. **Journal of Fluids Engineering**, v. 107, p. 181-182, 1985b.

KOZMIN, D.; GONCHAROV, K.; NIKITKIN, M.; MAIDANIK, Y. F.; FERSHTATER, Y. G.; SMIRNOV, F. Loop heat pipes for space mission Mars 96. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 26, 1996, Monterey, California. **Proceedings...** Washington: SAE Technical paper # 961602, pp. 1-6, 1996.

KU, J. Operating characteristics of LHPs. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 27, 1999, Denver, Colorado, USA. **Proceedings...** Washington: July 12- 15, SAE Technical paper # 99-01-2007, 1999.

KU, J. Overview of capillary pumped loop technology, heat pipes and capillary pumped loops. In: ASME HEAT PIPES AND CAPILLARY PUMPED LOOPS, 1993, [S.I]. **Proceedings...** [S.I]: ASME-HTD, v. 236, p. 1-17, 1993.

KU, J.; BIRUR, G. An experimental study of the operating temperature in a loop heat pipe with two evaporators and two condensers. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 31, 2001, Orlando, Florida. **Proceedings...** Washington: SAE, 2001a.

KU, J.; BIRUR, G. Testing of a loop heat pipe with two evaporators and two condensers. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 31, 2001, Orlando, Florida. **Proceedings...** Washington: SAE, 2001b.

KU, J.; OTTENSTEIN, L.; ROGERS, P.; CHEUNG, K. Effect of pressure drop on loop heat pipe operating temperature. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 18, 2002, Moscow-Kostroma. **Proceedings...** Moscow-Kostroma, Russia: [s.n], p. 153-158, 2002.

KU, J. Thermal performance of capillary pumped loops onboard Terra spacecraft. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS, 34, 2004, Colorado Springs. **Proceedings...** Colorado Springs, Co: Washington: SAE, paper# 2004-01-2504, 2004.

KURWITZ, C.; BEST, F. R. Experimental results of loop heat pipe startup in microgravity. SPACE TECHNOLOGY AND APPLICATIONS, INTERNATIONAL FORUM, 1997, New Mexico. **Proceedings...** [S.l.]: AIP, p. 647-652, 1997. v. 387.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; BONJOUR, J. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. **International Journal of Thermal Sciences**. v. 46, p. 621-636, 2007.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; BONJOUR, J. Analytical model for characterization of loop heat pipes. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v.22, n. 4, p. 623-631, 2008.

LONG, J. B; Ochterbeck, J. M. Response of loop heat pipes to transient heat loads. In: IMECE, 1999, Nashville, TN. **Proceedings...** Nashville: IMECE, 1999.

MAYDANIK, Y.F.; FERSHATER, Y.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 10, Stuttgart, Germany. **Proceedings...** Stuttgart: [s.n], 1997.

MAYDANIK, Y.F.; VERSHININ, S.V.; KORUKOV, M.A. Miniature loop heat pipes-a promising means for cooling electronics. In: INTERSOCIETY CONFERENCE ON THERMAL AND THERMOMECHANICAL PHENOMENA IN ELECTRONICS SYSTEMS, 9, 2004, Las Vegas, NV. **Proceedings...** Las Vegas: IEEE, 2004.

MAYDANIK, Y.F. Review loop heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p.635-657, 2005.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Hoboken, NJ, USA. 5.ed.. John Wiley & Sons, 2006.

NIKITKIN, M.N.; BIENERT, W.B. High power cold shock phenomena in loop heat pipes. In: AIP CONFERENCE, 2001, Karpacz, Poland. **Proceedings...** [S.l.]: AIP, 2001. v.552, n.1, p. 283-291,

NORTH, M. T.; SARRAF, D. B.; ROSENFELD, J. H.; MAIDANIK, Y. F.; VERSHININ, S. High heat flux loop heat pipes. **American Institute of Physics**, v.387, n.1, pp. 561-566, 1997.

OTTENSTEIN, L.; NIENBERG, J. Flight-testing of two-phase flow flight experiment. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS, 28, 1998, Danvers. MA. **Proceedings...**[S.l.]: SAE, paper #981816, 1998.

PETERSON, G.P. **An introduction to heat pipes**. 5.ed. New York,USA: John Wiley & Sons, 1994.

REAY, D.A.; KEW, P.A. **Heat pipes- theory, design and applications**. Oxford, UK: 5. ed. Elsevier's Science & Technology, 2006.

RIEHL, R.R. **Manufacturing and assembling procedures for loop heat pipes**. São José dos Campos: INPE, 2004. 20 p.

RIEHL, R.R. **Working fluid charge procedure for loop heat pipes, capillary pumped loops and heat pipes**. São José dos Campos: INPE, 2004. 9 p.

RIEHL, R.R. **Convective condensation in small diameter channels with and without a porous boundary**. 2000. PhD Thesis, Clemson University, Clemson- SC-USA, 2000.

RIEHL, R.R. **Design and operation of capillary driven two-phase loops as CPL/LHP**. Rio de Janeiro, Brazil: National Institute for Intellectual Property, 2002, Software Register # 03003.

RIEHL, R.R.; BAZZO, E.; BEDNOV, S.M.; PROKHOROV, Y.M. Proposed loop heat pipe experiment to be tested at the International Space Station. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 7, 2003, Jeju, Swongipo, Korea. **Proceedings...** [S.l.: s.n.], 2003.

RIEHL, R.R. Comparing the behavior of a loop heat pipe with different elevations of the capillary evaporator. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 34. Colorado Springs, CO, USA. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2004. paper 2004-01-2510.

RIEHL, R.R. Evaluating the behavior of loop heat pipe with different compensation chamber configurations. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 13, 2004. **Proceedings...** Shanghai-China: [s.n], 2004.

RIEHL, R.R. Extensive development of the loop heat pipe technology. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 36, 2006, Norfolk, VA, USA. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2006a. paper 2006-01-2169.

RIEHL, R.R. Analysis of mini-loop heat pipe behavior using nanofluid. In: HEAT POWERED CYCLES INTERNATIONAL CONFERENCE (HPC), 4, 2006, New Castle, UK. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2006b. paper 06102.

RIEHL, R.R. Exploring possibilities with the development of the loop heat pipe technology. In: HEAT POWERED CYCLES INTERNATIONAL CONFERENCE (HPC), 4, 2006, New Castle, UK. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2006c.

RIEHL, R.R.; SANTOS, N. Performance improvement in loop heat pipe using primary wick with circumferential grooves. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 36, 2006, Norfolk, VA, USA. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2006.

RIEHL, R. R; SANTOS, N. Thermal characteristics of a flat evaporator miniature loop heat pipe. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS, 37, 2007, Chicago. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2007.

RIEHL, R. R.; SANTOS, N. Loop heat pipe performance enhancement using primary wick with circumferential grooves. **Applied Thermal Engineering**, v.14, n.15, p. 1745-1755, 2008.

RIEHL, R. R.; SANTOS, N. Loop heat pipe development overview. In: SPACE TECHNOLOGY APPLICATIONS INTERNATIONAL FORUM (STAIF), 2008, Albuquerque, NM USA. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2008. paper #185.

RIEHL, R.R.; SIQUEIRA, T.C.P.A. Evaluating loop heat pipes performances regarding their geometric characteristics. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 35, 2005, Rome, Italy. **Proceedings...**[S.l.]: SAE, 2005.

RIEHL, R.R.; SIQUEIRA, T.C.P.A. Heat Transport capability and compensation chamber influence in loop heat pipes performance. **Applied Thermal Engineering**, v.26, n.11, p. 1158-1168, 2006.

RIEHL, R.R.; DUTRA, T. Development of a experimental loop heat pipe for application in future space missions. **Applied Thermal Engineering**, v.25, n.1, 101-112, 2005.

RIEHL, R.R.; VLASSOV, V.V. CONTER – **Review of existing technology cycles and processes for fabrication and qualification of two-phase thermal control devices**. São José dos Campos: INPE/ETE-CONTER-D-G-REV-004/2003, 46 p., 2003.

RIEHL, R. R.; VLASSOV, V. V. **Proposal of a universal production and tests procedures of capillary pumped loop (CPL), loop heat pipe (LHP) and heat pipe (HP)**. São José dos Campos: National Institute for Space Research., 2004. CONTER-D-G-TRP-007/2004, 42 p.

SANTOS, N.; RIEHL, R. R. Qualification procedures of loop heat pipes for space applications. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 14, 2007, Florianópolis, SC. **Proceedings...** [S.l.]: SAE, 2007.

SANTOS, N.; RIEHL, R. R. Evaluating the behavior of capillary evaporators during loop heat pipes operation. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING -COBEM 2007, 19, 2007, Brasilia-DF. **Proceedings...** Brasília: [s.n.], 2007.

STENGER, F.J. **Experimental feasibility study of water- filled capillary- pumped heat- transfer loops**. Washington: NASA, 1966. NASA TM X- 1310.

SINGH, R.; AKBARZADEH, A.; MOCHIZUKI, M.; SAITO, Y.; NGUYEN, T.; KIYOOKA, F.; WUTTIJUMNONG, V. Thermal performance of miniature loop heat pipe operating under different heating modes. **Thermomechanical phenomena in electronic system**, art. n°. 1645394, p. 557-562, 2006.

SINGH, R.; AKBARZADEH, A.; DIXON, C.; MOCHIZUKI, M.; RIEHL, R.R. Miniature loop heat pipe with flat evaporator for cooling computer CPU. **IEEE-Transactions on Components and Packaging Technologies**, vol 30, n.1, p.42-49, 2007.

SINGH, R.; AKBARZADEH, A.; MOCHIZUKI, M. Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator. **International Journal of Thermal Sciences**. V. 47, n. 11, p. 1504-1515, 2008.

SWANSON, T.D.; BIRUR, G.C. Nasa thermal control technologies for robotic spacecraft. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12, 2002, Moscow, Russia. **Proceedings...**Moscow: [s.n.], v.23, n. 9, p. 1055-1065, 2002.

TOWER, L. K.; KAUFMAN, W. B. **Accelerated life tests of specimen heat pipe from communication technology satellite (CTS) project**. Washington: NASA, 1977. TM-73846, NASA Technical Memorandum.

VASILIEV, L.L. Review Heat Pipes in modern heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**. v. 25, n.1, p.1-19, 2005.

VLASSOV, V. V. CONTER – **Research and development program proposal for 2003-2007 years**. São José dos Campos: INPE/ETE-CONTER-D-G-EMG-002/2003, 61 p., 2003.

VLASSOV, V.V.; RIEHL, R.R. Modeling of a loop heat pipe for ground and space conditions. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 36, 2006, Norfolk, VA. **Proceedings...** Norfolk: [s.n], 2006. paper 2006-01-2173.

WATSON, H.; GERHART, C.; MULHOLLAND, G.; GLUCK, D. Steady-state operation of a loop heat pipe with analytical prediction. In: **ASME HEAT TRANSFER DIVISION**, 2000, [S.I.]. **Proceedings...** [S.I.] : ASME, 2000. v. 3666-4.

## APÊNDICE A. Propriedades Termofísicas

Todas as propriedades dos fluidos de trabalho utilizadas neste modelo computacional estão em função de uma dada temperatura de saturação em forma de equações polinomiais. Tais polinômios foram derivados das propriedades termofísicas obtidas por Faghri ( 1994).

As propriedades incluem tensão superficial, densidade do líquido, densidade do vapor, calor latente de vaporização, calor específico do líquido, calor específico do vapor, viscosidade do líquido, viscosidade do vapor, condutividade térmica do líquido, condutividade térmica do vapor.

### A1. ACETONA

- **Tensão Superficial**

$$TS = 0,026 - 1,004 e^{-4} \times T - 9,275 e^{-7} \times T^2 + 1,160 e^{-8} \times T^3 - 4,8532 e^{-11} \times T^4$$

- **Densidade do Líquido**

$$DL = 814,827 - 1,337 \times T + 0,004 \times T^2 - 3,532 e^{-5} \times T^3$$

- **Densidade do Vapor**

$$DV = 0,271 + 0,009 \times T + 1,531 e^{-4} \times T^2 + 4,248 e^{-6} \times T^3$$

- **Calor Latente de Vaporização**

$$CLV = 573,285 - 1,447 \times T + 0,014 \times T^2 - 1,041 e^{-4} \times T^3 - 4,370 e^{-8} \times T^4$$

- **Calor Específico do Líquido**

$$CEL = 2109,673 + 2,387 \times T + 0,013 \times T^2 + 2,214 e^{-4} \times T^3 - 9,105 e^{-7} \times T^4$$

- **Calor Específico do Vapor**

$$CEV = 1217,530 + 2,830 \times T - 9,740 \times T^2 + 9,469 e^{-6} \times T^3$$

- **Viscosidade do Líquido**

$$VIL = 3,985 e^{-4} - 4,355 e^{-6} \times T + 2,995 e^{-8} \times T^2 - 9,248 e^{-11} \times T^3$$

- **Viscosidade do Vapor**

$$VIV = 7,737 e^{-6} + 2,143 e^{-8} \times T - 5,330 e^{-11} \times T^2 - 6,628 e^{-13} \times T^3$$

- **Condutividade Térmica do Líquido**

$$CTL = 0,185 - 1,639 e^{-4} \times T - 2,068 e^{-6} \times T^2$$

- **Condutividade Térmica do Vapor**

$$CTV = 0,009 + 7,342 e^{-5} \times T + 8,184 e^{-8} \times T^2$$

## A2. Amônia

- **Tensão Superficial**



$$TS = 0,032 - 3,165 e^{-4} \times T + 4,523 e^{-7} \times T^2$$

- **Densidade do Líquido**

$$DL = 636,915 - 1,385 \times T + 0,002 \times T^2 - 6,815 e^{-5} \times T^3$$

- **Densidade do Vapor**

$$DV = 4,150 - 0,010 \times T + 3,262 e^{-4} \times T^2 + 2,745 e^{-4} \times T^3 - 4,697 e^{-6} \times T^4 + 2,406 e^{-8} \times T^5$$

- **Calor Latente de Vaporização**

$$CLV = 1,255 e^6 - 3661,663 \times T + 7,536 \times T^2 - 0,265 \times T^3$$

- **Calor Específico do Líquido**

$$CEL = 4549,904 + 4,872 \times T + 0,149 \times T^2$$

- **Calor Específico do Vapor**

$$CEV = 2546,792 + 9,582 \times T + 0,243 \times T^2 + 0,001 \times T^3$$

- **Viscosidade do Líquido**

$$VIL = 176,714 e^{-6} - 1,758 e^{-6} \times T + 0,008 \times T^2$$

- **Viscosidade do Vapor**

$$VIV = 9,060 e^{-6} + 2,920 e^{-8} \times T + 1,428 e^{-10} \times T^2 - 1,041 e^{-12} \times T^3$$

- **Condutividade Térmica do Líquido**

$$CTL = 0,506 - 0,001 \times T - 2,635 e^{-6} \times T^2 - 1,199 e^{-8} \times T^3$$

- **Condutividade Térmica do Vapor**

$$CTV = 0,022 + 1,398 e^{-4} \times T + 1,292 e^{-6} \times T^2 + 1,278 e^{-8} \times T^3$$

## APÊNDICE B. Análise de Incertezas

A análise de incerteza é uma poderosa ferramenta para melhorar o valor do trabalho experimental, e pode ser aplicado em todas as fases de um programa experimental. Ao utilizar a análise de incerteza, Kline (1985a) destacou cinco usos específicos:

1. Fazer valer uma análise completa dos procedimentos experimentais;
2. Identificar situações em que melhorou instrumentação e / ou procedimentos são necessários para a obtenção dos resultados desejados com exatidão;
3. Minimizando dos custos da instrumentação para obter uma determinada produção exatidão;
4. A identificação de instrumentos e procedimentos que controlam precisão; e
5. Informar antecipadamente o momento em que uma experiência não pode atender aos requisitos de rigor e desejado . Essas experiências podem às vezes ser reconfiguradas, ou elas devem ser abandonadas.

A utilização da análise de incerteza na fase de análise dos resultados de um experimento teve início a partir de 1983 e foi o marco no simpósio sobre análise incerteza patrocinado pela ASME Journal of Fluids Engenharia (JFE), em que duas conclusões foram obtidas (KLINE, 1985b):

1. análise de incerteza é um ingrediente essencial no planejamento, controle, e informação. O importante é que uma análise razoável de incerteza deve ser feita; e
2. É particularmente importante que se use análise de incerteza na fase de análise dos resultados de um experimento no intuito de obter resultados mais precisos.

Neste trabalho em questão foi utilizada a análise de incerteza na obtenção dos resultados experimentais considerando a precisão de cada instrumento.

No caso da resistência térmica, a incerteza no resultado é dada pela equação abaixo:

$$\delta RT = \left[ \left( \frac{\partial RT}{\partial T_{evap}} \delta T_{evap} \right)^2 + \left( \frac{\partial RT}{\partial T_{cc}} \delta T_{cc} \right)^2 + \left( \frac{\partial RT}{\partial Q} \delta Q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.1})$$

Já no caso do coeficiente de transferência de calor a equação é:

$$\delta h = \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial Q} \delta Q \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial T_e} \delta T_e \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial T_s} \delta T_s \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.2})$$

As equações acima foram utilizadas no Capítulo 3, aqui são apresentadas as derivadas parciais de cada medida indireta considerando a precisão de cada instrumento.

## ANEXO A. Publicações

Publicações dos seguintes artigos até o momento:

a) *Congressos Internacionais*

- Helden, Peter G. M. Van; Ouden, Machiel Den; Santos, N.; Riehl, R. R., “Novel Loop Heat Pipes Development for Ground and Space Applications”. In: 18th International Congress of Mechanical Engineering-COBEM, 2005, Ouro Preto-MG. Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering-COBEM. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2005.
- Roger R. Riehl, Nadjara dos Santos, “Performance Improvement in Loop Heat Pipe Using Primary Wick with Circumferential Grooves”, 36<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems, Norfolk, VA, July 17-20, paper # 2006-01-2172, 2006.
- Roger R. Riehl, Nadjara dos Santos, “Evaluating Loop Heat Pipe Performance Improvement Using Circumferential Grooves”, Heat Powered Cycles International Conference (HPC), New Castle, UK, paper 06101, Sept 11-14, 2006.
- Santos, N., Riehl, R. R. “Qualification Procedures of Loop Heat Pipes for Space Applications”. In: 14th International Heat Pipe Conference, 2007, Florianópolis, SC. 14th International Heat Pipe Conference, 2007. 2007.
- Riehl, R. R, Santos, N. “Thermal Characteristics of a Flat Evaporator Miniature Loop Heat Pipe”. In: 37th International Conference on Environmental Systems, 2007, Chicago. 37th International Conference on Environmental Systems, 2007, 2007.

- Santos, N., Riehl, R. R. “Evaluating the behavior of capillary evaporators during loop heat pipes operation”. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering -COBEM 2007, 2007, Brasilia-DF. Proceedings of the 19th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), 2007, 2007.
  - Riehl, R. R., Santos, N., “Loop heat pipe development overview”, Space Technology Applications International Forum (STAIF), Albuquerque, NM USA, Feb 10-14, paper #185, 2008.
  - Riehl, R. R., Santos, N., “Loop Heat Pipes and Heat Pipes Technologies Development and Qualification For Space Applications”, VII Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”, Minsk, Belarus, September 8-11, 2008.
- b) *Artigo publicado em revista internacional indexada*
- Riehl, R. R., Santos, N. “Loop heat pipe performance enhancement using primary wick with circumferential grooves.” Applied Thermal Engineering, v. 28, p. 1745-1755, 2008.

## **PUBLICAÇÕES TÉCNICO-CIENTÍFICAS EDITADAS PELO INPE**

### **Teses e Dissertações (TDI)**

Teses e Dissertações apresentadas nos Cursos de Pós-Graduação do INPE.

### **Manuais Técnicos (MAN)**

São publicações de caráter técnico que incluem normas, procedimentos, instruções e orientações.

### **Notas Técnico-Científicas (NTC)**

Incluem resultados preliminares de pesquisa, descrição de equipamentos, descrição e ou documentação de programa de computador, descrição de sistemas e experimentos, apresentação de testes, dados, atlas, e documentação de projetos de engenharia.

### **Relatórios de Pesquisa (RPQ)**

Reportam resultados ou progressos de pesquisas tanto de natureza técnica quanto científica, cujo nível seja compatível com o de uma publicação em periódico nacional ou internacional.

### **Propostas e Relatórios de Projetos (PRP)**

São propostas de projetos técnico-científicos e relatórios de acompanhamento de projetos, atividades e convênios.

### **Publicações Didáticas (PUD)**

Incluem apostilas, notas de aula e manuais didáticos.

### **Publicações Seriadas**

São os seriados técnico-científicos: boletins, periódicos, anuários e anais de eventos (simpósios e congressos). Constam destas publicações o Internacional Standard Serial Number (ISSN), que é um código único e definitivo para identificação de títulos de seriados.

### **Programas de Computador (PDC)**

São a seqüência de instruções ou códigos, expressos em uma linguagem de programação compilada ou interpretada, a ser executada por um computador para alcançar um determinado objetivo. São aceitos tanto programas fonte quanto executáveis.

### **Pré-publicações (PRE)**

Todos os artigos publicados em periódicos, anais e como capítulos de livros.