

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

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA PLACA DE RESFRIAMENTO
CONSTITUÍDA DE BOMBAS CAPILARES COM RANHURAS CIRCUNFERENCIAIS
DE SECÇÃO TRIANGULAR**

**TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

TELESMAGNO NEVES TELES

FLORIANÓPOLIS, 26 DE AGOSTO DE 1996

"A new scientific truth does not triumph by convincing its opponents and make them see the light, but rather because its opponent dies, and new generation grows up that is familiar with it."

Max Planck

"Works are of value only if they give rise to better ones."

Alexander von Humboldt

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA PLACA DE RESFRIAMENTO CONSTITUÍDA DE BOMBAS ⁱⁱ
CAPILARES COM RANHURAS CIRCUNFERENCIAIS DE SECÇÃO TRIANGULAR

TELESMAGNO NEVES TELES

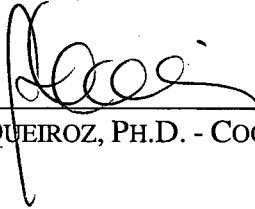
ESTA TESE FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

DOUTOR EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA
DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



PROF. SERGIO COLLE, D.Sc. - ORIENTADOR



PROF. ABELARDO ALVES DE QUEIROZ, PH.D. - COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA



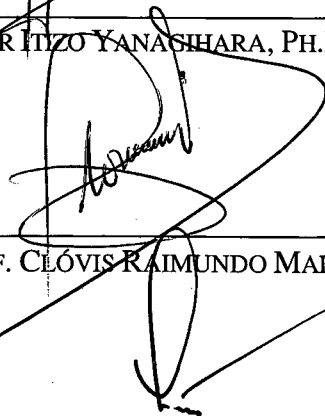
PROF. SERGIO COLLE, D.Sc. - PRESIDENTE



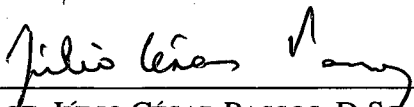
PROF. JURANDIR ITZO YANAGIHARA, PH.D. - RELATOR



PROF. PEDRO B. MELLO, DR. ING.



PROF. CLÓVIS RAIMUNDO MALISKA, PH.D.



PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS, D.Sc.

PROF. PAULO CESAR PHILIPPI, D.Sc.

Dedico este trabalho à minha esposa, Virginia, que sempre soube como apoiar-me nos momentos mais difíceis dessa tarefa, e ao meu filho, Matheus, cujo nascimento carregou-me de inspiração e motivação para concluí-la.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Sérgio Colle pela motivação, incentivo, orientação e, sobretudo, pelo exemplo de perseverança e determinação cristalizados em seu caráter e legitimadores de sua missão como educador.

Aos Professores Clóvis R. Maliska, Júlio C. Passos e Paulo C. Philippi pela valiosa consultoria a mim prestada e, finalmente, aos demais professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, os quais de alguma forma puderam colaborar para a consecução deste trabalho.

À equipe técnica do LABSOLAR. Ao Prof. Edson Bazzo pelas produtivas discussões, ao Doutorando Sérgio Dalmas, pelo espírito de fraternidade e companheirismo, aos grandes amigos Andreas Edom e Ediane Pozzan, cuja magnitude de incentivo e apoio não se comensuram em palavras e, ainda, aos demais colegas e amigos que em maior ou menor grau também prestaram sua colaboração a este trabalho.

Ao CNPq pelo suporte financeiro.

AGRADECIMENTOS ESPECIAIS

Ao Prof. Manfred Groll pelo estímulo, efetivo apoio e orientação e, sobretudo, pela forte confiança em mim depositada, o que contribuiu inestimavelmente à minha ampla autonomia no desenvolvimento de minhas atividades no IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme - da Universidade de Stuttgart.

Ao Eng. Ortwin Brost pela constante atenção e cordialidade e pelas discussões conjuntas dos trabalhos e resultados experimentais. Aos Srs. Manfred Knupfer e Horst Angerer pelos serviços técnicos prestados na montagem da bancada experimental, mas, principalmente, pelo espírito de coleguismo e solidariedade, e a todos os demais colegas do IKE que direta ou indiretamente contribuíram para execução desse trabalho.

Ao DAAD - Deutscher Akademischer Austauschdienst - por toda sorte de suportes e assistências a mim prestados. A Sra. Helga Wahre, funcionária do DAAD, pelo carinho e amizade, a qual sempre manteve-se presente nos momentos de grande ansiedade, decorrentes da minha adaptação em país estrangeiro.

Ao KFA - Forschungszentrum Jülich - pelo suporte financeiro para aquisição dos equipamentos e instrumentos utilizados na bancada experimental. Ao Dr. Horst. D. Talarek, representante do KFA, pela amizade, pelo apoio inestimável ao meu trabalho e, principalmente, pela dinamização dos trabalhos junto ao KFA.

À empresa ERNO Raumfahrttechnik GmbH por ter investido no meu trabalho, proporcionando-me os meios para esse trabalho de investigação mediante a cessão de bombas capilares de sua fabricação. Ao Dr. Reinhard Schlitt pelo apoio dispensado.

Finalmente, ao Goethe-Institut de Mannheim, por proporcionar-me incontáveis momentos de alegria na Alemanha e, sobretudo, por fomentar substancialmente a minha integração àquele país.

ÍNDICE

<i>Lista de figuras</i>	ix
<i>Lista de tabelas</i>	xiii
<i>Lista de símbolos</i>	xiv
<i>Lista de abreviaturas</i>	xviii
<i>Resumo</i>	xix
<i>Abstract</i>	xx
<i>Zusammenfassung</i>	xxi
1. INTRODUÇÃO	01
1.1 Generalidades	01
1.2 Motivação para o presente trabalho	02
1.3 Escopo do trabalho	03
1.4 Organização da tese	04
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
2.1 Introdução	05
2.2 Tecnologia de sistemas bifásicos de transferência de calor	09
2.3 Circuitos capilares bifásicos - CPL	12
2.3.1 Princípio de funcionamento	12
2.3.2 Características operacionais e performance do CPL	15
2.4 Placas de resfriamento/Bombas capilares	24
2.4.1 Aspecto construtivo das placas de resfriamento	24
2.4.2 Modelos recentes de placas de resfriamento	26
2.5 Bombas capilares MBB/ERNO	36
2.5.1 Características construtivas	36
2.5.2 Princípio de funcionamento	37
2.5.3 Falha operacional característica	40
2.6 Sumário	42
3. EXPERIMENTAÇÃO	43
3.1 Introdução	43

3.2	Montagem experimental	43
3.2.1	Projeto, construção e montagem	43
3.2.2	Equipamentos e instrumentos	47
3.2.3	Fluido de trabalho	52
3.2.4	Instalação de termopares	52
3.3	Procedimento de execução	54
3.3.1	Detalhamento dos testes	54
3.4	Análise de incerteza dos resultados	63
3.4.1	Temperatura	64
3.4.2	Fluxo de calor	65
3.4.3	Coefficiente de transferência de calor	66
3.5	Sumário	67
4.	RESULTADOS E ANÁLISE	70
4.1	Limite de colapso da bomba capilar	70
4.1.1	Introdução	70
4.1.2	Experimentação	72
4.1.3	Resultados	74
4.1.4	Discussão	78
4.1.5	Conclusão	81
4.2	Limite capilar de transferência de calor	82
4.2.1	Introdução	82
4.2.2	Estimativa do limite capilar	83
4.2.3	Resultados experimentais	90
4.2.4	Comparação dos resultados teóricos e experimentais	93
4.2.5	Conclusão	96
4.3	Partida de operação no CPL	97
4.3.1	Introdução	97
4.3.2	Colocação do problema	99
4.3.3	Resultados experimentais e análise	102
4.3.4	O superaquecimento da placa de resfriamento	118
4.3.5	Conclusão	121
4.4	Operação em regime permanente	123

4.4.1	Introdução	123
4.4.2	Estabilidade de operação do CPL	124
4.4.3	Controle de temperatura no CPL	128
4.4.4	Conclusão	130
4.5	Fenômeno de secagem	133
4.5.1	Introdução	133
4.5.2	Resultados experimentais	133
4.5.3	Modelo teórico para prever a formação de vapor na secção de líquido	139
4.5.4	Discussão dos resultados	144
4.5.5	Conclusão	151
5.	SUMÁRIO E CONCLUSÕES	153
5.1	Sumário e conclusões	153
5.2	Recomendações para trabalhos futuros	155
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	157
APÊNDICES	161
Apêndice A	Avaliação da curva da perda de carga no CPL	162
Apêndice B	Descrição da bancada experimental	167
Apêndice C	Fluido de trabalho do CPL	191
Apêndice D	Análise de incerteza no cálculo do semiângulo de abertura, β , do raio efetivo de capilaridade, r_c e da pressão capilar máxima de bombeamento, Δp_{cm}	197
Apêndice E	Avaliação do limite capilar das bombas KP1, KP3 e KP4	202
Apêndice F	Perfil estacionário da temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar	205

Lista de figuras

Figura	Descrição	Pag.
2.1	Modelo funcional de um tubo de calor.	09
2.2	Modelo funcional de um CPL simples.	10
2.3	Modelo funcional de um CPL híbrido.	10
2.4	Modelo físico funcional de um CPL.	12
2.5	Formação dos meniscos numa estrutura porosa de esferas compactadas.	14
2.6	Esquema de um capilar mostrando diferença de pressão no menisco.	15
2.7	Distribuição de pressão no CPL.	17
2.8	Limites operacionais de um CPL.	19
2.9	Tubo de calor soldado a uma placa de resfriamento.	22
2.10	Placa de resfriamento constituída de placas planas.	23
2.11	Placa com fluxo de calor do lado da secção de líquido.	23
2.12	Placa com fluxo de calor do lado da secção de vapor.	24
2.13	Placa de resfriamento modelo OAO.	25
2.14	Bomba capilar modelo OAO.	26
2.15	Placa de resfriamento com tubos de calor monoranhurados.	26
2.16	Esquema do tubo de calor monoranhurado.	27
2.17	A placa evaporativa.	27
2.18	Detalhes da construção interna da placa evaporativa.	28
2.19	Placas de resfriamento NASDA/Toshiba, tipo capilar.	29
2.20	Placa de resfriamento modelo Dornier.	30
2.21	Placa de resfriamento modelo MBB/ERNO.	31
2.22	Tubo de calor de alta performance MBB/ERNO.	32
2.23	Representação geométrica das ranhuras da bomba capilar MBB/ERNO.	33
2.24	Microfotografia das ranhuras da bomba capilar KP2.	34
2.25	Corte transversal da bomba capilar, mostrando formação do menisco na ranhura.	35
2.26	Curva característica da bomba e curva da perda de carga de um sistema qualquer.	36

2.27	Ocorrência de interstícios.	37
2.28	Formação de bolsão de vapor na secção de líquido.	37
3.1	Representação esquemática do CPL experimental.	41
3.2	Vista fotográfica frontal do CPL experimental em fase de isolamento.	43
3.3	Foto da placa de resfriamento do CPL.	44
3.4	Aspectos construtivos da placa de resfriamento.	45
3.5	Curvas da perda de carga nas linhas de vapor e líquido do CPL.	46
3.6	Condensador/Subresfriador do CPL experimental.	48
3.7	Instalação de termopares no CPL.	50
3.8	Perfil de temperatura para teste no. 1.	55
3.9	Perfil de temperatura para teste no. 2.	56
4.1	Bancada para teste de bolhas	67
4.2	Variações na montagem do perfil T e barreiras no interior da bomba capilar.	69
4.3	Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 75W).	73
4.4	Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 150W).	73
4.5	Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 175W).	74
4.6	Representação geométrica das ranhuras da bomba capilar MBB/ERNO.	78
4.7	Corte transversal da bomba capilar, mostrando formação do menisco na ranhura.	79
4.8	Esquema do menisco no topo da bomba.	80
4.9	Curva característica da bomba KP2 e curva da perda de carga no circuito.	83
4.10	Perfil transiente de temperatura no CPL (KP1 operando).	85
4.11	Perfil transiente de temperatura no CPL (KP2 operando).	85
4.12	Perfil transiente de temperatura no CPL (KP4 operando).	88
4.13	Curvas características para investigação da fenomenologia da partida de operação no CPL.	94
4.14	Instalação dos termopares na região de evaporação.	95
4.15	Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação (q = 75W).	97
4.16	Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação (q = 100W).	97

4.17	Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 125W$).	98
4.18	Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 150W$).	98
4.19	Comparação entre o grau de superaquecimento obtido experimentalmente e o calculado segundo alguns modelos empíricos da literatura.	102
4.20	Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 75W$).	105
4.21	Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 100W$).	105
4.22	Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 125W$).	106
4.23	Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 150W$).	106
4.24	Evolução transiente da pressão absoluta e da pressão diferencial (os perfis T2 e T20 foram plotados para ajudar na análise).	108
4.25	Representação física da partida de operação	110
4.26	Perfil transiente da temperatura da placa de resfriamento durante a partida de operação para vários valores de potência (apenas KP1 operando)	111
4.27	Derivada média da temperatura da placa no tempo como função da potência obtida experimentalmente e comparação com resultado teórico da equação 4.14.	112
4.28	Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 75W$).	116
4.29	Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 150W$).	117
4.30	Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 175W$).	117
4.31	Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 75W$).	119
4.32	Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 150W$).	120
4.33	Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 175W$).	120
4.34	Análise da condutância variável do CPL.	120
4.35	Controle de temperatura no CPL.	121
4.36	Posição axial dos termopares na secção de líquido da bomba capilar.	124
4.37	Perfil transiente de temperatura no CPL operando com KP2 sob níveis crescentes de potência.	125
4.38	Perfil transiente de temperatura no CPL, com bomba KP2 operando individualmente sob fluxo de calor único igual a 125W.	128
4.39	Representação funcional da bomba capilar de ranhuras circunferenciais	128

4.40	Modelo físico para a determinação do perfil de temperatura na secção de líquido da bomba capilar.	130
4.41	Balanço global de energia na parede da bomba para determinação de q_L	132
4.42	Perfil de temperatura de líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar.	134
4.43	Vazão mássica m_f em função do fluxo de calor total aplicado na bomba capilar, q .	136
4.44	Fluxo de calor que foge à secção de líquido por unidade de área q''_L em função do fluxo de calor total aplicado na bomba capilar, q .	136
4.45	Circuito térmico representando a transferência de calor por condução e evaporação na bomba capilar.	137
4.46	Comparação entre dados teóricos e experimentais para perfil de temperatura na secção de líquido em algumas posições axiais da bomba capilar como função do fluxo de calor aplicado	138
A.1	Curva da perda de carga total no CPL	152
B.1	Representação esquemática do CPL experimental.	153
B.2	Aspectos construtivos da placa de resfriamento e detalhes da instalação dos termopares.	158
B.3	Secção de condensação do CPL experimental.	160
C.1	Diagrama Temperatura-Entalpia para o freon 11.	177
C.2	Diagrama Temperatura-Calor latente de vaporização para o freon 11.	177
E.1	Curva característica da bomba KP1 e curva da perda de carga total no CPL.	187
E.2	Curva característica da bomba KP3 e curva da perda de carga total no CPL.	188
E.3	Curva característica da bomba KP4 e curva da perda de carga total no CPL.	188
F.1	Algoritmo para solução do sistema de equações F.1, F.2 e F.3.	190
F.2	Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q = 50W$).	193
F.3	Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q=100W$).	193
F.4	Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q=150W$).	193
F.5	Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q=200W$).	193

Lista de tabelas

Tabela	Conteúdo	Pág.
2.1	Valores de r_c para algumas geometrias do meio capilar.	16
2.2	Especificação das placas de resfriamento NASDA/Toshiba.	30
2.3	Características geométricas das ranhuras.	34
3.1	Incerteza de medição dos termopares do CPL experimental.	60
4.1	Resultados do teste de bolhas.	70
4.2	Características geométricas das ranhuras e valores calculados de r_c e Δp_{cm} .	81
4.3	Valores calculados e obtidos experimentalmente do limite de operação das bombas capilares.	87
B.1	Relação de equipamentos e instrumentos do CPL experimental.	159
B.2	Características do condensador.	161
C.1	Propriedades termofísicas de alguns fluidos refrigerantes a 30°C.	178
C.2	Procedimento de carregamento do CPL experimental.	180
D.1	Valores das incertezas dos resultados calculados do semiângulo de abertura da ranhura, β , do raio de capilaridade, r_c e da pressão capilar máxima de bombeamento, Δp_{cm} .	183

Lista de símbolos

Símbolo	Descrição	Und.
A_{s1}	Área transversal da secção de líquido da bomba capilar	m ²
A_{sv}	Área transversal da secção de vapor da bomba capilar	m ²
b_1	Largura da base maior da ranhura trapezoidal	m
b_2	Largura da base menor da ranhura trapezoidal	m
c_p	Calor específico do líquido à pressão constante	J/kgK
c_w	Calor específico da parede de alumínio	J/kgK
d_e	Diâmetro externo	m
dh_{s1}	Diâmetro hidráulico da secção de líquido	m
dh_{sv}	Diâmetro hidráulico da secção de vapor	m
d_i	Diâmetro interno	m
E	Energia interna	J
h	Entalpia específica do fluido	J/kg
$h_{1,2}$	Alturas manométricas	m
h_v	Calor latente de vaporização	J/kg
h_p	Coefficiente de transferência de calor	W/m ² K
I	Intensidade de corrente	A
k_l	Condutividade térmica do líquido	W/mK
k_w	Condutividade térmica da parede de alumínio	W/mK
L	Comprimento total da bomba capilar	m
L_e	Comprimento equivalente	m
m	Vazão mássica	kg/s
m_t	Vazão mássica total	kg/s
p_l	Pressão do líquido	Pa
Pr_1	Número de Prandtl do líquido	--
p_v	Pressão do vapor	Pa
q	Fluxo de calor ou potência total aplicada na placa de resfriamento	W

q_e	Fluxo de calor absorvido na evaporação do líquido na bomba capilar	W
q_{ini}	Fluxo de calor inicial	W
q_{lim}	Fluxo de calor que foge à secção de líquido da bomba capilar	W
q_L	Parcela condutiva do fluxo de calor total aplicado na bomba capilar	W
q''_L	Fluxo q_L por unidade de área (q_L / A_{st})	W/m ²
q_{onb}	Fluxo de calor mínimo para início de nucleação	W
r	Raio do menisco	µm
R	Altura da secção de líquido	m
r_c	Raio circunferencial equivalente do menisco de líquido	µm
R_1	Raio do menisco de líquido no interior da ranhura, medido na direção axial da bomba capilar	µm
R_2	Raio do menisco de líquido no interior da ranhura, medido na direção radial da bomba capilar	µm
r_c	Raio efetivo de capilaridade	µm
Re	Número de Reynolds	--
S_{st}	Área da superfície externa da secção de líquido	m ²
t	Tempo	s, min
T	Temperatura	°C
T_c	Temperatura de congelamento	°C
T_i	Temperatura do líquido na entrada da bomba capilar	°C
T_l	Temperatura do líquido	°C
T_{sat}	Temperatura de saturação do fluido	°C
T_v	Temperatura do vapor	°C
T_w	Temperatura de parede	°C
T_0	Temperatura no instante $t = 0$	°C
U	Velocidade média do escoamento	m/s
V	Diferença de potencial elétrico ou voltagem	V
V_{cd}	Volume da secção de condensação	m ³
V_{circ}	Volume total do circuito	m ³

V_{ev}	Volume total do evaporador	m^3
V_l	Volume da linha de líquido	m^3
$V_{max,fluid}$	Volume máximo de fluido a ser inserido no CPL	m^3
$V_{min,fluid}$	Volume mínimo de fluido a ser inserido no CPL	m^3
V_{res}	Volume total do reservatório	m^3
V_{sv}	Volume da secção de vapor na bomba capilar	m^3
$V_{tub,abast}$	Volume da tubulação de abastecimento do reservatório	m^3
V_{util}	Volume útil do reservatório	m^3
$V_{v,oper}$	Volume ocupado pelo vapor em operação estacionária	m^3
V_v	Volume da linha de vapor	m^3
V_w	Volume do sistema formado pelo bloco aquecedor mais parede da bomba capilar, ambos de alumínio.	
x	Coordenada axial	m
x_1	Posição axial na bomba capilar na qual o escoamento do vapor torna-se turbulento	m
X_n, Y_n	Autofunções	--
z	Coordenada transversal	m
y	Profundidade da ranhura	m
α_1	Difusividade térmica do líquido	m^2/s
β	Semiângulo de abertura da ranhura	rad
ΔE	Variacão da energia interna	J
Δh	Variacão da entalpia específica do fluido	J/kg
Δh_{sb}	Calor de subresfriamento do líquido	J/kg
Δh_{sp}	Calor de superaquecimento do líquido	j/kg
Δp	Perda de carga	Pa
Δp_b	Pressão disponível de bombeamento	Pa
Δp_c	Pressão capilar	Pa
Δp_{cd}	Perda de carga no condensador	Pa
Δp_{circ}	Perda de carga total no circuito	Pa
Δp_{cm}	Pressão capilar máxima	Pa

Δp_{col}	Pressão de colapso	Pa
Δp_{ev}	Perda de carga no evaporador	Pa
Δp_g	Diferença de pressão devido à ação gravitacional	Pa
Δp_l	Perda de carga na linha de líquido	Pa
$\Delta p_{ranhuras}$	Perda de carga nas ranhuras	Pa
Δp_{al}	Perda de carga na secção de líquido da bomba capilar	Pa
Δp_{sv}	Perda de carga na secção de vapor da bomba capilar	Pa
Δp_v	Perda de carga na linha de vapor	Pa
Δq	Incremento no valor do fluxo de calor total aplicado na placa de resfriamento	W
Δq_{ini}	Incremento inicial no valor do fluxo de calor total aplicado na placa de resfriamento	W
Δt	Intervalo de tempo	s
$\Delta T_{sat,onb}$	Superaquecimento do líquido necessário ao início de nucleação	°C
η	Coordenada axial adimensional	--
θ	Diferença de temperatura adimensional	--
θ_c	Ângulo de contato entre o líquido e a estrutura capilar	rad
λ	Autovalor	--
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido	kg/ms
μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor	kg/ms
ξ	Coordenada transversal adimensional	--
ρ_l	Densidade do líquido	kg/m ³
ρ_v	Densidade do vapor	kg/m ³
σ	Tensão superficial do líquido	N/m
φ	Velocidade adimensional	--

Lista de abreviaturas

Abrev.	Descrição
KP1	Bomba capilar no. 1
KP2	Bomba capilar no. 2
KP3	Bomba capilar no. 3
KP4	Bomba capilar no. 4
T1,2,.....	Termopares
tol	Tolerância
RM	Resultado da medição
RB	Resultado base
IR	Incerteza de medição
SM	Sistema de medição
DM	Dispersão da medição
CPL	Circuito capilar bifásico ou circuito de bombas capilares

RESUMO

A investigação experimental de uma placa de resfriamento operando como evaporador num circuito capilar bifásico (CPL) é o principal enfoque deste trabalho. A placa foi construída a partir de bombas capilares com ranhuras de secção triangular obtidas da empresa alemã do ramo aeronáutico MBB/ERNO. As bombas possuem um comprimento de 500 mm e um diâmetro externo de 19 mm. O CPL, construído e montado nas instalações do IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesystem da Universidade de Stuttgart, foi carregado com freon 11 a pressão de 1,25 bar. O material usado na confecção dos componentes do CPL foi o aço inoxidável com exceção da placa, que foi feita em alumínio.

O estado de arte de circuitos capilares bifásicos é aqui apresentado. A dinâmica da partida de operação do CPL, estabilidade de operação em regime permanente bem como o fenômeno de secagem no interior das bombas capilares foram investigados de forma criteriosa. Ênfase foi dada na determinação das condições sob as quais o sistema falha operacionalmente.

Na execução dos experimentos várias condições de fluxo de calor aplicado no evaporador bem como do nível de subresfriamento do líquido na entrada das bombas capilares foram adotadas. Os perfis transientes de temperatura em vários pontos do CPL e da placa de resfriamento são levantados. O coeficiente de transferência de calor na placa é estimado com base na distribuição de temperatura na parede das bombas capilares.

Os resultados demonstram boa performance da placa de resfriamento para fluxos de calor variando de 25 a 175W (coeficientes de troca de até 1.5 W/cm²K). Esforços recentes têm sido feitos no sentido de melhorar o desempenho hidrodinâmico das bombas capilares através de modificações no seu aspecto construtivo. As bombas então modificadas serão testadas com amônia como fluido de trabalho como uma nova etapa nesta linha de pesquisa.

ABSTRACT

An experimental investigation of a aluminium coldplate working as the evaporator in a capillary pumped loop (CPL) was undertaken. The coldplate was designed and built with four circumferential grooved capillary pumps which were obtained from the German firm MBB/ERNO. The Pumps are 500 mm long with a diameter of 19 mm. The CPL, built and mounted at the IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, was charged with freon-11 at 1.25 bar.

The state of the art of CPL's technology is presented in this investigation. The startup dynamics of the CPL, the stability analysis of the stationary operation, as well as the dry-out phenomenon in the inner surface of the capillary pump wall were investigated. Further emphasis was placed on determining the conditions under which the system fails.

Several tests were carried out in order to determine the performance of the CPL. For these tests, several conditions of initial heat flux and liquid subcooling at the inlet of the capillary pumps were considered. The transient temperatur profile in several points of the CPL and of the coldplate were determined.

The results show that the coldplate has a good performance for heat fluxes varying from 25 to 175 W. Heat transfer coefficients up to $1.5 \text{ W/cm}^2\text{K}$ were obtained. For the present, efforts are being applied in order to improve the hydrodynamic performance of the capillary pumps by means of changes in their design. In a future work the new pumps will be tested with ammonia as working fluid.

ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit geht es hauptsächlich um experimentelle Untersuchungen einer Kühlplatte in der Funktion eines Verdampfers in einem kapillaren Zweiphasen-Kreislauf (CPL). Den Kern dieser Platte bilden Kapillarpumpen mit Umfangsrillen dreieckigen Querschnitts, die vom deutschen Raumfahrtunternehmen MBB-Erno zur Verfügung gestellt wurden. Die Pumpen sind 500 mm gross und haben einen Aussendurchmesser von 19 mm. Der CPL, im Labor des IKE entworfen und aufgebaut, wurde gefüllt mit Freon-11 bei einem Druck von 1,25 bar. Als Werkstoff wurde bei der Herstellung der CPL-Bestandteile Edelstahl eingesetzt, mit Ausnahme der Platte, die aus Aluminium gefertigt wurde.

Der gegenwärtige technische Entwicklungsstand von kapillaren Zweiphasen-Kreisläufen wird hier vorgestellt. Die Dynamik des Anfahrprozesses des CPL, die Stabilität im stationärem Betrieb, sowie auch der Übergang zum Austrocknen im innern der Kapillarpumpen werden in kritischer Form untersucht. Ein besonderes Augenmerk wurde gerichtet auf die Bestimmung der Bedingungen, bei denen das System im Betrieb versagt.

Bei der Durchführung der Experimente wurde unter verschiedenen Bedingungen Wärmeströme aufgebracht und die Betriebsflüssigkeit am Eingang in die Kapillarpumpen auf verschiedene Temperaturen unterkühlt. Zeitabhängige Temperaturverläufe an verschiedenen Punkten des CPL und der Kühlplatte wurden aufgenommen. Der wärmeübertragungskoeffizient in der Platte wurde abgeschätzt aufgrund der Temperaturverteilung an der Wand der Kapillarpumpen.

Die Ergebnisse zeigen ein gutes Betriebsverhalten der Kühlplatte für Wärmeströme mit Variationen von 25 bis 175 Watt (bei Übertragungskoeffizienten bis $1,5 \text{ W/cm}^2\text{K}$). Derzeitige Bemühungen richten sich darauf, die hydrodynamische Leistungsfähigkeit der Kapillarpumpen durch konstruktive Änderungen zu verbessern. In einem neuen Abschnitt der Forschungsreihe werden die auf diese Weise verbesserten Pumpen mit Ammoniak als Arbeitsmedium getestet werden.

1

INTRODUÇÃO**1.1 Generalidades**

O gerenciamento térmico de veículos, satélites e estações espaciais consiste em manter seus equipamentos e instrumentos interiores ou mesmo exteriores operando dentro de uma faixa de temperatura admissível ao seu normal funcionamento. Este objetivo é conseguido mediante a utilização de sistemas de refrigeração, cuja função é a de absorver calor dissipado em determinados componentes, e/ou aquecedores, necessários à proteção de componentes sob ambientes a baixa temperatura bem como ao préaquecimento de componentes antes de sua partida.

Sistemas de refrigeração baseados em circuitos bifásicos têm sido vistos como alternativa bastante promissora no gerenciamento térmico de recentes e futuras naves e estações espaciais. Dentro desta linha estão os circuitos capilares bifásicos (CPL's). O CPL consiste em um circuito de transferência de calor de duas fases que usa uma estrutura capilar para retornar o líquido ao evaporador. Essa estrutura capilar está inserida no próprio evaporador, que passa a receber o nome de *placa de resfriamento evaporativo* ou simplesmente *placa de resfriamento*. Sendo este o componente responsável tanto pelo desempenho térmico quanto pela ação de bombeamento no circuito, ele torna-se o mais importante objeto de investigação do CPL. Desta forma, o estudo de placas de resfriamento, sua tecnologia e operacionalidade, tem sido atualmente um tema relevante nos numerosos programas espaciais em todo o mundo.

1.2 Motivação para o presente trabalho

Sistemas bifásicos para gerenciamento térmico de equipamentos e instrumentos na área espacial têm alcançado um elevado nível de desenvolvimento na Europa, Japão, Rússia e USA. A fim de se adaptar a esse novo cenário mundial e com o crescimento de suas atividades espaciais, o Brasil tem manifestado recentemente razoável interesse em investir em profissionais atuando nessa área, permitindo-os um nível de qualificação propício ao desenvolvimento de tecnologia nacional.

Na última década, o conceito de circuitos capilares bifásicos (CPL's) tornou-se bastante difundido na área espacial. Diversas configurações de CPL's, empregando modelos os mais variados de placas de resfriamento, encontram-se ainda em nível de desenvolvimento, embora vários sistemas já tenham sido testados em órbita. A maioria das placas de resfriamento consiste de vários tubos de alumínio ranhurados axialmente que vão soldados em paralelo a uma placa também de alumínio. No interior desses tubos vai prensado um tubo poroso para desenvolvimento da ação capilar de bombeamento do CPL. Por este motivo eles passam a ser chamados de bombas capilares. Entretanto, recentemente fora proposto por uma empresa alemã do ramo aeronáutico, a ERNO Raumfahrttechnik, um novo modelo de bomba capilar construída a partir de um tubo de calor ranhurado circunferencialmente. No interior deste tubo, ao invés de um tubo poroso como no caso anterior, é instalado um perfil T que configura três regiões distintas: duas para o escoamento do vapor e uma para o escoamento do líquido. As ranhuras circunferenciais neste caso constituem a estrutura capilar do sistema. A investigação de um CPL empregando este novo modelo de placa de resfriamento foi conduzida por E. Bazzo [1], com primeiros resultados publicados em 1994. Os resultados aí obtidos indicaram a relevante necessidade de uma investigação mais minuciosa de temas importantes ligados à dinâmica do circuito, como a partida de operação e o fenômeno de secagem precoce na placa de resfriamento.

Em vista disso e com o desenvolvimento de novos modelos de bombas capilares pela ERNO, desta vez empregando ranhuras circunferenciais de secção triangular, e a necessidade de se conduzir novas pesquisas para este modelo, surgiu a motivação principal para execução deste trabalho de tese.

1.3 Escopo do trabalho

A investigação experimental da dinâmica e da estabilidade de operação de uma placa de resfriamento, instalada em um CPL experimental, constituída de bombas capilares de ranhuras circunferenciais de secção triangular é o enfoque principal deste trabalho. Uma análise exploratória sobre a partida de operação, o fenômeno de secagem e a operação em modo permanente foi conduzida, a fim de caracterizar este novo modelo de placa de resfriamento.

A partida de operação na placa de resfriamento do CPL compreende quatro eventos sequencialmente ordenados, a saber: a) o momento no qual aplica-se um fluxo de calor contínuo na placa, b) a elevação da temperatura na parede das bombas capilares até um valor bem acima da temperatura de saturação do fluido de trabalho do CPL (fenômeno de superaquecimento), c) A queda brusca na temperatura da parede das bombas capilares a um valor levemente superior à temperatura de saturação do fluido de trabalho e d) a evolução de todas as temperaturas do CPL a um valor estacionário (quando então o circuito passa a operar isotermicamente). Na investigação da partida de operação foi apresentada uma hipótese com base nos resultados obtidos, a fim de interpretar o fenômeno do superaquecimento observado na superfície da placa de resfriamento.

O estudo da operação do CPL em regime permanente englobou a análise da estabilidade do circuito, o estudo da capacidade de controle da temperatura de operação e a investigação da capacidade de operação isotérmica do circuito (estudo da condutância variável do CPL).

A investigação do fenômeno de secagem na placa de resfriamento foi feita inicialmente com base no limite hidrodinâmico para o fluxo de calor, estabelecido pela estrutura capilar das bombas capilares. Este limite caracteriza-se pelo máximo valor do fluxo de calor que um CPL é capaz de transportar, sem que haja secagem das bombas capilares, o que causaria um superaquecimento na superfície da placa de resfriamento. Contudo, este valor máximo do fluxo de calor, obtido pela pura análise hidrodinâmica da bomba capilar, não concordava com os valores obtidos experimentalmente, isto é, o sistema sempre falhava para valores de fluxo de calor relativamente inferiores. Sendo assim, foi proposto um modelo para análise qualitativa do comportamento térmico da bomba capilar, a fim de se identificar e

caracterizar a causa da sua secagem precoce. Com base neste modelo foi possível determinar um limite de operação mais realista para a placa de resfriamento.

1.4 Organização da tese

Uma revisão bibliográfica completa sobre circuitos capilares bifásicos e placas de resfriamento é apresentada no capítulo dois. Também aí é discutido de forma detalhada o modelo da placa de resfriamento e bombas capilares em estudo no presente trabalho. O capítulo três foi reservado para a descrição da experimentação. Nele é apresentado detalhes do projeto, construção e montagem do CPL experimental bem como uma descrição dos componentes deste circuito. O planejamento para execução dos testes e a análise de incerteza das grandezas medidas são apresentados também neste capítulo. O capítulo quatro apresenta os resultados obtidos experimentalmente e a análise dos mesmos. Este capítulo foi subdividido por temas de investigação. Desta forma, cada um dos subcapítulos pode ser tratado de forma independente e apresentados com a estrutura de um artigo, contendo assim uma introdução, a apresentação ou não de um modelo teórico, a apresentação dos resultados experimentais seguida de discussão, análise de resultados e conclusão. Procurou-se assim facilitar a consulta independente de cada dos temas investigados neste trabalho. Sumário e conclusões genéricas acerca deste trabalho são apresentados no capítulo 5.

2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**2.1 Introdução**

A geração de calor dissipativo decorrente da operação de componentes (equipamentos, instrumentos eletrônicos, etc.), no interior de veículos espaciais, pode prejudicar a operação dos mesmos, em virtude da elevação do nível de temperatura a valores indesejáveis ao seu funcionamento. A fim de se contornar este problema, torna-se necessário o uso de sistemas de resfriamento capazes de gerar o controle térmico esperado naqueles veículos. Este controle consiste na absorção do calor dissipado nos componentes e transporte deste no interior do veículo até um sistema radiador, onde o mesmo é liberado ao meio exterior, sendo que todo o processo deve ocorrer com gradientes de temperatura compatíveis, i.e. o sistema deve operar em torno de um nível de temperatura pré-estabelecido. A fim de atender essa meta, vêm sendo utilizados dois sistemas distintos para o transporte do calor: sistemas monofásicos e, mais recentemente, sistemas bifásicos.

Nos sistemas monofásicos, o transporte de calor se dá mediante uma elevação ou redução da temperatura de uma massa definida de fluido (absorção ou liberação de calor), transporte desta massa através de forças de pressão originadas por bombeamento mecânico e finalmente, respectiva redução ou elevação da temperatura da mesma (liberação ou absorção de calor). Aqui estão incluídos os permutadores de calor convencionais.

Nos sistemas bifásicos o transporte de calor se dá pela vaporização (condensação) de uma massa definida de fluido, transporte do vapor (líquido) através de forças de pressão, podendo estas aqui serem originadas tanto através de bombeamento mecânico quanto através de bombeamento capilar¹ e, finalmente, condensação (vaporização) da respectiva massa de vapor (líquido). Desde que variações

¹*O bombeamento capilar se baseia no uso do fenômeno de capilaridade em meios porosos para se deslocar líquido de uma região para outra, mediante um diferencial de pressão capilar.*

de pressão ao longo deste transporte possam ser minimizadas, este processo opera em um modo quase isotérmico. A capacidade de sistemas bifásicos de transportar grandes quantidades de calor entre dois terminais com uma pequena diferença de temperatura é equivalente a se ter uma supercondutividade, sob o ponto de vista da lei de Fourier da condução de calor. Desta forma, os elementos aqui envolvidos, tais como tubos de calor, circuitos capilares bifásicos, etc., são particularmente caracterizados como supercondutores térmicos.

Nos últimos anos, os sistemas monofásicos ainda vêm sendo comumente empregados (Apollo, Skylab, Spacelab, Shuttle Orbiter, etc). No entanto, com o avanço do programa espacial e conseqüente surgimento de veículos espaciais de maior porte e mais complexos, incluindo as estações espaciais, tornam-se necessários novos sistemas de transporte térmico. Em tais aplicações, os sistemas monofásicos mostram-se desaconselháveis, uma vez que eles, nestas condições, exigem uma maior potência de bombeamento mecânico e, conseqüentemente, fluxos de massa maiores, tornando-os demasiado robustos. Teoricamente, em sistemas bifásicos o uso de calor latente permite se reduzir o fluxo de massa da ordem de dez vezes quando comparado a sistemas monofásicos operando nas mesmas condições. Esta é a razão pela qual vêm sendo desenvolvidos sistemas bifásicos de transferência de calor nas últimas décadas, como é o caso de tubos de calor e, mais recentemente, circuitos capilares bifásicos (CPL).

O conceito inicial de um CPL foi formulado em meados dos anos 60. No ano de 1966 foi desenvolvido a primeira construção experimental de um CPL por F.J.Stenger [2] no NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, USA. O material de construção empregado neste CPL foi o aço inoxidável e ele operou com água como fluido de trabalho. Após o experimento de Stenger, passou-se cerca de 14 anos até que o desenvolvimento da tecnologia de CPL's fosse retomado, impelido pela evolução espacial ocorrida neste período.

Até este ponto, a utilização de tubos de calor em gerenciamento térmico na área espacial fora suficiente. No final da década de 70, com o projeto de futuras estações e plataformas espaciais, o desenvolvimento da tecnologia de CPL's recebeu forte impulso. Em 1981, a NASA/GSFC (Goddard

Space Flight Center) realizou testes num circuito de alumínio operando com Freon 11 como fluido de trabalho [3]. Este CPL foi construído modularmente, tendo 2 evaporadores, 2 condensadores e um trecho para transporte de calor de cerca de 10 metros. Com ele se conseguiu transportar 350 Watt de potência.

Durante os últimos 12 anos, vários sistemas têm sido construídos e testados por diversas empresas americanas do ramo aeronáutico² com capacidades de transporte acima de 25 kW. Um marco significativo neste período foi a operação bem sucedida de um CPL, com capacidade entre 250 e 550 Watts, testado em órbita a bordo do Space Shuttle em meados dos anos 80 e posteriormente a bordo do Hitchhiker-G carrier system (H/H-G)[4].

A Europa iniciou suas pesquisas neste campo no ano de 1983[5], analisando a operação de circuitos de duas fases no contexto do programa COLUMBUS. Em 1986 foi então proposta uma configuração para o CPL "híbrido"³ europeu. O desenvolvimento da tecnologia de CPL's simples só foi iniciado em 1987 pela SABCA da Bélgica e Dornier GmbH da Alemanha[6]. O sistema foi projetado para atender uma capacidade de 5 a 10 kW sobre um trecho de transporte de cerca de 20m, operando num intervalo controlado de temperatura entre 0 e 20°C, usando amônia como fluido de trabalho. Inserido no programa de demonstração de tecnologia em órbita da ESA, foi proposto em 1990, pela NLR (National Aerospace Lab. da Holanda) e SABCA, o TPX (Two-Phase eXperiment) [7], que é um circuito capilar de escala reduzida utilizando amônia como fluido de trabalho. O TPX já foi testado em órbita em fevereiro de 1994, tendo sido publicados os primeiros resultados por Delil et al [8].

As pesquisas na Rússia têm estado voltadas para a maximização da pressão de bombeamento capilar, através do desenvolvimento de estruturas capilares com diâmetros de poros reduzidos (da ordem de

²NASA/GSFC, OAO-Corporation, Dynaterm Corporation, General Electric Astro, Martin Marietta, NSI Technology Services Co. dentre outras.

³A denominação "híbrido" Indica que o CPL pode operar também no modo mecânico (i.e. com sistema de bombeamento mecânico).

5 μ m). Algumas empresas russas⁴ têm estado envolvidas recentemente com o desenvolvimento de bombas capilares, [9] e [10]. Vários sistemas de CPL compactos [11] têm sido testados em órbita, a bordo dos observatórios espaciais GRANAT e HORIZONT.

O desenvolvimento da tecnologia de CPL's no Japão iniciou em meados dos anos 80 pela NASDA (National Space Development Agency of Japan). Desde então, várias companhias e indústrias⁵ têm apoiado a NASDA no desenvolvimento de sistemas e subsistemas bifásicos, enquanto diversas universidades⁶ têm empreendido esforços em pesquisas básicas, necessárias ao desenvolvimento desta tecnologia. Uma revisão dos diversos trabalhos conduzidos no Japão foi publicado por M.Furukawa [12].

Atualmente, diversos pesquisadores e instituições de renome espalhados por todo o mundo vêm dedicando especial atenção à tecnologia de circuitos capilares bifásicos. Muitos esforços têm se concentrado no estudo dos diversos componentes do CPL, particularmente as bombas capilares, no intuito de se obter sempre uma melhor performance destes sistemas. Inúmeros trabalhos foram e continuam sendo publicados e seguem relacionados, em sua maioria, no compêndio bibliográfico deste trabalho.

⁴*Lavochin Association, Institute of Thermal Physics, Odessa Institute e NPO Energia.*

⁵*Tsukuba Space Center, Toshiba Corporation, NEC (Nippon Electric Company), KHI (Kawasaki Heavy Industries), MELCO (Mitsubishi Electric Company e IHI (Ishikawajima-Harima Heavy Industries).*

⁶*Kobe University, Osaka University, MEL (Mechanical Engineering Laboratory) e ETL (Electrical Technology Laboratory).*

2.2 Tecnologia de sistemas bifásicos de transferência de calor

Sistemas bifásicos oferecem vantagens operacionais significativas sobre os sistemas monofásicos convencionais. Estes sistemas são capazes de transferir grandes quantidades de calor por longas distâncias, operando em regimes com pequenos gradientes de temperatura (comportamento quasi-isotérmico) e requisitando pequena força de bombeamento. Desta forma, são menos sensíveis à distribuição das fontes de calor dissipativas (componentes eletrônicos, etc.) no circuito e ainda permitem o emprego de menores sistemas radiadores.

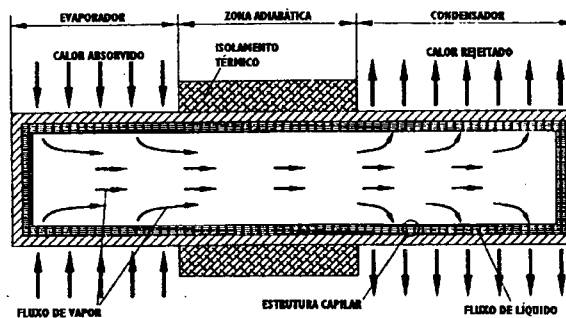


Fig. 2.1 - Modelo funcional de um tubo de calor.

Tubos de calor têm sido os sistemas bifásicos mais comumente empregados no controle térmico de veículos espaciais contemporâneos. Na figura 2.1 encontra-se ilustrado um modelo funcional de um tubo de calor. Ele consiste de uma estrutura fechada contendo um fluido de trabalho, o qual transporta energia térmica de uma parte, denominada evaporador, onde o calor é absorvido, até uma outra parte, denominada condensador, onde o calor é extraído. Este transporte de energia baseia-se na vaporização do fluido no evaporador, escoamento de vapor na região central, condensação do vapor no condensador e finalmente, retorno do condensado ao evaporador por ação capilar desenvolvida numa estrutura porosa e/ou por ação gravitacional. Tubos de calor que funcionam meramente sob a ação da força gravitacional denominam-se termossifões.

Mais recentemente vêm sendo desenvolvidos novos sistemas bifásicos, a fim de atender a evolução dos programas espaciais, com exigências de aumento na quantidade de calor bem como da redução no

peso envolvidos.

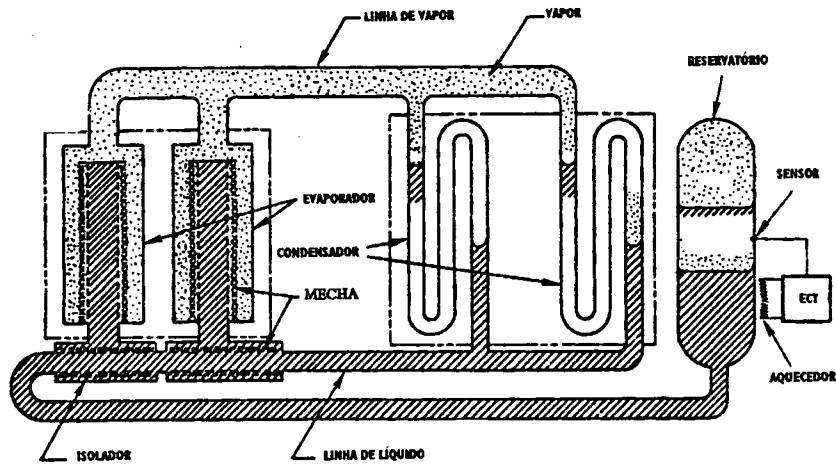


Fig. 2.2 - Modelo funcional de um CPL simples.

Tais sistemas operam de forma semelhante ao tubo de calor, porém onde o transporte de condensado e vapor ocorrem em dutos diferentes configurando um circuito, contendo um evaporador, comumente chamada de placa de resfriamento evaporativo, e um condensador operando separadamente. Estes sistemas são definidos como circuitos capilares bifásicos (CPL's) e subdividem-se em duas classes: CPL e CPL híbrido.

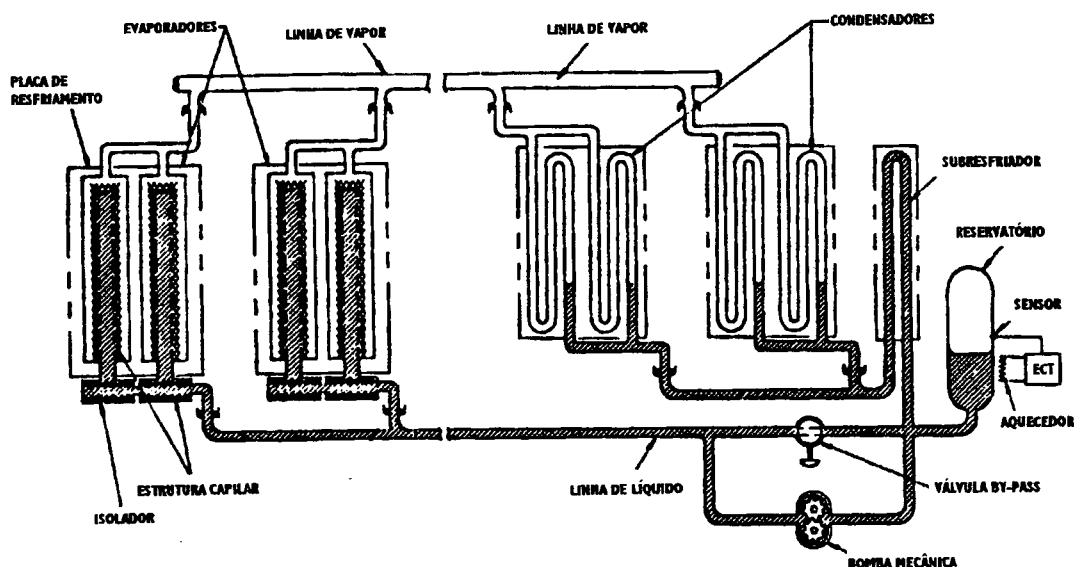


Fig. 2.3 Modelo funcional de um CPL híbrido.

Este último é equipado com uma bomba mecânica para a circulação do fluido no circuito, ao passo que no primeiro o bombeamento é essencialmente capilar. As figuras 2.2 e 2.3 ilustram o modelo funcional mais simplificado de um CPL e de um CPL híbrido respectivamente.

A investigação experimental de uma placa de resfriamento operando em um circuito capilar bifásico, como mencionado anteriormente, será o foco principal deste trabalho. Assim sendo, convém se fazer uma revisão da teoria de circuitos capilares bifásicos simples, doravante chamado apenas CPL. A partir daí, será introduzido o conceito e apresentado os modelos recentes de placas de resfriamento. Finalmente, o modelo MBB/ERNO e as características de suas bombas capilares serão descritos de forma minuciosa.

2.3 Circuitos capilares bifásicos - CPL

2.3.1 Princípio de funcionamento

Na figura 2.4 encontra-se ilustrado um modelo físico funcional de um CPL.

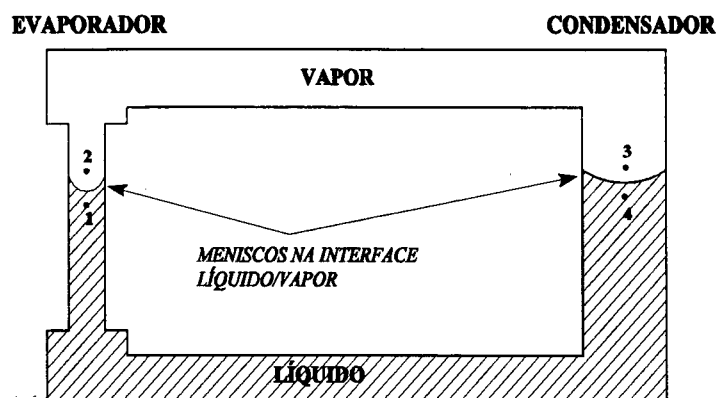


Fig. 2.4 - Modelo físico funcional de um CPL.

Quando da aplicação de calor no evaporador, o fluido de trabalho evapora sob a formação de um menisco que separa as fases líquida e vapor. O vapor escoar, pela linha de vapor, ao condensador, onde é novamente condensado. A diferença na curvatura do menisco no evaporador e condensador gera uma diferença de pressão que é responsável pelo transporte do condensado, pela linha de líquido, do condensador de volta ao evaporador, estabelecendo assim um ciclo. Em outras palavras, considere os pontos 1,2,3 e 4 no circuito esquemático da figura 2.4, onde o escoamento se estabelece no sentido horário. Como este se trata de um circuito fechado, podemos escrever:

$$\sum \Delta p_{circ} = (p_2 - p_1) + (p_3 - p_2) + (p_4 - p_3) + (p_1 - p_4) = 0 \quad (2.1)$$

Os termos $(p_2 - p_1)$ e $(p_4 - p_3)$ representam o diferencial de pressão entre líquido e vapor na interface dos meniscos formados no evaporador e condensador, respectivamente. Para a condição de menisco

em equilíbrio, eles podem ser determinados pela equação de Young-Laplace, ou seja, considerando r_{1-2} e r_{3-4} os raios dos meniscos, teremos:

$$p_2 - p_1 = \frac{2 \cdot \sigma}{r_{1-2}} \quad e \quad p_4 - p_3 = - \frac{2 \cdot \sigma}{r_{3-4}} \quad (2.2)$$

Os termos (p_3-p_2) e (p_1-p_4) na equação 2.1 representam, respectivamente, a perda de carga na linha de vapor e na linha de líquido. Expressando-os num só termo, $\Sigma \Delta p_i$, e substituindo os termos da equação 2.2 na equação 2.1, reagrupando e rearranjando, encontra-se:

$$2\sigma \left(\frac{1}{r_{1-2}} - \frac{1}{r_{3-4}} \right) = \Sigma \Delta p_i \quad (2.3)$$

Assim, o escoamento no circuito se estabelece pela diferença entre as curvaturas dos meniscos. Uma vez que $r_{3-4} \gg r_{1-2}$, podemos desconsiderar o efeito do menisco no condensador e dizer que o menisco formado na zona de evaporação desempenha individualmente a ação de bombeamento no CPL.

Tubos de calor funcionam sob o mesmo princípio descrito acima, onde porém o processo ocorre no interior de um tubo único, como descrito anteriormente. Sendo assim, em tubos de calor a força capilar desenvolvida na estrutura porosa está diretamente acoplada à resistência ao escoamento do líquido, i.e. maior força capilar implicará maior perda de carga do líquido. No que concerne ao escoamento do vapor, também aqui será maior a perda de carga, uma vez que o vapor escoará diretamente em contato com a superfície rugosa da estrutura capilar. Estes dois fatores limitam pois o emprego de tubos de calor a casos onde pequenas distâncias de transporte estão envolvidas.

A restrição da estrutura capilar à zona de evaporação e a utilização de linhas distintas para as diferentes fases, permitindo assim a minimização da perda de carga nas mesmas, conferem ao CPL elevada capacidade de transporte de calor em relação a tubos de calor convencionais.

A construção mais simplificada de um CPL (figura 2.2) consiste dos seguintes componentes:

- Evaporador ou placa de resfriamento
- Isoladores/Barreiras para gases não condensáveis
- Condensador/Subresfriador
- Linhas de vapor/líquido
- Reservatório

No evaporador ocorre evaporação do fluido, mediante absorção do calor pelo circuito, e desenvolvimento simultâneo da ação capilar para circulação do fluido. O fluido evapora da estrutura capilar, formando-se um menisco estável em cada capilar na interface líquido/vapor (figura 2.5). Em cada menisco, a força de adesão entre as moléculas do líquido e entre o líquido e o material da estrutura provoca uma diferença de pressão entre vapor e líquido. Esta diferença de pressão transporta continuamente moléculas de líquido da região de líquido à interface de evaporação. Como uma consequência da continuidade em regime permanente, o fluxo de massa que deixa o evaporador é igual ao fluxo de massa que entra nele, estabelecendo-se assim a circulação no circuito.

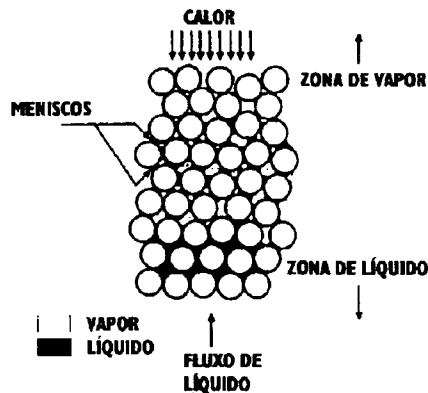


Fig. 2.5 - Formação dos meniscos numa estrutura porosa de esferas compactadas.

O vapor gerado na zona de evaporação escoia através da tubulação de vapor em direção à zona de condensação, onde é novamente condensado e a seguir subresfriado antes de retornar ao evaporador. No subresfriador ocorre o colapso das bolhas de vapor remanescentes e o subresfriamento necessário ao líquido, a fim de evitar sua vaporização antes de atingir a estrutura capilar no evaporador. A secção

de subresfriamento pode ser uma determinada região do próprio condensador ou um subresfriador separado, instalado após o condensador. A linha de retorno do condensado, ligando o condensador/subresfriador ao evaporador, completa o ciclo.

Ao ciclo está conectado ainda um reservatório na linha de líquido, cuja função é o controle da temperatura de operação, o gerenciamento do inventário de líquido no CPL e o restabelecimento operacional de evaporadores que sofreram secagem ("*depriming*"). Detalhes sobre estas funções serão descritas no próximo item.

Finalmente, existem ainda os isoladores e as barreiras para GNC (gases não condensáveis). Os primeiros são instalados na entrada de cada evaporador (bomba capilar). Eles proporcionam escoamentos termicamente desacoplados entre as bombas capilares e evitam retorno de vapor entre estas (através do uso de uma estrutura porosa para bloquear a passagem de bolhas de vapor). Assim, a ocorrência de secagem em um ou mais evaporadores não afetaria a operação do restante do sistema.

As barreiras para GNC (que não estão presentes na figura 2.2) visam evitar a penetração de gases não condensáveis no interior das bombas, o que causaria condições propícias à secagem ("*depriming*"). Para este fim, elas possuem, de forma semelhante aos isoladores, uma fina estrutura porosa em seu interior e vai instalada na linha de líquido, antes da entrada da bomba capilar. Os GNC formam-se através de reações químicas que ocorrem entre o fluido e o material de construção do CPL, devido à presença de impurezas. No entanto, eles podem provir quando do carregamento do CPL.

2.3.2 Características operacionais e performance do CPL

Nesta seção será exposta de forma minuciosa o princípio de operação do CPL. O desempenho operacional bem como anomalias de funcionamento serão também aqui abordados.

a) Limite capilar de operação de um CPL (Pressão capilar máxima)

Como mencionado anteriormente, a ação de bombeamento de um CPL decorre da força de adesão

entre as moléculas de líquido e entre o líquido e o material da estrutura capilar. Esta força define uma diferença de pressão na interface líquido/vapor dos meniscos formados em cada capilar, conforme ilustrado na figura 2.6.

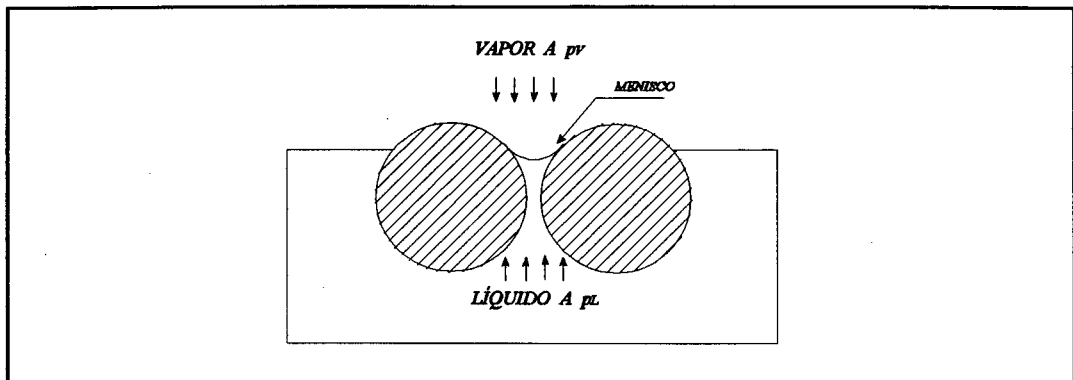


Fig. 2.6 - Esquema de um capilar mostrando diferença de pressão no menisco.

Para o menisco em condição de equilíbrio estável, a diferença de pressão na interface líquido/vapor pode ser determinada através da equação de Young-Laplace:

$$p_v - p_l = \sigma \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.4)$$

Onde p_v = Pressão exercida pelo vapor sobre o menisco
 p_l = Pressão exercida pelo líquido sobre o menisco
 σ = Tensão superficial do fluido de trabalho

R_1 e R_2 representam os raios característicos da superfície curva do menisco formado, dependendo portanto das características geométricas do meio capilar. Normalmente adota-se o conceito de raio circunferencial equivalente (r_e), que é o raio correspondente ao menisco circular de curvatura equivalente ao menisco dado, ou seja:

$$\frac{2}{r_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.5)$$

A pressão capilar máxima desenvolvida na estrutura porosa, $\Delta p_{cm} = (p_v - p_l)_{max}$, pode então ser expressa como:

$$\Delta p_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (2.6)$$

onde r_c é o valor mínimo de r , que o menisco assume em operação e é um valor fixo, inerente à natureza da estrutura porosa. Ele é denominado *raio efetivo de capilaridade*. Alguns valores de r_c para alguns tipos de estruturas porosas estão representados na tabela 2.1 (S. W. Chi, "Heat Pipe Theory and Practice", 1976).

Cilindro circular	$r_c = r$	r - raio do cilindro
Ranhura retangular	$r_c = b$	b - largura da ranhura
Ranhura triangular	$r_c = b/\cos\beta$	β - ângulo de abertura
Arames paralelos	$r_c = b$	b - espaçamento
Telas de arame	$r_c = (b+d)/2$	d - diâmetro do arame
Esferas compactadas	$r_c = 0,41 \cdot r_e$	r_e - raio da esfera

Tabela 2.1 - Valores de r_c para algumas geometrias do meio capilar

A pressão capilar deve compensar a perda de carga total no circuito. Assim, para cada condição de operação, a curvatura do menisco nos capilares irá se ajustar (variação de r_c) de forma a estabelecer aquela compensação, ou seja:

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_{circ} = \Delta p_{ev} + \Delta p_v + \Delta p_{cd} + \Delta p_l + \Delta p_g \quad (2.7)$$

onde,

- Δp_c = Pressão capilar
- Δp_{circ} = Perda de carga total no circuito
- Δp_{ev} = Perda de carga no evaporador (placa de resfriamento)
- Δp_v = Perda de carga na linha de vapor
- Δp_{cd} = Perda de carga no condensador

Δp_l = Perda de carga na linha de líquido

Δp_g = Diferença de pressão devido a ação gravitacional

Um diagrama esquemático mostrando a distribuição de pressão num CPL em operação normal está ilustrado na figura 2.7.

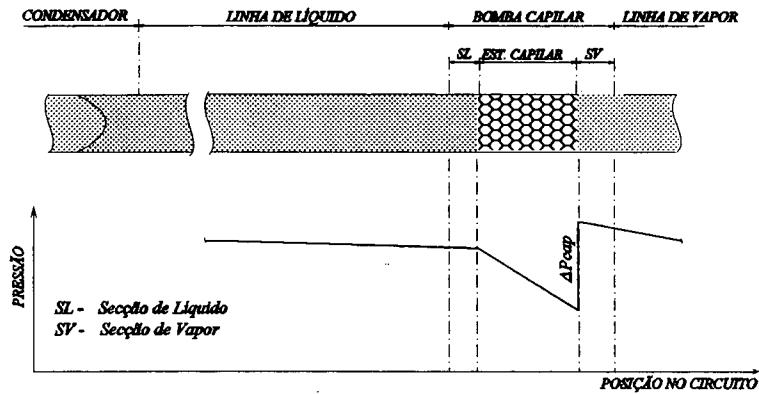


Fig. 2.7 - Distribuição de pressão no CPL.

A perda de carga total no CPL, $\Sigma \Delta p_{circ}$, depende da vazão mássica do fluido de trabalho, a qual é função do calor absorvido no evaporador, segundo a expressão:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dq/dt}{h_{lv}} \quad (2.8)$$

onde Δh é o calor transportado. Ele é composto do calor latente de vaporização, h_{lv} , do calor de subresfriamento do condensado (necessário para elevar a temperatura deste à de saturação), Δh_{sb} , e do calor de superaquecimento do vapor, Δh_{sp} :

$$\Delta h = \Delta h_{sb} + h_{lv} + \Delta h_{sp} \quad (2.9)$$

Quando a taxa de calor transportada (potência de operação), dq/dt , é tal que a vazão mássica associada, dm/dt , gera uma perda de carga total maior que a pressão capilar máxima, Δp_{cm} , o vapor

penetra na estrutura porosa e bloqueia o escoamento do líquido, causando secagem da bomba capilar no evaporador, fenômeno este conhecido como "*dry-out*". Este limite operacional superior para o fluxo de calor absorvido no evaporador é conhecido como limite capilar de operação do CPL e é caracterizado pela desigualdade:

$$\Delta p_{cm} \geq \Sigma \Delta p_{circ} \quad (2.10)$$

Assim como o limite superior, existe um limite inferior para o fluxo de calor, abaixo do qual o CPL não opera. Esse limite será discutido mais oportunamente.

b) Outros limites de operação do CPL

Além do limite capilar, existem outros limites de operação para o transporte de calor em um CPL, assim como em tubos de calor, que são:

- limite viscoso
- limite sônico
- limite de penetração de líquido
- limite de ebulição

Estes limites podem ser expressos em função da temperatura do fluido, conforme ilustrado na figura 2.8. A capacidade de transporte de um CPL é definida normalmente através do limite capilar, representado pela curva C.

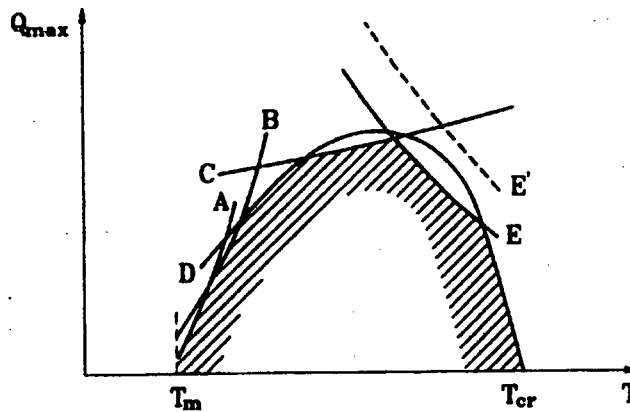


Fig. 2.8 - Limites operacionais de um CPL.

O limite sônico, curva A, é caracterizado pela variação da velocidade do vapor no interior da bomba capilar, devido ao incremento de vapor na direção axial. Este efeito pode ser comparado ao escoamento de um fluido num bocal convergente-divergente. Aqui a variação de velocidade resulta de um escoamento com vazão mássica constante através de uma secção variável, enquanto que na bomba capilar, ela se deve a um escoamento com vazão mássica variável através de uma secção constante. A medida que o fluxo de calor aumenta, o vapor gerado na bomba pode atingir a velocidade do som, provocando um escoamento com ondas de choque, o que caracteriza o limite sônico. Para fluxos de calor superiores, o escoamento se torna supersônico e já não é mais possível se conseguir uma operação isotérmica na placa de resfriamento.

O limite de arraste, curva B, ocorre uma vez que o vapor escoar diretamente em contato com o líquido retido na estrutura porosa. Quando o vapor atinge velocidades muito altas, ele pode arrancar o líquido da superfície da estrutura porosa, causando a secagem precoce da mesma. Este limite ocorre normalmente para valores da pressão de trabalho bastante baixos.

O limite de ebulição, curva E, na bomba capilar assume uma outra interpretação comparado ao caso de tubos de calor. Ele ocorre em temperaturas elevadas e depende fundamentalmente da condutividade térmica da estrutura capilar. Para elevados valores do fluxo de calor, a temperatura da estrutura capilar pode alcançar aquela de saturação do fluido de trabalho, fazendo com que haja formação de bolhas em seu interior. A formação dessas bolhas é facilitada pela presença dos poros na estrutura capilar, que

conferem suficientes núcleos para o surgimento de embriões de vapor propiciando a nucleação.

c) Outras características operacionais do CPL

● Partida de operação ("*Startup*") - A partida de um CPL tem sido um tema muito pouco conhecido no estudo de circuitos capilares. A experiência tem mostrado que, para bombas capilares com diâmetros superiores a 20mm, o "startup" procede normalmente com o líquido na bomba evaporando tão logo seja alcançado a temperatura de saturação selecionada no reservatório, sendo o vapor resultante impelido em direção ao condensador. Para sistemas utilizando bombas com diâmetros inferiores a 20mm, no entanto, muitas dificuldades têm sido encontradas na partida, quando o circuito está completamente inundado com o líquido. Quando o líquido, neste caso, alcança a temperatura de saturação do reservatório, ele não evapora imediatamente. Ao invés disso, a temperatura do evaporador alcança valores bem acima da de saturação. Esse superaquecimento no início da ebulição ("*boiling*") vem sempre acompanhado por deslocamento negativo do líquido (no sentido do condensador) e uma elevada diferença de pressão no evaporador. Na maioria dos casos ocorre o fenômeno de secagem. Investigações apontam muitos fatores como responsáveis por este fenômeno: material da estrutura porosa, geometria das ranhuras, presença de gases não condensáveis, etc. Quanto maior é a taxa de superaquecimento, maior é a diferença de pressão no evaporador e assim, maior a dificuldade para partir o sistema.

● Limite mínimo para o fluxo de calor num CPL - É o menor valor do fluxo de calor, abaixo do qual o CPL não opera. A baixos fluxos, o escoamento do líquido é praticamente estagnante. Parte do calor flui por condução através da parede da bomba capilar até a entrada da seção de líquido. Isto faz com que a temperatura do líquido alcance o ponto de saturação antes mesmo que este alcance a estrutura porosa, causando secagem no interior da seção de líquido da bomba capilar. O limite mínimo de calor é uma função das características de projeto do evaporador, da configuração do CPL e das condições de operação.

● Condutância variável - A característica de condutância variável de um CPL é conferida por um

reservatório, conectado ao circuito, contendo as fases líquida e vapor do fluido de trabalho no estado saturado. A temperatura de saturação no reservatório controla a temperatura do CPL, uma vez que a condição de saturação em seu interior é mantida por todo o tempo e para todas as condições de operação. A distribuição de líquido entre o reservatório e o circuito é governada por um balanço entre a pressão de saturação no reservatório e a pressão de operação do circuito. Qualquer variação da temperatura de operação no circuito (mediante variações do fluxo de calor ou da temperatura do fluido refrigerante no condensador) originará instantaneamente um desbalanceamento de pressão, que forçará o deslocamento de líquido do circuito para dentro ou para fora do reservatório, restabelecendo novamente o equilíbrio. Desta forma, para uma certa temperatura selecionada do reservatório, a temperatura do CPL é mantida praticamente constante em quaisquer condições de operação.

d) Anomalias operacionais

- Súbita secagem das bombas - É um fenômeno que pode ocorrer após algumas horas de funcionamento do CPL. A temperatura do líquido na entrada das bombas pode, com o tempo, aumentar suavemente até o ponto de saturação, causando evaporação do mesmo e conseqüentemente, secagem na bomba. Este fenômeno pode ser originado pela presença de gases não condensáveis acumulados na estrutura porosa ou pela expansão do vapor que penetrou na estrutura porosa durante a partida de operação.
- Oscilações de pressão durante operação em regime estacionário - Resultados experimentais têm mostrado que a pressão diferencial através do evaporador sofre oscilações com magnitude da ordem de até 30% da pressão absoluta no sistema. Suspeita-se que este fenômeno oscilatório esteja relacionado com o mecanismo de evaporação nas bombas capilares, onde líquido molha intermitentemente a parede das bombas, ou devido a constantes variações na distribuição de vazão entre os múltiplos condensadores paralelos.
- Secagem do evaporador durante rápidos pulsos decrescentes do fluxo de calor - Quando se é feito variar rapidamente o valor da potência aplicada no CPL em intervalos crescentes, a operação no

circuito se ajusta a cada nova condição imposta, operando normalmente até que se atinja o limite máximo do fluxo de calor. No entanto, quando se faz variar em saltos decrescentes o fluxo de calor, pode ocorrer secagem do evaporador. Na variação decrescente do fluxo de calor, líquido é deslocado do reservatório para o condensador, a fim de manter o circuito operando isotermicamente, conforme discutido anteriormente.

2.4 Placas de resfriamento/Bombas capilares

Como foi visto anteriormente, placas de resfriamento são os evaporadores-bombas de circuitos capilares bifásicos. Elas possuem uma estrutura capilar, responsável pela ação de bombeamento no sistema, que pode ser configurada no interior de duas placas em paralelo ou pode ser constituída de elementos capilares (tubos de calor e bombas capilares) soldados a uma placa. Adiante serão discutidos alguns conceitos ligados ao seu aspecto construtivo e então, apresentados os modelos de placas recentemente desenvolvidos, com detalhes sobre seu princípio de funcionamento e seus elementos capilares.

2.4.1 Aspecto construtivo das placas de resfriamento

A construção de placas de resfriamento pode ser caracterizada, quanto ao seu aspecto interno e externo, em dois grupos principais:

a) Quanto ao aspecto externo:

No primeiro caso, constitui-se o evaporador de múltiplos tubos paralelos montados sobre uma placa de alumínio, conforme ilustra a figura 2.9. Neste caso há a possibilidade de emprego de componentes da tecnologia de tubos de calor (bombas capilares). Em sendo estes sistemas mais densos, eles encontram limitações quando condições de peso reduzido são impostas.

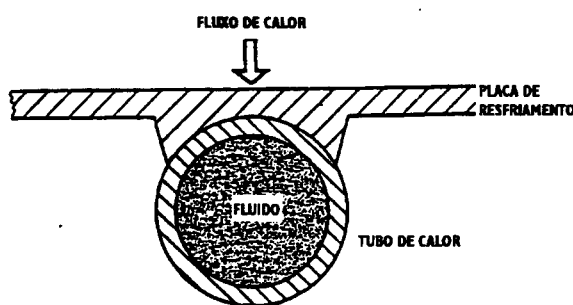


Fig. 2.9 - Tubo de calor soldado a uma placa de resfriamento.

No segundo caso, o evaporador consiste propriamente de uma montagem de placas (figura 2.10), em

cujo interior encontra-se a estrutura capilar, que na maioria das vezes são estrias confeccionadas na própria placa.

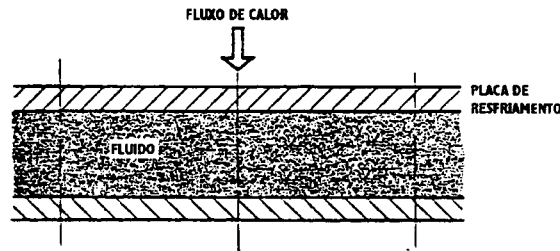


Fig. 2.10 - Placa de resfriamento constituída de placas planas.

Através desta construção obtém-se um sistema mais leve, que permite que a temperatura da placa esteja mais próxima da temperatura do fluido de trabalho. Uma desvantagem deste conceito está na fabricação, que eventualmente pode tornar-se demasiado complicada.

b) Quanto ao aspecto interno:

No primeiro caso, o calor é conduzido diretamente através da estrutura capilar, conforme ilustra a figura 2.11. Este conceito apropria-se apenas nos casos de estruturas capilares finas e de boa condutividade térmica. Existe aqui uma facilidade maior de superaquecimento do fluido, uma vez que calor é absorvido do lado do líquido, tornando o CPL mais sensível à formação de bolhas de vapor diretamente na região capilar. Isto tenderia a causar secagem no evaporador. Pela própria característica deste modelo, a estrutura capilar consiste normalmente de estrias feitas em paredes metálicas.

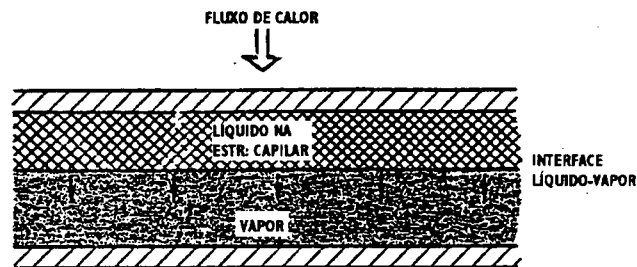


Fig. 2.11 - Placa com fluxo de calor do lado da secção de líquido.

No segundo conceito, o calor é absorvido pelo lado do vapor através da superfície de estrias especiais, confeccionadas no canal de vapor (figura 2.12). Neste caso, a estrutura capilar mais comumente empregada é a fibrosa ou sinterizada. A baixa condutividade térmica de tais estruturas evita a formação de bolhas de vapor no lado do líquido, permitindo assim uma maior capacidade de transporte de calor.

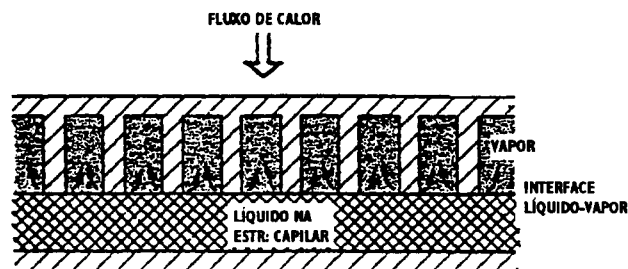


Fig. 2.12 - Placa com fluxo de calor do lado da secção de vapor.

2.4.2 Modelos recentes de placas de resfriamento

Atualmente, diversos modelos de placas de resfriamento vêm sendo produzidos e testados nos EUA, Europa e Japão. Baseados nos conceitos anteriormente apresentados, pesquisadores têm se preocupado em desenvolver placas com coeficientes de transferência de calor sempre maiores, associados a uma minimização do peso e do custo envolvidos na sua construção. A seguir serão apresentados alguns dos modelos de maior importância, a saber:

- Modelo OAO;
- Placas de resfriamento com tubos de calor monoranhurados;
- Placa evaporativa;
- Modelos NASDA/TOSHIBA;
- Modelo Dornier;
- Modelo MBB/ERNO.

a) O modelo OAO, [13]

No modelo OAO, a placa de resfriamento consiste de múltiplos tubos estriados axialmente com uma estrutura porosa tubular interna ("wick"), que é prensada no interior do tubo. Os tubos ou bombas capilares são arranjados paralelamente, conforme indicado na figura 2.13. Eles são normalmente fabricados com tubos de alumínio em diâmetros que variam entre cerca de 13 e 32mm. As estruturas capilares normalmente empregadas são feitas de polietileno de alta densidade com dimensões de poros da ordem de $15\mu\text{m}$ e permeabilidade de 10^{-22}m^2 . Usando amônia a 25°C como fluido de trabalho, tem-se obtido pressões de bombeamento da ordem de 3000 Pa. Atualmente estão sendo investigados novos materiais para estrutura capilar, como cerâmica, níquel e titânio [11].

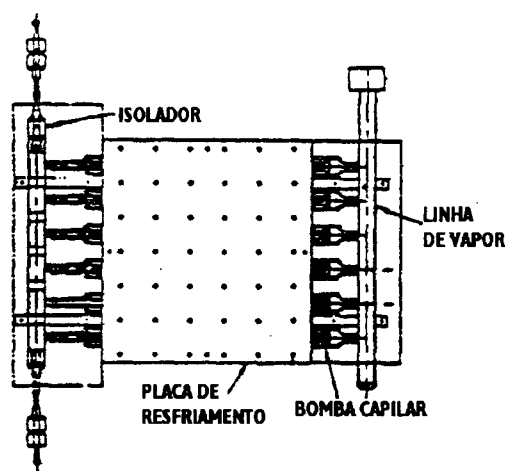


Fig. 2.13 - Placa de resfriamento modelo OAO.

Um corte detalhado da bomba capilar OAO encontra-se ilustrado na figura 2.14. O líquido esco

radialmente da linha de retorno do condensado, através da estrutura porosa, indo atingir as superfícies aquecidas das estrias do tubo. Quando ele alcança a temperatura de saturação imposta pelo reservatório, vapor é gerado e escoar por entre as estrias em direção à linha de vapor (a migração de bolhas de vapor para o interior da estrutura porosa ("wick") é impedida pela ação da tensão superficial nos poros da estrutura). Ao mesmo tempo, os meniscos são formados na interface líquido/vapor desenvolvendo a força capilar que originará o movimento do fluido ao longo do circuito.

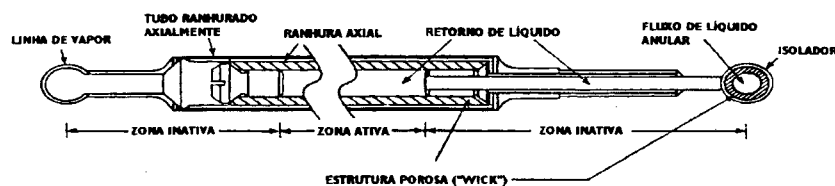


Fig. 2.14 - Bomba capilar modelo OAO.

Conforme se observa na figura 2.14, um isolador encontra-se inserido no interior do tubo de acesso às bombas capilares. Sua função básica é impedir o retorno de vapor de uma bomba, que eventualmente tenha secado, para outras bombas adjacentes e ainda, bloquear a passagem de gases não condensáveis ao interior das bombas. O isolador consiste em um tubo poroso de polietileno.

b) Placas de resfriamento com tubos de calor monoranhurados, [14]

Este modelo é composto de vários tubos de calor, dispostos em paralelo, soldados a uma placa de alumínio, como indicado na figura 2.15. É normalmente empregado em sistemas de bombeamento mecânico (CPL híbrido) com controle de vazão.

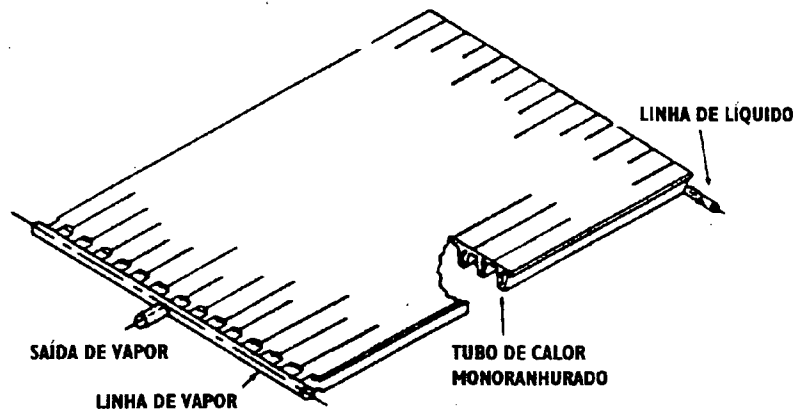


Fig. 2.15 - Placa de resfriamento com tubos de calor monoranhurados.

A figura 2.16 mostra um corte do tubo de calor usado neste modelo. O líquido escoia através da linha de líquido até a seção de líquido (tubo inferior na figura). A estrutura capilar, conectando a seção de vapor à de líquido, bombeia este até a seção de vapor. Neste ponto, o líquido é transportado, por ação capilar das ranhuras circunferenciais existentes no tubo (superior na figura), à zona aquecida, onde ocorre a evaporação, indo o vapor resultante em direção à linha de vapor.

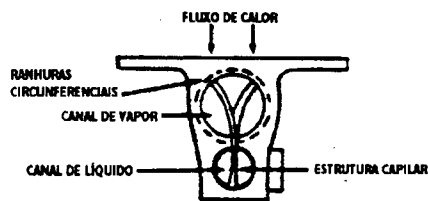


Fig. 2.16 - Esquema do tubo de calor monoranhurado.

c) A Placa Evaporativa, [15] e [16]

A Placa Evaporativa consiste de uma placa de alumínio com ranhuras retangulares na superfície interna do lado do fluxo de calor, conforme indicado na figura 2.17. Contrário aos modelos apresentados anteriormente, a placa aqui não é construída modularmente.

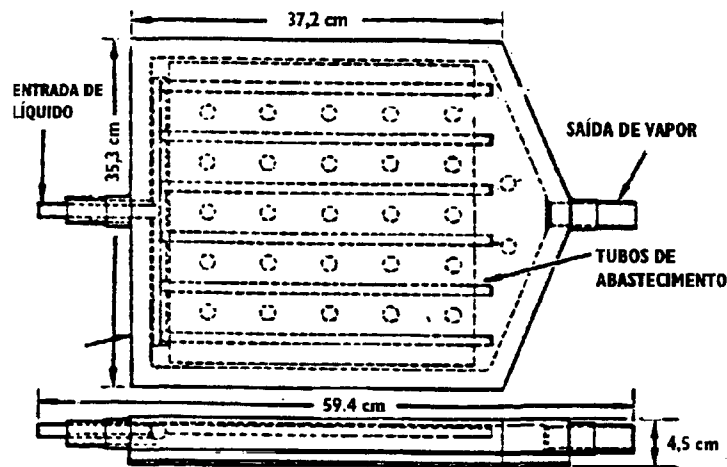


Fig. 2.17 - A placa evaporativa.

Detalhes de sua construção interna podem ser vistos na figura 2.18. O líquido penetra na placa, através de bombeamento mecânico, por meio de um sistema de tubulações de abastecimento, nas quais encontra-se uma estrutura capilar instalada. Esta, por sua vez, segue, por meio de uma fenda, até as superfícies aquecidas, onde se encontram as ranhuras. O líquido é pois deslocado por capilaridade até essas superfícies, onde ocorre a vaporização. Braçadeiras sustentam a estrutura capilar de encontro as superfícies ranhuradas. O excesso de líquido escoar até o final do tubo de abastecimento, deixando este e misturando-se ao vapor gerado, formando uma mistura bifásica que escoar para fora da placa.

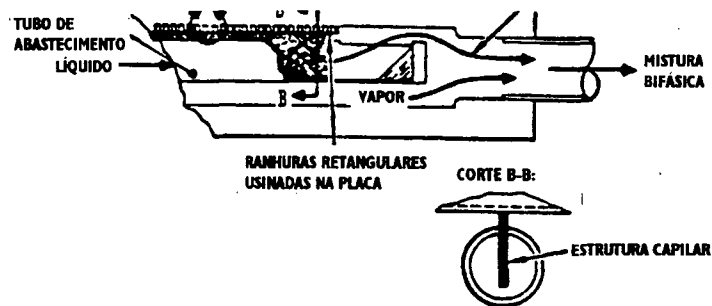


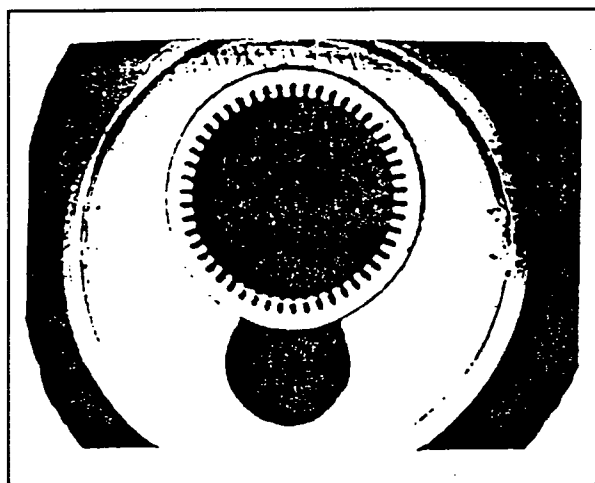
Fig. 2.18 - Detalhes da construção interna da placa evaporativa.

Uma grande vantagem deste tipo de construção é que, por um lado, a baixa condutividade térmica da

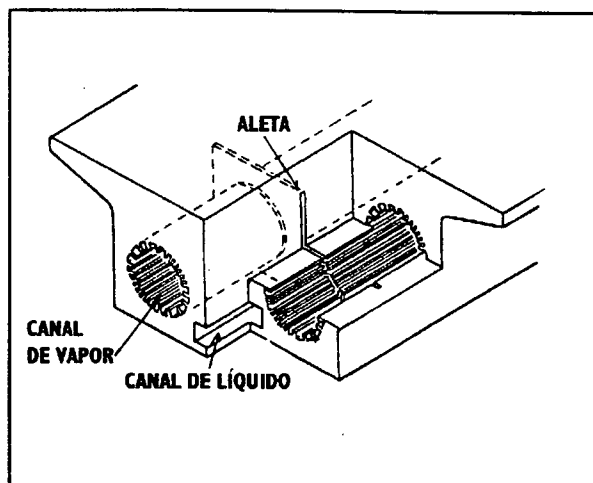
estrutura capilar impede a formação de bolhas de vapor nas tubulações de abastecimento e, por outro lado, a alta condutividade das ranhuras contribui para uma boa transferência de calor.

d) *O modelo NASDA/Toshiba*, [17]

A NASDA/Toshiba desenvolveu os três modelos japoneses de placas de resfriamento. Dois deles do tipo capilar, consistindo de um canal de líquido e um ou dois canais de vapor, espacialmente conectados entre si através de estreitas fendas cortadas transversalmente, conforme figuras 2.19a/b.



a) Um canal de vapor



b) Dois canais de vapor

Fig. 2.19 - Placas de resfriamento NASDA/Toshiba, tipo capilar.

O princípio de operação de ambos os tipos é basicamente o mesmo. O líquido é transferido, através da ação capilar das fendas, do canal de líquido ao canal de vapor. O líquido no canal de vapor estende-se ao longo das ranhuras axiais, que propiciam uma distribuição uniforme do filme de líquido. O líquido nas ranhuras evapora, então, na interface líquido-vapor, à medida que calor é fornecido. O mecanismo de transferência de calor, em virtude da semelhança geométrica dos tubos, é praticamente o mesmo em ambos os casos. Recentemente, algumas modificações vêm sendo feitas visando simplificar a construção destas placas, concentrando os canais de vapor em um único bloco, o que deve melhorar o coeficiente de transferência de calor. Até o presente, no entanto, o número de canais por bloco está

limitado a dois (vide figura 2.19b), por restrições no processo de manufatura.

O terceiro tipo japonês de placa de resfriamento é, na verdade, um evaporador para escoamento forçado, muito empregado em aplicações terrestres. Se o fluxo de massa envolvido é alto, esses tipos de evaporadores podem ser também empregados em condições diversas de ação gravitacional, inclusive a gravidade zero. A placa constitui-se de uma associação em série de tubos em U montados sobre a mesma. O líquido escoar da linha de líquido aos tubos, onde ocorre a evaporação. Diversos testes, conduzidos pela NASDA, tem demonstrado que os coeficientes de troca térmica das placas do tipo capilar são significativamente maiores. A tabela 2.2 sumariza as especificações dos modelos japoneses de placas de resfriamento.

PLACA DE RESFRIAMENTO	CARACTERÍSTICAS DE PROJETO	DIMENSÕES
Tipo capilar com um canal de líquido e um canal ranhurado de vapor	Capacidade de transporte: 2.5 kW Temperatura de operação: 10 - 40°C	665 x 650 x 24 mm No. de tubos: 19
Tipo capilar com um canal de líquido e dois canais ranhurados de vapor	Perda de carga: 0.05 MPa Fluido: Freon 11	605 x 600 x 17 mm No. de tubos: 11
Tipo evaporador para escoamento forçado		660 x 600 x 25 mm No. de tubos: 08

Tabela 2.2 - Especificação das placas de resfriamento NASDA/Toshiba.

e) O modelo Dornier, [6]

O modelo desenvolvido pela Dornier (Alemanha) consiste de uma estrutura capilar plana inserida entre placas de alumínio (figura 2.20). A placa superior, onde o calor é aplicado, é ranhurada axialmente. A estrutura capilar é feita de polietileno com diâmetro de poros que varia entre 10 e 40 μm .

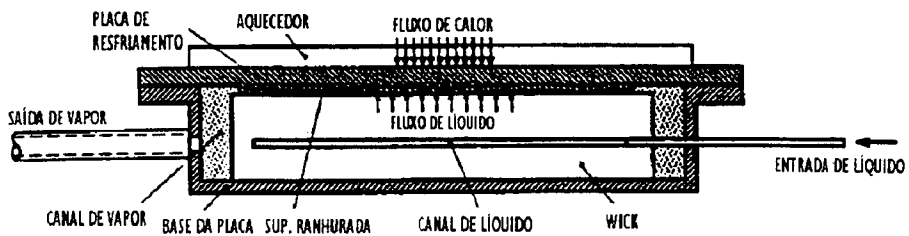


Fig 2.20 - Placa de resfriamento modelo Dornier.

O líquido escoia através da linha de líquido ao interior da estrutura capilar. Por capilaridade, ele é então bombeado até a superfície das ranhuras, onde ocorre a evaporação. O vapor resultante escoia axialmente no interior dessas ranhuras até a saída da placa, em direção à linha de vapor. O efeito da tensão superficial na estrutura capilar impede que vapor migre para o interior desta.

f) O modelo MBB/ERNO, [18] e [19]

Este modelo consiste de tubos de calor (bombas capilares) de alta performance (feita de alumínio com estrias circunferenciais), desenvolvidos anteriormente pela ERNO[20], montados a um bloco de alumínio, conforme figura 2.21.

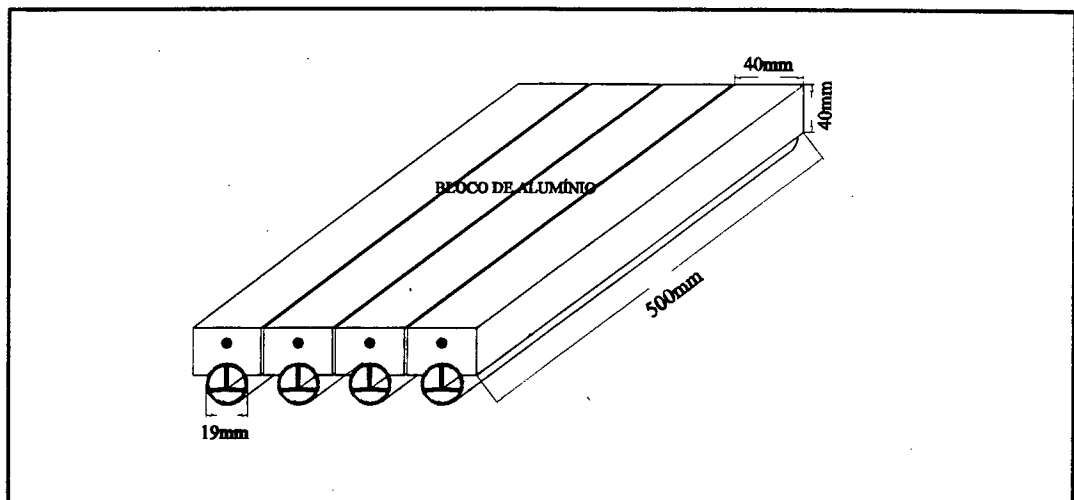


Fig. 2.21 - Placa de resfriamento modelo MBB/ERNO.

À bomba vem conectado interiormente um perfil T invertido de alumínio, o qual divide a região interna do tubo em três canais, um para o líquido e outros dois vizinhos para o vapor (figura 2.22). O

canal duplo de vapor é fechado na entrada da bomba e o canal de líquido na saída (conforme ilustrado nos respectivos cortes), através de barreiras especialmente confeccionadas em alumínio e teflon respectivamente. Bem diferente dos tipos convencionais de bombas capilares, aqui o líquido, por ação capilar, se desloca circunferencialmente através das estrias, passando pelo espaço compreendido entre estas e o perfil, indo de encontro à superfície aquecida da parte superior do tubo. No momento em que os flancos da rosca alcançam a temperatura de saturação, o líquido neste ponto evapora e vapor esco livremente pelo canal à linha de vapor, ao mesmo tempo em que novos meniscos são formados para o estabelecimento da ação capilar no circuito.

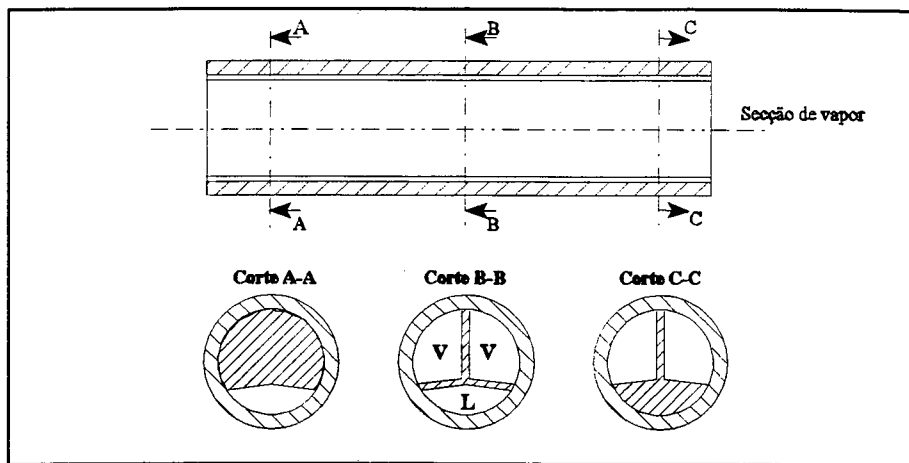


Fig. 2.22 - Tubo de calor de alta performance MBB/ERNO.

A placa de resfriamento modelo MBB/ERNO, como já mencionado anteriormente, será o objeto de investigação neste trabalho. Entretanto, serão feitas alterações no processo de montagem do perfil T de alumínio e das barreiras das seções de líquido e vapor nas bombas visando eliminar interstícios na interface entre o perfil e a parede da bomba e/ou nas barreiras acima mencionadas, o que tornaria a bomba capilar propícia à secagem. A influência desses interstícios no fenômeno de secagem foi anteriormente identificada por R. Schlitt [20] e E. Bazzo [1].

Identificada a melhor forma de montagem dos elementos internos da bomba capilar, espera-se obter uma placa de resfriamento com bom coeficiente de transferência de calor, capaz de operar um CPL sem bombeamento mecânico ou pressão positiva na entrada dos tubos, originada por uma elevação positiva do condensador com relação ao evaporador. Desta forma, será investigada uma placa

operando como evaporador e, sobretudo, como único elemento responsável pelo bombeamento do líquido no circuito.

2.5 Bombas capilares MBB/ERNO

2.5.1 Características construtivas

Como já introduzido e ilustrado anteriormente, as bombas capilares MBB/ERNO são na verdade tubos de calor em alumínio com ranhuras circunferenciais e um perfil T interno, também de alumínio, configurando duas seções adjacentes de vapor e uma de líquido (conforme visto na figura 2.22). O tubo tem comprimento de 500mm, diâmetro externo de 19 mm e espessura de 1,5 mm. As ranhuras nos tubos tem secção transversal triangular e/ou trapezoidal e as variáveis geométricas correspondentes estão representadas no esquema da figura 2.23.

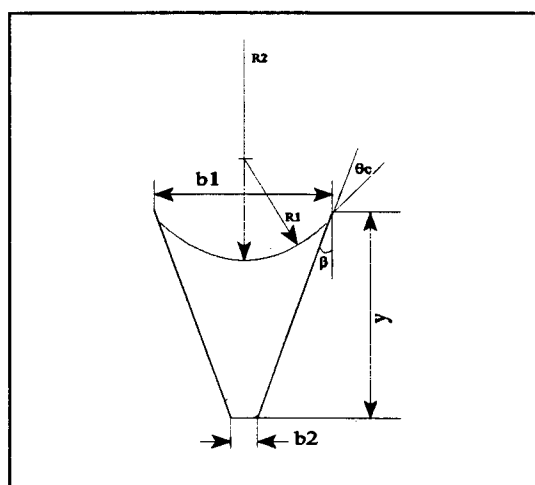


Fig. 2.23 - Representação geométrica das ranhuras da bomba capilar MBB/ERNO.

R_1 e R_2 representam os raios do menisco formado na ranhura, b_1 a abertura da ranhura, b_2 a largura da base da ranhura, y a altura da ranhura, β o semiângulo de abertura da ranhura e θ_c o ângulo de contato entre o líquido e a ranhura.

A placa de resfriamento em análise neste trabalho constitui-se de quatro bombas capilares com ranhuras de secção triangular (caracterizada por elevados valores do semiângulo de abertura), conforme será descrito no capítulo 3. As bombas capilares são diferentes entre si, de acordo com as características de suas ranhuras circunferenciais conforme apresentadas na tabela 2.3.

BOMBA	b_1 (μm)	b_2 (μm)	y (μm)	β (graus)
KP1	66,7	16,8	167,0	8,5
KP2	80,0	19,0	231,0	7,5
KP3	66,7	11,5	85,0	18,0
KP4	66,7	15,2	155,6	9,4

Tabela 2.3 - Características geométricas das ranhuras.

Para fins de ilustração, a figura 2.24 mostra uma microfotografia feita com auxílio de um microscópio eletrônico (ampliação: 93 vezes), em corte transversal, da bomba capilar KP2.

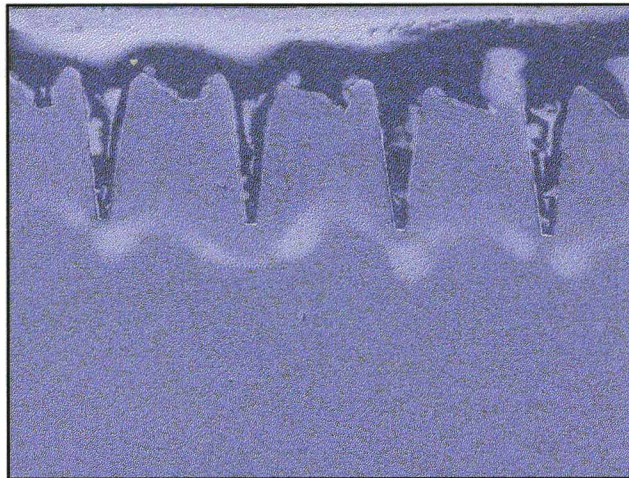


Fig. 2.24 - Microfotografia das ranhuras da bomba capilar KP2.

2.5.2 Princípio de funcionamento

O princípio de funcionamento de bombas capilares de ranhuras circunferenciais caracteriza-se pelo deslocamento circunferencial do líquido da secção de líquido em direção a superfície aquecida da secção de vapor. Quando da aplicação de fluxo de calor na bomba capilar, o líquido presente nas ranhuras é aquecido até a temperatura de saturação, evapora-se e, simultaneamente, o efeito capilar

das ranhuras bombeia mais líquido da secção de líquido à de vapor.

Seja o esquema representativo do corte transversal de uma bomba capilar ilustrado na figura 2.25. A parte hachurada representa o líquido no interior da bomba. A ação capilar das ranhuras desloca o líquido da secção de líquido (parte inferior à base do perfil T invertido) até o topo da bomba, conforme indicado pelas setas, onde se encontra o topo do perfil. Na interface do filme de líquido com o vapor, assim formado no interior da ranhura, está o menisco.

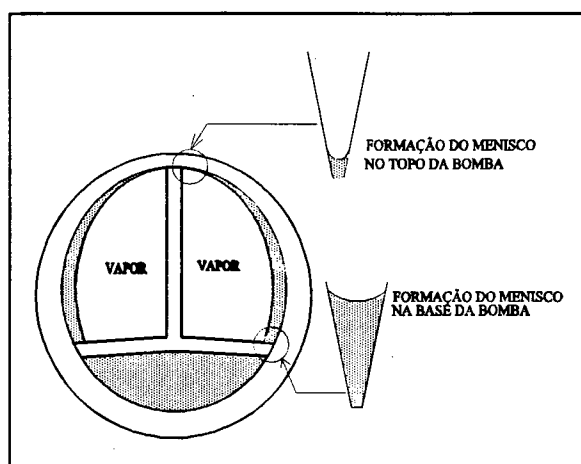


Fig. 2.25 - Corte transversal da bomba capilar, mostrando formação do menisco na ranhura.

Assim, para cada ranhura haverá um longo menisco (ver figura), que se estende desde a interseção de um dos lados da base do perfil T com a parede interna da bomba, passando pelo topo da mesma indo até a interseção do outro lado da base do perfil com a parede interna da bomba. O efeito do diferencial de pressão ao longo da película de líquido, causado pela ação gravitacional e perda de carga ao longo da ranhura, bem como da transferência de massa por evaporação definem a distribuição circunferencial de líquido na mesma. Essa distribuição será evidentemente não linear, podendo ser caracterizada por dois limites definidos: um na interseção da base do perfil T com a parede interna da bomba (ver figura), onde a secção da ranhura está saturada de líquido; outro no topo da bomba, onde a secção da ranhura possui a quantidade de líquido mínima. Esses dois limites definem, respectivamente, os valores máximo e mínimo do raio do menisco no interior da ranhura. A diferença entre as curvaturas desses dois meniscos definem, portanto, o diferencial de pressão capilar máximo da bomba.

A geometria da ranhura define a pressão máxima capilar da bomba. Se esta assumir um valor alto, isto é para ranhuras mais estreitas, não implica necessariamente que a sua capacidade de bombeamento será também elevada. Isto se deve ao fato, que é bastante conhecido na teoria de tubos de calor, que a obtenção de maiores valores da força capilar implica também em maiores valores da perda de carga na estrutura porosa, já que capilares reduzidos causam uma maior resistência ao escoamento do fluido nos mesmos. Considerando a equação 2.10, com $\Sigma \Delta p_{\text{circ}}$ dado pela equação 2.7, o termo Δp_{ev} compreende a perda de carga nos capilares e no interior das secções de líquido e vapor. A **pressão de bombeamento disponível**, Δp_b , de uma bomba capilar, pode pois ser introduzida a partir do cômputo do fator Δp_{ev} :

$$\Delta p_b(m) = \Delta p_{\text{cm}} - \Delta p_{\text{ev}}(m) \quad (2.11)$$

A dependência na variável massa é evidente, uma vez que a perda de carga no interior da bomba é função da vazão mássica no circuito. Como já visto anteriormente, a vazão mássica é função da quantidade de calor transportada no circuito (equação 2.8). Desta maneira, pode-se plotar a curva Δp_b para vários valores de m relativos aos respectivos fluxos de calor no circuito. Essa curva é conhecida, em circuitos de bombeamento mecânico, como *curva característica* da bomba. No mesmo gráfico da curva característica, costuma-se plotar a curva de perda de carga total nos demais componentes do circuito, conforme ilustra a figura 2.26.

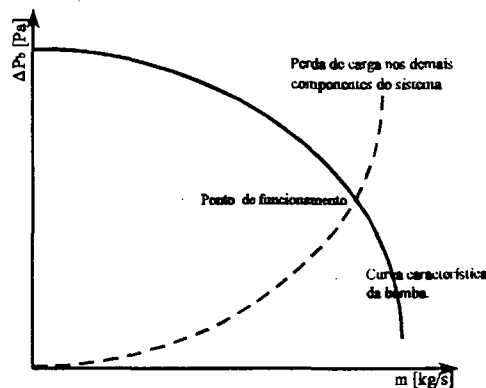


Fig. 2.26 - Curva característica da bomba e curva da perda de carga de um sistema qualquer.

O ponto de intersecção das duas curvas estabelece o *ponto de funcionamento* para uma bomba qualquer, que no caso da bomba capilar representa o próprio limite de operação, quando toda a potência da bomba está sendo empregada para apenas compensar o efeito da perda de carga total no sistema.

A perda de carga no interior da bomba varia de forma não linear com a vazão mássica estabelecida no circuito para ranhuras de secção trapezoidal ou triangular. Esta análise foi conduzida por E. Bazzo et al [21] e seus resultados demonstram boa concordância com valores experimentais.

2.5.3 Falha operacional característica

A separação das secções de líquido e vapor nas bombas capilares MBB/ERNO é feita mediante a utilização de um perfil T invertido. A base do perfil é responsável pela separação propriamente dita e a perna do mesmo tem a função de pressionar a base contra as ranhuras da parede interna da bomba (ver figura 2.22). Existem ainda na bomba duas barreiras: uma, a *barreira de líquido*, localizada na saída da bomba, que impede a passagem de líquido diretamente à linha de vapor e outra, a *barreira de vapor*, localizada na entrada da bomba, que impede a passagem de vapor diretamente à linha de líquido.

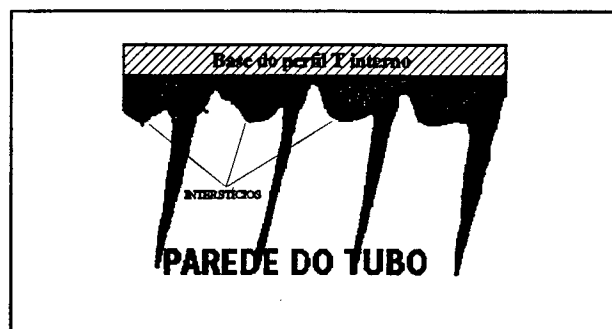


Fig. 2.27 - Ocorrência de interstícios.

A montagem desses três elementos, barreiras e perfil, é de extrema importância, uma vez que eles devem impedir, em operação, a migração de bolhas de vapor da secção de vapor à de líquido, o que

causaria falha no sistema. Um exemplo típico deste problema é a ocorrência de *interstícios* ("gaps"), verificados por Schlitt [20] e E. Bazzo [1], que podem existir na interface de contato entre a base do perfil e a parede interna ranhurada da bomba, conforme observa-se na microfotografia da figura 2.27.

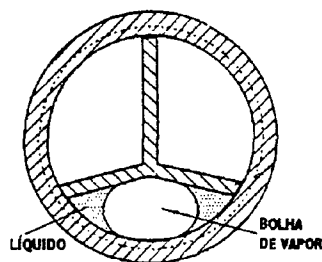


Fig. 2.28 - Formação de bolsão de vapor na seção de líquido.

A migração precoce de bolhas de vapor através dos *interstícios* ocorre devido a dimensão deste ser relativamente superior àquela da ranhura, sendo seu efeito de tensão superficial conseqüentemente menor. Desta forma, um pequeno diferencial positivo de pressão entre o vapor e líquido já ocasionaria o escoamento de bolhas de vapor, através dos *interstícios*, à secção de líquido. Uma pequena quantidade de bolhas tenderia a colapsar no líquido sub-resfriado, mas quando elas se tornam numerosas, podem originar uma bolha maior (figura 2.28) que bloquearia quase que totalmente a passagem de líquido, causando secagem do sistema ("*dry-out*"). Em outras palavras, a capacidade de transporte de calor do sistema torna-se inferior àquela estimada teoricamente, conforme metodologia apresentada no item anterior.

Além dos *interstícios*, podem haver folgas entre as barreiras e a parede interna da bomba, o que provocaria um efeito semelhante. No presente trabalho foram conduzidos testes de bolhas para detecção de possíveis falhas nas bombas. Então, foram tomadas algumas decisões no processo de confecção das bombas capilares (montagem do perfil interno T e das barreiras de líquido e vapor) a fim de evitar o problema abordado acima.

2.6 Sumário

No presente capítulo um abrangente estudo bibliográfico sobre circuitos capilares bifásicos foi conduzido. Particularmente, a tecnologia dos modelos mais recentes de placa de resfriamento foi apresentada. O modelo proposto pela empresa alemã MBB/ERNO constituído de bombas capilares ranhuradas axialmente foi apresentado mais detalhadamente. Também aí foram apresentadas as características construtivas bem como o princípio de funcionamento desses novos tipos de bombas capilares.

A pesquisa na área de transferência de calor bifásica, particularmente se tratando de sistemas de transporte de calor bifásicos, como CPL's e tubos de calor, na área espacial tem carecido de muitas explicações em torno dos fenômenos envolvidos. O conceito do CPL, exemplificadamente, ainda encontra-se em fase de gestação em todo o mundo. Exatamente por isto, a maior parte da atenção nesta área vinha sendo depositada, na última década, no desenvolvimento de tecnologia necessária para fabricar protótipos experimentais. A partir daí, diante do relativo sucesso obtido com os testes experimentais conduzidos, até mesmo em órbita, partiu-se para o aprofundamento da investigação, agora também de caráter teórico, neste novo sistema de transporte de calor.

O coração do CPL é a *placa de resfriamento*. Isto justifica o porque das inúmeras pesquisas conduzidas em torno deste componente nos países que estão a frente desta tecnologia: os EUA, Europa, Japão e a Rússia.

Placas de resfriamento constituídas de bombas capilares de ranhuras circunferenciais foi um modelo recentemente proposto pela empresa alemã MBB/ERNO. A investigação teórica-experimental deste modelo, com ênfase na análise da dinâmica de operação, mostra-se pois necessária. Estudos preliminares, conduzidos anteriormente em tais modelos, apontaram a sua dinâmica de operação como bastante singular quando comparada aos demais modelos até então desenvolvidos.

3

EXPERIMENTAÇÃO

3.1 Introdução

Neste capítulo são abordados os aspectos ligados à atividade experimental. Uma completa descrição da montagem experimental é apresentada, compreendendo todas as etapas do processo, isto é, o projeto, a construção, a montagem e a instrumentalização do CPL. O planejamento dos testes com definições das tarefas, metas e prazos é apresentado e, ao final, é elaborado o cronograma geral de execução para todo o programa desta tese. Finalmente é feita uma análise de incerteza das grandezas a medir experimentalmente.

3.2 Montagem experimental

3.2.1 Projeto, construção e montagem

O projeto do CPL a ser utilizado para investigação da placa de resfriamento consistiu na escolha e dimensionamento das tubulações e acessórios do circuito e, ainda, do projeto de um condensador e de um subresfriador de duplos tubos. O reservatório da mistura bifásica foi aproveitado do CPL-ERNO. O projeto foi conduzido de forma a atender às necessidades impostas pelas características da placa de resfriamento (considerando fatores como pressão capilar máxima disponível e perda de carga nas bombas capilares) como também pela natureza do fluido de trabalho utilizado. Além do mais, aqueles fatores que conduziram a uma clara investigação dos fenômenos envolvidos no CPL, eliminando problemas e dificuldades anteriormente encontradas no estudo do CPL-ERNO, foram analisados de forma igualmente relevante. Partindo deste ponto de vista, foi proposto um circuito experimental, conforme ilustrado esquematicamente na figura 3.1, e posteriormente apresentado à empresa MBB/ERNO, a qual aprovou e cedeu recursos materiais para a sua execução. Os equipamentos e instrumentos foram fornecidos pelo KFA/BMFT, órgão alemão de fomento à pesquisa.

A seguir é apresentado o esquema do experimento e a lista dos principais componentes da bancada.

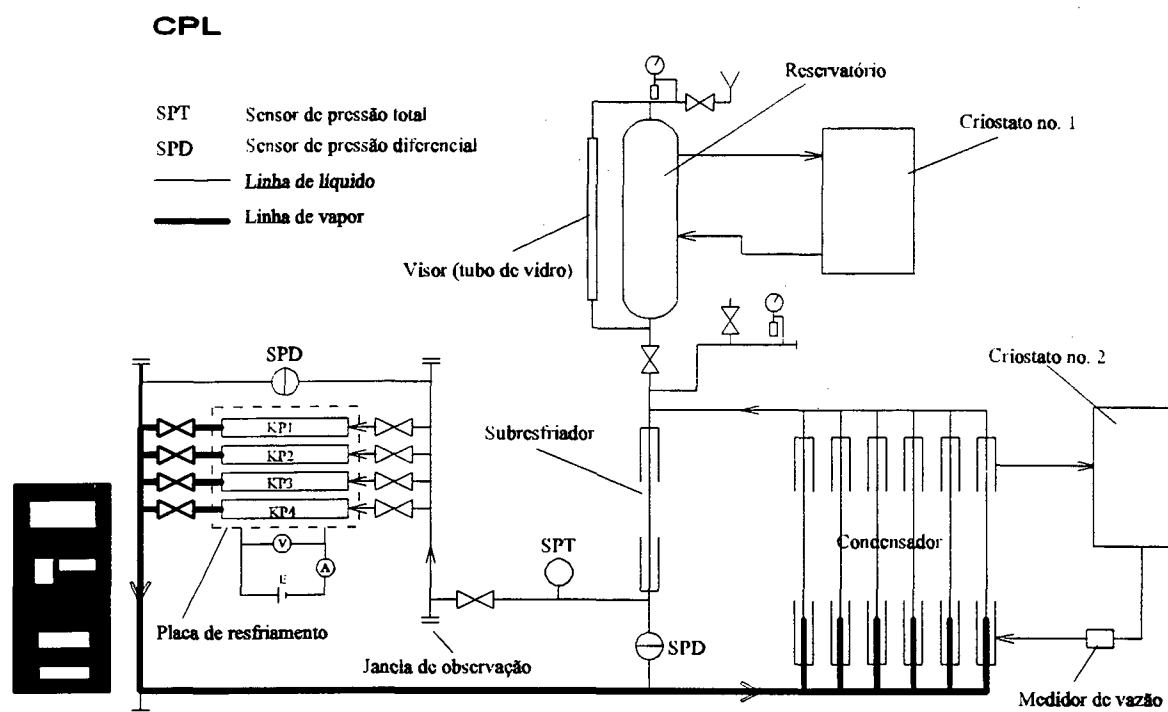


Fig. 3.1 - Representação esquemática do CPL experimental.

- Uma placa de resfriamento
- Um condensador e um subresfriador de duplo-tubo;
- Uma linha de vapor e uma de líquido;
- Um reservatório;
- Quatro fontes de tensão;
- Dois criostatos;
- Quatro janelas de observação;
- Dois manômetros (0-6 bar);
- Um medidor de vazão da água de refrigeração;
- Dois sensores de pressão diferencial;
- Um sensor de pressão total;
- Válvulas e acessórios de tubulação.

A placa de resfriamento (vide figura 3.4) é constituída de quatro bombas capilares dispostas paralelamente, cada uma estando adaptada a dois blocos de alumínio montados em série, os quais servem-lhe de aquecedor. O fluxo de calor proveniente desses blocos é obtido por meio de uma resistência elétrica instalada no interior dos mesmos. Foram utilizadas quatro fontes de tensão DC, uma para cada bomba, com potência máxima de cerca de 1kW. A conexão entre cada bomba capilar e as linhas de vapor e líquido é feita com o uso de válvulas de esfera, permitindo assim que a todo momento as bombas possam ser desmontadas, para fins de modificação de parâmetros construtivos e/ou, até mesmo, para testes de outros tipos de bombas capilares.

A linha de vapor liga a placa de resfriamento ao condensador. Consiste de um tubo de paredes lisas em aço inoxidável. O condensador é um trocador de calor duplo-tubo contracorrente; os tubos estão dispostos paralelamente entre si. Considerando o sentido do escoamento no circuito, após o condensador encontra-se um subresfriador, cujo aspecto construtivo é idêntico ao do duplo-tubo no condensador. No trecho da linha de líquido, ou de retorno de condensado, que conecta o condensador ao subresfriador vem instalado o reservatório. O reservatório é um vaso de pressão cilíndrico em aço inoxidável, onde está a mistura bifásica do fluido de trabalho do CPL. Ligados ao reservatório e ao condensador existem dois criostatos, cuja função é, respectivamente, a de manter a mistura bifásica no reservatório isotérmica e a de resfriar a água de refrigeração do condensador. Ainda na linha de líquido, pouco antes da entrada das bombas, foi instalado o sensor de pressão total no circuito. Os sensores de pressão diferencial foram instalados em duas posições distintas: um entre a entrada e saída da placa de resfriamento e o outro entre a entrada do condensador e a saída do subresfriador. As quatro janelas de observação foram instaladas duas a duas, no trecho da linha de líquido conectado à entrada das bombas capilares e no trecho da linha de vapor na saída das mesmas (vide figura 3.1). Desta forma, fora possível distinguir as fases no escoamento na região de entrada e saída da placa. As ligações entre os diversos componentes do circuito foi feita mediante a utilização de flanges de aço inoxidável e/ou uniões roscadas. As válvulas, ora de esfera ora de agulha, foram instaladas de forma a conferir flexibilidade, para fins de manutenção e/ou alterações futuras do circuito.

Para minimização das perdas com o meio, foi feito isolamento térmico em todo o circuito com o uso

de camadas espessas de Armaflex. Todas as atividades ligadas à construção de peças, ajustes e refinamento na montagem, instalação de instrumentos e equipamentos bem como detecção de falhas e evacuação do circuito, foram executadas nas instalações do IKE⁷ com apoio do corpo técnico do laboratório de energia nuclear e sistemas energéticos.

A figura 3.2 mostra uma vista frontal do CPL em fase de isolamento. À direita encontram-se as fontes de tensão e à esquerda destas os dois criostatos. Ao lado do painel está o reservatório e, no canto esquerdo da gravura, a placa de resfriamento.

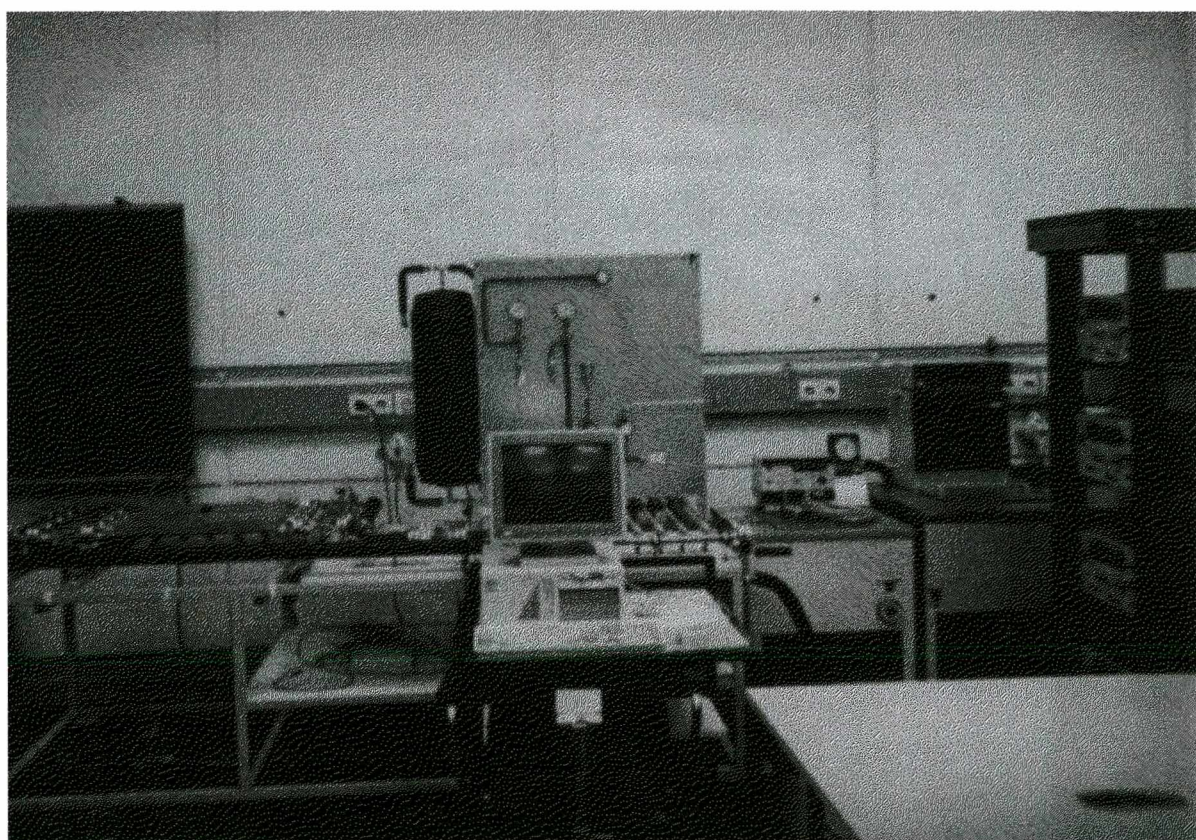


Fig. 3.2 - Vista fotográfica frontal do CPL experimental em fase de isolamento.

⁷IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universidade de Stuttgart, Alemanha, onde foram conduzidas as atividades experimentais deste trabalho.

3.2.2 Equipamentos e instrumentos

A seguir estão brevemente descritos os principais componentes da bancada. No apêndice B encontra-se uma completa descrição da bancada experimental do CPL.

a) A placa de resfriamento

O modelo da placa de resfriamento a ser investigado é o da MBB/ERNO, que já fora discutido, juntamente com suas bombas capilares, no capítulo 2. Uma foto da placa de resfriamento encontra-se ilustrada na figura 3.3. A fim de caracterizá-la para a operação no CPL proposto, serão discutidos a seguir seus aspectos mais importantes.

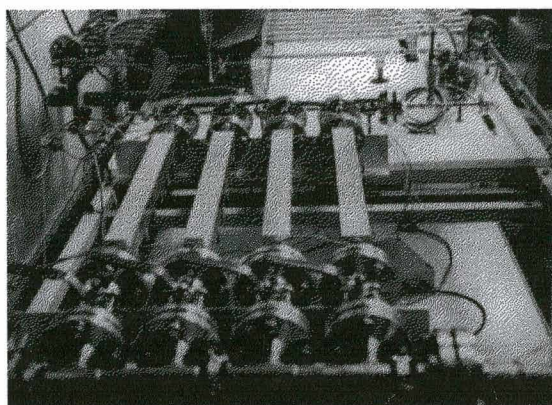


Fig. 3.3 - Foto da placa de resfriamento do CPL.

• Características construtivas:

A figura 3.4 ilustra esquematicamente uma representação dimensional da placa de resfriamento. A área definida pela soma das áreas da face superior dos quatro blocos fornece a superfície de resfriamento. As bombas capilares são montadas nos blocos com um ângulo de contato de 120 graus, conferindo uma grande área de troca térmica, o que, aliado ao emprego de uma pasta condutiva na superfície de contato, permite uma distribuição de temperatura praticamente uniforme no canal de vapor da bomba. Bem acima do topo superior da bomba encontra-se um orifício, de secção retangular, cuja função é a de alojar um termoelemento que se destina a medir a temperatura em pontos ao longo do comprimento axial da bomba.

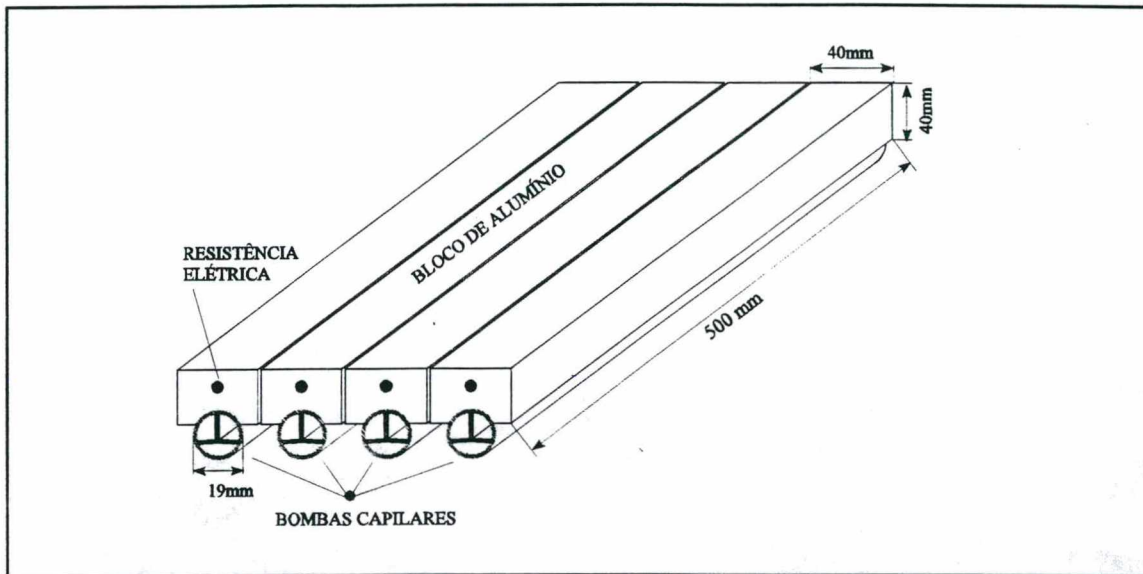


Fig. 3.4 - Aspectos construtivos da placa de resfriamento.

Os blocos de alumínio possuem um comprimento de 250mm e são montados dois a dois, em série, sobre cada bomba perfazendo um comprimento total de 500mm. No interior da bomba observa-se o perfil T, contínuo axialmente, fabricado em alumínio. Existem ainda as barreiras de vapor e líquido, como já mencionado anteriormente, que não estão ilustradas na figura.

• *Sistema de aquecimento:*

Como já mencionado anteriormente, o fluxo de calor para operação do CPL é fornecido mediante o aquecimento dos blocos de alumínio através da resistência elétrica passante em seu interior, conforme indica a figura 3.4. As fontes de tensão fornecem a diferença de potencial (ddp) necessária para este fim. A resistência selecionada tem uma potência de aquecimento de 1600W, quando o valor da ddp é de 220V, o que resulta numa resistência média de $30,25\Omega$. Este valor também foi medido experimentalmente a temperatura ambiente, usando-se um multímetro digital, e os resultados indicam uma média de 33Ω .

b) As linhas de líquido e vapor

As linhas de líquido e vapor selecionadas são de aço inoxidável com diâmetros internos de 8mm e 20mm respectivamente. Esses diâmetros foram selecionados visando-se obter uma redução da perda de carga bem como do peso do sistema. Uma vez que um desses fatores incorre no inverso do outro, procurou-se utilizar diâmetros diferentes para as fases, já que as condições de escoamento das mesmas diferenciam-se entre si. A figura 3.5 ilustra o gráfico da perda de carga para essas linhas como função do fluxo de calor aplicado no CPL. A perda de carga foi calculada, considerando o escoamento plenamente desenvolvido no interior de tubos (problema de Hagen-Poiseuille), segundo a expressão:

$$\Delta p = f \frac{4 \cdot L_e}{d_i} \left(\frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \right) \tag{3.1}$$

Onde:

$$f = \begin{cases} \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, & \text{para } Re > 2300 \\ \frac{64}{Re}, & \text{para } Re \leq 2300 \end{cases}$$

Os diferentes valores do fator de atrito, *f*, referem-se à condição laminar ou turbulenta do escoamento, caracterizada pelo número de Reynolds, *Re*.

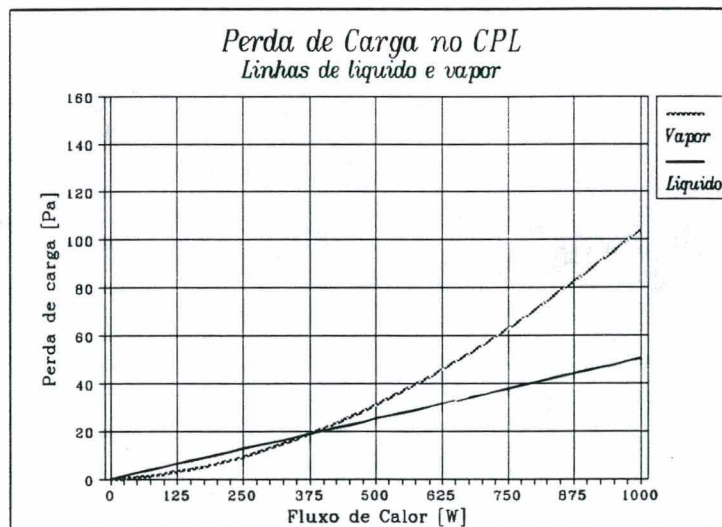


Fig. 3.5 - Curvas da perda de carga nas linhas de vapor e líquido do CPL.

Todos os acessórios de tubulação selecionados foram de aço inoxidável, uma vez que eles trabalham diretamente em contato com o fluido de trabalho, o freon 11.

c) O Condensador e o Subresfriador

O condensador deve rejeitar a quantidade de calor absorvida pelo sistema na placa de resfriamento e, eventualmente, taxas residuais de calor provenientes do meio exterior, absorvidas nas linhas de líquido e vapor. Eles devem atender certos requisitos impostos pela performance do CPL, tais como: pequena diferença de temperatura entre o condensador e o meio refrigerante; minimização da perda de carga associada ao escoamento na secção de condensação; minimização de peso; dentre outras.

Os subresfriadores podem ser diretamente integrados ao corpo do condensador ou instalados separadamente. A sua função básica é conferir um grau de subresfriamento ao condensado da ordem de 5 a 10°C, a fim de evitar que haja evaporação precoce na linha de líquido, antes que este alcance a placa de resfriamento.

O calor rejeitado na zona evaporativa do CPL deve ser diretamente liberado ao meio exterior ou transferido a um outro sistema de transporte. Isto define dois tipos distintos de sistemas de condensação. No sistema de condensação direta, onde os condensadores do CPL são acoplados a uma placa radiadora, o calor rejeitado na condensação do vapor é diretamente irradiado ao espaço ou a um ambiente de baixa temperatura.

O segundo conceito emprega um trocador de calor para transportar calor do condensador do CPL a um sistema de múltiplos tubos de calor, montado no painel radiador ou a um outro circuito bifásico. Este sistema tem sido aplicado com êxito a longas missões espaciais, uma vez que neste caso existe uma menor vulnerabilidade à incidência de meteoritos, os quais danificariam apenas um segmento do sistema. Atualmente têm sido fabricados e testados dois tipos de trocadores de calor: o HPHX (Heat Pipe Heat Exchanger), que faz a interface entre o CPL e o sistema de múltiplos tubos de calor [22] e o "Two-Phase/Two-Phase Heat Exchanger", que interfacea dois circuitos bifásicos [23].

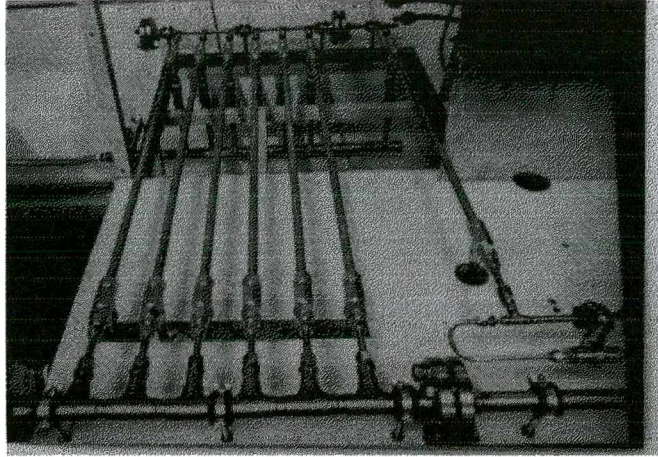


Fig. 3.6 - Condensador/Subresfriador do CPL experimental.

Para simulação da liberação de calor do CPL experimental deste trabalho, foi projetado um condensador tipo duplo-tubo, conforme ilustra a figura 3.6. A fim de se reduzir a perda de carga, se optou por trabalhar com as pernas, em número de 6, dispostas paralelamente, ao invés de se empregar tubos em U. Foram utilizadas conexões de aço inoxidável, para o lado do fluido de trabalho, e de latão, para o lado do fluido refrigerante, visando reduzir custos do projeto. O subresfriador consistiu simplesmente do uso de um duplo-tubo, análogo àquele usado no condensador, porém de comprimento menor, instalado imediatamente após a saída do condensador.

d) Reservatório

O reservatório é um acumulador que contém ambas as fases (líquido e vapor) do fluido de trabalho e cujo volume deve atender às flutuações do inventário de líquido, conferindo assim ao CPL a característica de condutância variável, tema este já discutido no capítulo 2.

O reservatório utilizado pela MBB/ERNO no seu circuito bifásico foi cedido ao IKE para fins de utilização no CPL experimental deste trabalho. Ele consiste de um vaso de pressão cilíndrico com espessura de parede igual a 3mm, diâmetro externo 159mm e comprimento 640mm perfazendo um volume interior de cerca de 11,8 litros. Cálculos efetuados demonstraram que esse reservatório estaria superdimensionado para a aplicação corrente, porém o seu uso não deveria afetar a experimentação.

Ele foi montado verticalmente conferindo um acréscimo hidrostático, efetivamente computado, à pressão no circuito.

3.2.3 Fluido de trabalho

O fluido de trabalho num CPL desempenha a função de elemento transportador de calor. Em sendo assim, uma eficiente escolha do fluido a ser empregado implicará desde já na obtenção de boa performance operacional para o CPL. Muitos fatores devem ser considerados na seleção do fluido de trabalho para o CPL, conforme pode ser visto no apêndice C. Este apêndice trata do fluido de trabalho do CPL experimental.

O fluido empregado no CPL foi o freon 11. A temperatura de operação selecionada foi de 30°C, correspondente a uma pressão de saturação no reservatório de 1,27bar. Considerações a respeito do volume de fluido bem como do carregamento do circuito encontram-se ainda no apêndice C.

3.2.4 Instalação de termopares

A localização dos termopares no circuito está apresentada na figura 3.7. Nas bombas capilares foram instalados dois termopares no topo do canal de vapor, um na entrada e outro na saída da bomba. Para investigação da distribuição axial de temperatura do líquido e do vapor no interior da bomba, foram instalados ainda na bomba KP2 mais dois termopares do lado do vapor e cinco na parte inferior da bomba. Como o perfil axial de temperatura do líquido deve ser exponencial, concentrou-se mais termoelementos próximos à entrada da bomba. Para avaliar a quantidade de calor rejeitada na secção de condensação, instalou-se termopares na entrada e saída de ambos, condensador e subresfriador.

Os termopares foram instalados todos na superfície externa do tubo, envoltos com pasta térmica condutiva e fixados com fita adesiva de alumínio. Utilizou-se ainda braçadeiras de aço com anéis de teflon visando melhorar este contato. Os dois termoelementos do lado da água no condensador (de números 24 e 25) foram, no entanto, inseridos no interior dos respectivos tubos e posicionados de

encontro ao sentido do escoamento, a fim de se conseguir uma medição mais precisa do diferencial de temperatura da água através do condensador.

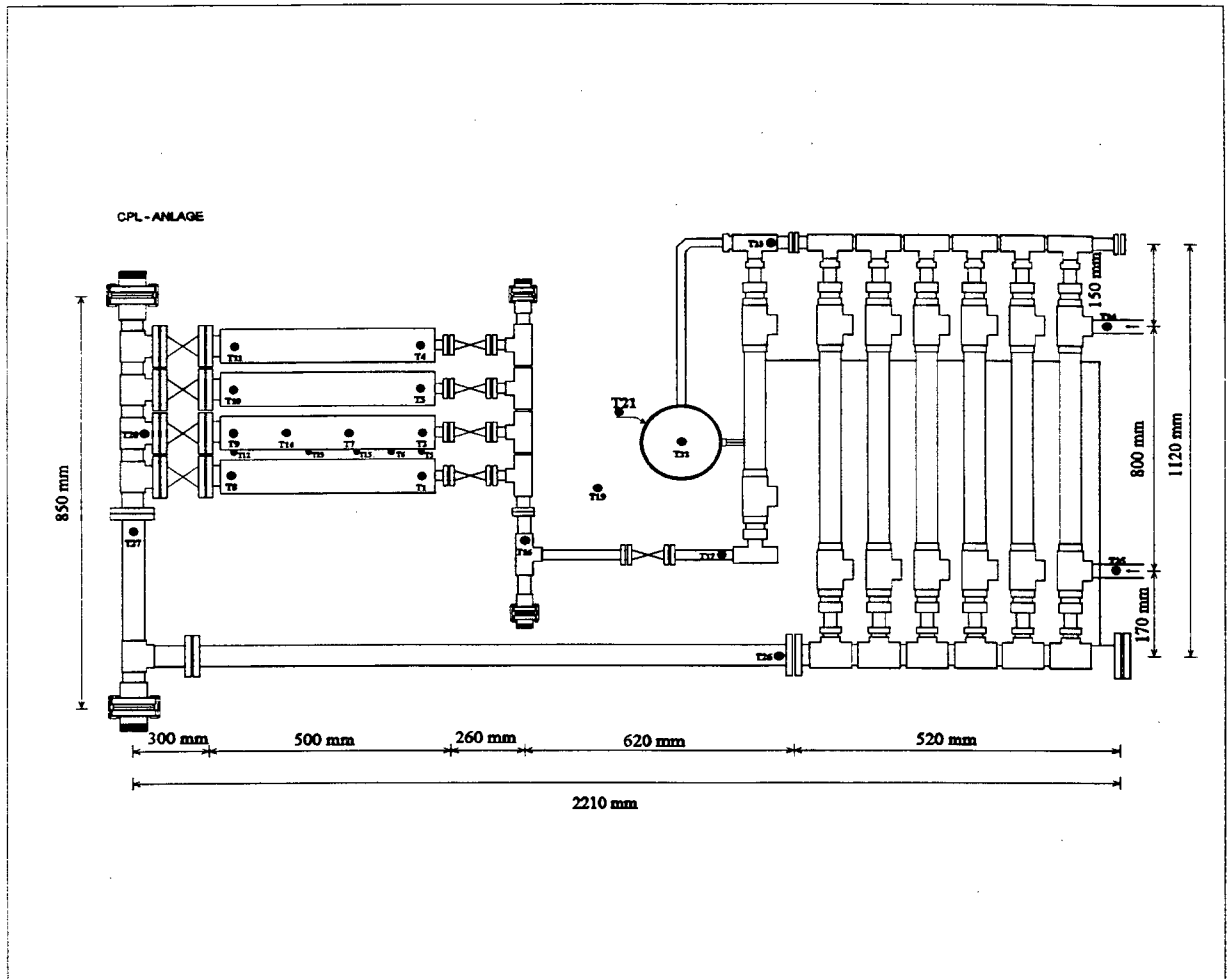


Fig. 3.7 - Instalação de termopares no CPL.

Os termoelementos utilizados foram do tipo K (Ni-Cr Ni, $4,10\text{mV} = 100^\circ\text{C}$) revestidos com fibra de vidro. A sua calibração foi feita, já acoplados ao sistema de aquisição de dados, por técnicos do IKE com uso de um termômetro padrão de bulbo de mercúrio (resolução $0,01^\circ\text{C}$) reconhecido pelo PTB (Physikalisch-Technische Bundesanstalt), órgão alemão semelhante ao órgão brasileiro INMETRO.

3.3 Procedimento de execução

Objetivando racionalizar a atividade de experimentação e permitir a obtenção de resultados para uma análise precisa dos fenômenos investigados, procurou-se identificar e especificar os testes a serem conduzidos e a sequência dos mesmos.

É importante salientar que todas as investigações a seguir discriminadas foram feitas num circuito capilar bifásico-CPL, descrito no item "Montagem Experimental", utilizando freon 11 como fluido de trabalho. A temperatura normal de operação para a qual foi projetado o circuito é de 30°C.

3.3.1 Detalhamento dos testes

a) Investigações com o CPL concebido pela MBB/ERNO

A fim de se adquirir conhecimentos práticos sobre o princípio de funcionamento de um CPL, diversas investigações foram conduzidas com um CPL híbrido experimental, colocado à disposição nas instalações do IKE pela empresa alemã ERNO. A identificação das dificuldades existentes à investigação neste CPL contribuíram em muito para a revisão do projeto do CPL construído para este trabalho.

Os testes aqui consistiram das seguintes atividades: operação do circuito no modo permanente, visando identificar as características operacionais do CPL-ERNO; investigação da partida de operação e do fenômeno de secagem na placa de resfriamento e, finalmente, teste de bolhas das bombas capilares associadas, objetivando levantar a capacidade de bombeamento das mesmas. O período previsto para execução dessas atividades foi de dois meses.

b) Projeto, construção, montagem e partida de um novo CPL experimental

O projeto do CPL utilizado neste trabalho considerou fatores importantes que visavam facilitar as

investigações, tais como:

- Uso de linhas de vapor e líquido de diâmetro reduzido: com isso objetivou-se ter um sistema menos denso e ao mesmo tempo de fácil transporte. A determinação dos diâmetros ficou naturalmente condicionada a perda de carga esperada no circuito.

- Projeto de um condensador horizontal de duplo-tubos associados em paralelo: o uso de condensador horizontal é interessante para evitar pressão positiva no circuito. A associação dos tubos em paralelo permite reduzir a perda de carga no mesmo.

- Instalação de janelas de observação em pontos chaves do escoamento: as janelas servem como visores, nas regiões de entrada e saída da bomba, para identificação das fases presentes no escoamento bem como peculiaridades do escoamento nestas posições.

- Instalação de um visor para o nível de líquido no reservatório: Na verdade, foi instalado um tubo de vidro paralelo ao reservatório para verificação do deslocamento de fluido para fora e para dentro do mesmo. Isso era de fundamental importância no estudo da condutância variável do CPL bem como na caracterização dos fenômenos de partida de operação e secagem da placa de resfriamento.

- Placa de resfriamento com novas bombas capilares: A ERNO mostrou interesse em investigar bombas com ranhuras de secção triangular.

A construção dos diversos componentes do circuito, compra de equipamentos, instrumentos e materiais e posterior montagem foram executadas no IKE. Importante salientar que, no decurso da montagem, foram conduzidos os testes de bolha com as novas bombas capilares recebidas da ERNO.

O tempo estimado para realização dessas atividades foi de cerca de 6 meses. Após conclusão efetiva da montagem foi feita a lavagem do circuito com freon 113, posterior secagem e condução do teste de detecção de vazamento. Na condição de normalidade, procedeu-se o evacuação do sistema, o posterior carregamento e, finalmente, a partida de operação e os testes iniciais de operacionabilidade do novo CPL.

c) Teste de bolhas com as bombas capilares

O teste de bolhas ("*bubble-test*") realizado em cada das quatro bombas capilares doadas pela ERNO visa avaliar a melhor forma de montagem do perfil T e barreiras de vapor e líquido em seu interior, que conduz à obtenção da pressão máxima de colapso. Os tubos capilares vieram com comprimento de 100 cm, dos quais só a metade seria utilizada para confecção das bombas a serem usadas no CPL. Desta forma, optou-se por trabalhar com corpos de prova, que foram confeccionados cortando-se pedaços em ambas as extremidades de cada tubo capilar. Assim tentara-se compensar as prováveis desuniformidades entre as extremidades dos tubos. Nos corpos de prova foram então instalados o perfil T invertido e as barreiras de líquido e vapor.

Após cada mudança no esquema de montagem do corpo de prova, variando-se fatores como prensagem do perfil T no interior da bomba, tipo de material para confecção das barreiras de líquido e vapor e montagem das mesmas, foi conduzido um teste de bolhas e, finalmente, comparados os diversos resultados obtidos, identificando qual conduzia à melhor performance capilar da respectiva bomba. O teste de bolhas consistiu resumidamente dos seguintes itens, citados na sequência de execução:

- Evacuamento da bomba;
- Imersão da bomba numa piscina contendo água desmineralizada;
- Inundação da bomba;
- Injeção de gás argônio na secção de vapor, segundo um processo quasi-estático;
- Avaliação da máxima pressão alcançada pelo argônio durante o processo, que é posteriormente finalizado quando há detecção de bolhas de vapor deixando a bomba pelo lado da secção de líquido.

Cada teste baseou-se na execução desta sequência 6 vezes por corpo de prova. Foram previstas três variações no esquema construtivo interno da bomba, de forma que um total de cerca de 60 execuções daquela sequência foi necessário.

Ao final dos testes, a partir da análise dos resultados, foi levantado o melhor esquema de montagem,

o qual foi usado definitivamente nas bombas originais.

d) Investigações com o CPL operando em regime permanente

Essas investigações visaram avaliar a performance térmica da placa de resfriamento e do CPL, operando sob diferentes níveis de potência aplicada. A partida de operação ("startup") bem como o fenômeno de secagem das bombas ("dry-out") não foram abordados nesta fase. Ao contrário, a análise das características operacionais dos diversos componentes do circuito operando em regime permanente foi conduzida. Abaixo segue uma relação das investigações com a respectiva descrição dos testes realizados.

• *Estabilidade de operação do CPL:*

Nesta fase foi feita a análise do comportamento térmico hidrodinâmico do circuito operando em regime permanente. Para isto foi feito o levantamento do perfil transiente da temperatura em diferentes pontos do CPL, da pressão absoluta no sistema e da pressão diferencial na placa de resfriamento. Os testes foram executados segundo o algoritmo a seguir:

1. $q = q_{ini}$
2. Início do ensaio⁸ com medições em intervalos de 6 segundos;
3. Decorridos 10 minutos, aplicação de potência q na placa de resfriamento;
4. Operação contínua do sistema por um período de t horas;
5. Fim do ensaio para potência q ;
6. Repouso do sistema para reestabelecimento do equilíbrio com o meio;
7. $q = q + \Delta q$;
8. Se $q < q_{lim}$, retorno ao item 1;
9. Senão, fim do ensaio.

⁸A expressão "início do ensaio" aqui utilizada deve ser entendida como início de funcionamento do sistema e software de aquisição de dados e não como a aplicação inicial de potência no CPL.

Os valores para a potência inicial aplicada, q_{ini} , intervalo de variação da potência, Δq , e potência limite de secagem, q_{lim} foram determinados com base nas avaliações teóricas dos limites mínimo e máximo do fluxo de calor e na conveniência à obtenção dos resultados esperados.

• *Controle de temperatura no CPL:*

Aqui foram conduzidos experimentos para investigação da ação do reservatório no controle da temperatura do CPL. A análise da condutância variável do CPL, uma de suas características singulares, também foi feita. Dois tipos distintos de testes foram feitos: um consistindo na variação da temperatura média no condensador e observação do efeito desta ação no estado térmico do vapor e da mistura bifásica no reservatório; o outro consistindo na variação da temperatura da mistura bifásica no reservatório e investigação da reação da temperatura de operação do CPL a este efeito. A seguir estão os algoritmos associados a cada teste:

Algoritmo para o teste no. 1 - Análise da condutância variável:

1. Partida do CPL com aplicação de potência $q = q_1$;
2. Identificação de operação estacionária;
3. Variação da temperatura média do condensador (conforme perfil ilustrado na figura 3.8);
4. Fim do teste.

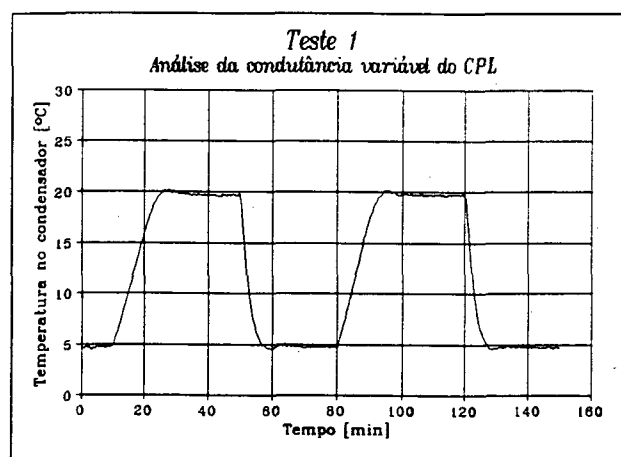


Fig. 3.8 - Perfil de temperatura para teste no. 1.

Algoritmo para o teste no.2 - Análise do controle da temperatura de operação do CPL:

1. Partida do CPL com aplicação de potência $q = q_2$;
2. Identificação de operação estacionária;
3. Variação da temperatura da mistura bifásica no reservatório (conforme perfil ilustrado na figura 3.9);
4. Fim do teste.

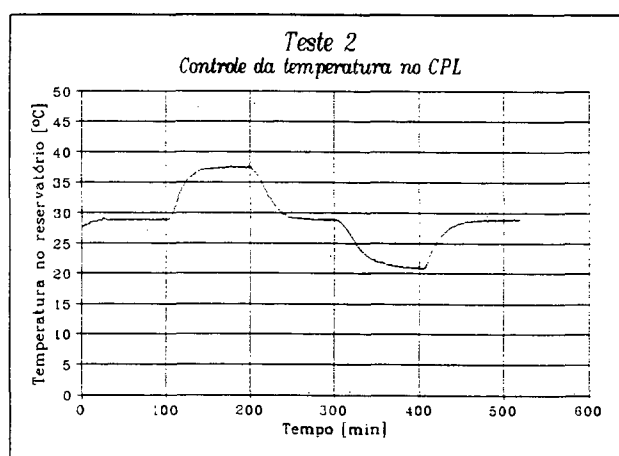


Fig. 3.9 - Perfil de temperatura para teste no 2.

Foram assumidos os valores 50W e 150W para q_1 e 200W para q_2 .

e) Investigações com o CPL operando em regime transiente

• *Partida de operação ("Startup"):*

A investigação completa da partida de operação do CPL foi feita nesta etapa. Diversos testes foram conduzidos a fim de caracterizar o comportamento térmico da placa de resfriamento durante e após a partida de operação. O enfoque dessa análise foi meramente físico, ou seja, o mecanismo de transferência de calor envolvido na partida de operação foi entendido e explicado a luz das teorias existentes na literatura, sem uso no entanto de modelação matemática.

Os testes para a partida de operação foram inicialmente conduzidos para cada bomba operando

individualmente. Foram levantados os perfis de temperatura em diversos pontos racionalmente selecionados (ver item instalação de termopares) nas bombas capilares e no circuito, para várias condições de fluxo de calor aplicado na placa de resfriamento. O comportamento da pressão absoluta no CPL e da pressão diferencial através da placa também são analisados. O estado do escoamento nas linhas de líquido e vapor, nas vizinhanças do evaporador, e o fluxo de líquido ao interior do reservatório foram caracterizados através da visualização do escoamento nestes pontos, por meio de janelas estrategicamente instaladas no CPL e de um visor do nível de volume no reservatório.

Em todas as baterias de testes foi utilizado um procedimento único, com uso de intervalos de medição e história de potência aplicada idênticos, gerando condições para uma análise comparativa dos fenômenos nas diferentes bombas e no conjunto da placa, quando todas as bombas trabalham simultaneamente. O algoritmo para este teste é apresentado a seguir.

1. $n = 1$
2. $q = q_{lim}$
3. Início do ensaio com intervalos de medição de 3 segundos;
4. Decorridos 10 minutos, aplicação de potência q na bomba capilar n ;
5. Operação contínua pelo período de 2 horas;
6. Fim do ensaio para potência q ;
7. Repouso do sistema para reestabelecimento do equilíbrio com o meio;
8. $q = q + \Delta q$
9. Se $q < q_{lim}$ retorno ao item 3;
10. Senão, $n = n + 1$;
11. Se $n < 4$, retorno ao item 2;
12. Fim do teste.

As considerações para os valores da potência inicial aplicada, q_{lim} , intervalo de variação para potência, Δq , e potência limite de secagem, q_{lim} , são as mesmas feitas para os testes de investigação da estabilidade do CPL.

• Fenômeno de secagem ("dry-out") das bombas capilares:

Nesta fase foi feito o estudo do limite de secagem ("dry-out") das bombas capilares; determinou-se a potência máxima de operação de cada bomba capilar e da placa de resfriamento, quando todas as 4 bombas operam simultaneamente; investigou-se a reativação ("repriming") de bombas que sofreram secagem.

Os testes nesta fase consistiram do aquecimento transiente das bombas capilares com saltos positivos no valor da potência aplicada. A determinação do limite é feita quando, para uma determinada potência aplicada, a temperatura da placa de resfriamento tende a crescer linearmente, indicando presença isolada do mecanismo de condução no processo de transferência de calor, ou seja, quando o interior da bomba capilar houver secado.

Foi adotado o mesmo procedimento para execução dos testes com cada bomba, porém, como elas não são similares, os valores para a potência aplicada, os saltos para a variação da mesma e o tempo de operação sob cada valor respectivo foram variados conforme a performance térmica individual previamente avaliada. Este procedimento está esquematizado no algoritmo que se segue:

1. t_{ol} , t
2. $q = q_{ini}$, $\Delta t = 6s$, $\Delta q = \Delta q_{ini}$, t
3. Início do ensaio com intervalos de medição de Δt ;
4. Decorridos 10 minutos, aplicação de potência q na bomba capilar;
5. Operação contínua por um período t ;
6. Se atinge o regime permanente, $q = q + \Delta q$ e retorna a 5;
7. $q_{lim} = q - \Delta q$;
8. Conclusão parcial do ensaio;
9. Repouso do sistema para reestabelecimento do equilíbrio com o meio;
10. $q_{ini} = q_{lim}$, $\Delta t = 3s$ e $\Delta q_{ini} = t_{ol}$;
11. Execução da sequência 2-7;
12. Conclusão definitiva do ensaio.

Onde t_{ol} é a tolerância na medida da potência limite de secagem, t é o período de operação sob

determinada potência e Δt é o intervalo de medição utilizado. As grandezas potência inicial aplicada, q_{ini} e intervalo de variação de potência, Δq_{ini} , foram distintos para cada bomba, uma vez que cada uma delas deveria apresentar limites diferentes de operação. Os valores dessas grandezas foram estimados com base no limite mínimo para potência, avaliado teoricamente, e na conveniência à experimentação. O valor de t também é distinto para cada situação.

3.4 Análise de incerteza dos resultados

Nesta secção é abordado o estudo da incerteza envolvida na aquisição e processamento de dados experimentais. A filosofia aqui adotada é aquela apresentada por Holman [24] e Schneider [25].

Ao processo de medição de uma grandeza física existem sempre erros inerentes. Para se validar um resultado experimental deve-se, portanto, avaliar a natureza desses erros bem como sua dimensão. Na análise metrológica costuma-se definir como *resultado da medição*, **RM**, o valor que expressa propriamente o que se conhece sobre a dimensão da grandeza medida. O Resultado da medição é um resultado base, **RB**, acompanhado de sua incerteza, **IR**, e da unidade da grandeza medida. Assim:

$$RM = RB + IR \quad (3.2)$$

O resultado base pode ser uma medida, a média de várias medidas, um valor calculado em função de outras grandezas medidas, etc. A incerteza ou intervalo de confiança, caracterizada pelo limite superior e inferior em relação ao resultado base, representa a faixa onde se espera encontrar o valor verdadeiro convencional da grandeza medida. Esses erros provêm em função dos erros do sistema de medição (SM), da variação da grandeza medida ou da combinação simultânea desses dois fatores.

Dentro deste contexto, foram avaliados os erros nas medições experimentais das grandezas físicas apresentadas neste trabalho e então estabelecida a sua incerteza **IR**. Essas grandezas são a temperatura e o fluxo de calor (avaliado via efeito Joule). De posse desses resultados, foi então avaliada a incerteza do resultado do coeficiente de transferência de calor, valor calculado em função daquelas duas grandezas.

Sendo assim, ficam estabelecidas nesta secção as indeterminações de todos os resultados experimentais, ou derivados destes, apresentados ao longo deste trabalho.

3.4.1 Temperatura

O SM utilizado para medição da temperatura consistiu de termopares tipo K revestidos com fibra de vidro e um sistema de aquisição de dados acoplado a um computador 386. As características destes componentes podem ser vistas com detalhes no apêndice B.

Para se avaliar a incerteza da medição da temperatura, o SM foi calibrado como um sistema único, conforme já mencionado anteriormente. A calibração foi conduzida por técnicos do IKE e os valores das máximas incertezas para os 27 termopares utilizados seguem relacionados na tabela 3.1. A faixa de operação adotada para os termopares foi de 0 a 100 K.

TERMOPAR	INCERTEZA DA MEDIÇÃO (IR)	TERMOPAR	INCERTEZA DA MEDIÇÃO (IR)
T1	± 0,12	T15	± 0,18
T2	± 0,09	T16	± 0,12
T3	± 0,12	T17	± 0,18
T4	± 0,09	T18	± 0,27
T5	± 0,06	T19	± 0,15
T6	± 0,09	T20	± 0,18
T7	± 0,09	T21	± 0,24
T8	± 0,15	T22	± 0,09
T9	± 0,18	T23	± 0,09
T10	± 0,18	T24	± 0,12
T11	± 0,18	T25	± 0,12
T12	± 0,21	T26	± 0,09
T13	± 0,18	T27	± 0,09
T14	± 0,18	--	--

Tabela 3.1 - Incerteza de medição dos termopares do CPL experimental.

3.4.2 Fluxo de calor

Uma resistência elétrica passante no interior dos blocos de alumínio da placa de resfriamento foi utilizada para fornecer calor ao evaporador do CPL. O Fluxo de calor era obtido por efeito Joule, quando se impunha uma corrente elétrica naquela resistência. As fontes de tensão (descritas no apêndice B) forneciam a voltagem necessária à cada condição de fluxo de calor desejada. Desta forma, o fluxo pode ser determinado a partir da equação que rege o efeito Joule:

$$q = V I \quad (3.3)$$

Desta maneira, o erro na determinação do valor do fluxo de calor se deveu a dois fatores: a) devido às incertezas da medição das grandezas V e I e b) devido às perdas de calor através do isolamento térmico, do circuito experimental para o meio exterior.

Nos terminais da resistência elétrica foram instalados um amperímetro e um voltímetro (conforme indicado no esquema da figura 3.1), cujas incertezas de medições eram conhecidas. Portanto, a parcela de incerteza do resultado para o fluxo de calor relativa às medidas V e I foi calculada pela análise da combinação dos erros dessas duas grandezas, conforme expressão a seguir:

$$\frac{IRq}{q} = \sqrt{\left(\frac{IRV}{V}\right)^2 + \left(\frac{IRI}{I}\right)^2} \quad (3.4)$$

Onde IRV/V e IRI/I são as indeterminações relativas das medidas tensão e corrente obtidas do voltímetro e amperímetro respectivamente. Os valores dessas indeterminações fornecidos pelo fabricante são de 1% para ambos, voltímetro e amperímetro. Logo, da equação 3.4 teremos:

$$\frac{IRq}{q} = 1,414 \% \quad (3.5)$$

Para avaliar-se a incerteza na determinação do fluxo devido às perdas de calor no circuito, foram conduzidos cálculos aproximados do mecanismo de condução de calor no meio isolante e de convecção entre a superfície do isolante e o meio exterior. No evaporador foi utilizada fibra cerâmica com espessura de 58mm para isolar a placa de resfriamento do meio à temperatura média de 26°C. Nas linhas de líquido e vapor usou-se tubos isolantes de poliuretano com espessura de 28mm. A baixa condutibilidade térmica desses materiais bem como o pequeno gradiente de temperatura (da ordem de 5K) entre o meio exterior e o fluido de trabalho do CPL, operando em regime permanente, justificam as perdas de calor estimadas em no máximo 2% do fluxo de calor aplicado no evaporador.

Finalmente, a incerteza total na determinação do fluxo de calor é obtida através da combinação das duas parcelas obtidas acima, ou seja:

$$\frac{\Delta Rq}{q} = \sqrt{(0,01414)^2 + (0,02000)^2} = 2,45\% \quad (3.6)$$

3.4.3 Coeficiente de transferência de calor

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor para uma certa bomba capilar foi feito considerando-se a diferença entre a média aritmética das temperaturas na parede e a temperatura do vapor à pressão de saturação imposta pelo reservatório, segundo a expressão:

$$h = \frac{q''}{\bar{T}_p - T_v} \quad (3.7)$$

Sendo assim, o erro na determinação do h é determinado pela combinação dos erros das suas grandezas independentes, ou seja:

$$\frac{IRh}{h} = \sqrt{\left(\frac{IRq}{q}\right)^2 + \left(\frac{-IR\bar{T}_p}{\bar{T}_p - T_v}\right)^2 + \left(\frac{IRT_v}{\bar{T}_p - T_v}\right)^2} \quad (3.8)$$

Onde IRq é a incerteza de medição associada ao fluxo de calor já avaliado na secção anterior, IRT_v associada ao termopar T27, constante na tabela 3.1, e IRT_p associada à avaliação da temperatura média na parede da bomba, dado por:

$$\frac{IR\bar{T}_p}{\bar{T}_p} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left\{ \frac{IRT_i}{\sum_{j=1}^n T_j} \right\}^2} \quad (3.9)$$

Onde n representa o número de termopares instalados na parede da bomba capilar e o índice i e j os termopares da bomba capilar em questão. Assim, tendo os valores das temperaturas nos termopares instalados na parede da bomba capilar para cada condição de fluxo de calor, foi possível determinar a incerteza do resultado do coeficiente de transferência de calor.

3.5 Sumário

Neste capítulo foram abordados todos os temas ligados à atividade experimental da presente tese. Uma completa descrição do aparato experimental e a elaboração de um planejamento de execução dos experimentos foram feitas. Finalmente foi conduzida a análise de incerteza dos resultados a obter.

A construção do CPL experimental foi executada de tal forma a permitir claras interpretações dos fenômenos investigados neste trabalho. Janelas de observações instaladas em pontos chaves do circuito permitiram a visualização do escoamento nestas regiões, o que em muito contribuiu para conclusões lógicas e fortalecimento de hipóteses assumidas no estudo da fenomenologia da partida de operação bem como do fenômeno de secagem precoce no interior das bombas capilares.

O projeto de um condensador horizontal permitiu a operação do CPL sob ação de bombeamento meramente capilar, isto é, sem efeito termosifão para retorno do condensado do condensador ao evaporador. No reservatório foi instalado um tubo de vidro para observação do nível de líquido em seu interior. Desta forma, uma precisa avaliação da pressão hidrostática no CPL pode ser feita e, principalmente, os deslocamentos de líquido para dentro e fora do reservatório puderam ser observados com bastante clareza. Isto facilitou o estudo do CPL como circuito de transferência de calor com condutância variável bem como o estudo da partida de operação, quando grande quantidade do fluido de trabalho na forma líquida escoava rapidamente para o interior do reservatório.

O isolamento do circuito, principalmente na zona de evaporação, foi feita de forma bastante cuidadosa, a fim de minimizar ao máximo as perdas de calor ao meio exterior. Além disso, foi selecionada uma temperatura de saturação para o fluido de trabalho, no caso o freon 11, de 30°C, propiciando pequenos gradientes de temperatura entre os diversos pontos do CPL e o meio exterior.

A instrumentalização do CPL consistiu de medidores de pressão absoluta e diferencial, instalados na linha de líquido e através da placa de resfriamento respectivamente, e 27 termopares tipo K ao longo do circuito, sendo todos eles previamente calibrados e avaliadas as incertezas de medições respectivas. Um medidor de vazão de água foi ainda instalado no circuito de refrigeração do criostato para água de resfriamento do condensador. Desta maneira foi possível avaliar-se o calor rejeitado pelo sistema.

Uma precisa metodologia de experimentação foi elaborada com estimativa de tempos e movimentos para otimizar a aquisição de dados relevantes bem como minimizar a natureza árdua inerente a qualquer atividade experimental. Um cronograma geral de execução e desenvolvimento do programa de doutoramento foi também apresentado.

A análise de incerteza foi conduzida para estimativa das indeterminações dos resultados apresentados neste trabalho. Os erros na medição e/ou determinação das grandezas temperatura, fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor foram avaliados. Importante salientar nesta altura que, para o estudo do limite de colapso da bomba capilar, quando foi executado o teste de bolhas, a análise de incerteza dos resultados da pressão de colapso foi conduzida mais oportunamente no capítulo 4,

quando são apresentados os resultados deste estudo. Ademais, a análise de incerteza para as grandezas geométricas medidas das ranhuras da bomba capilar foi apresentada em forma de apêndice, uma vez que essas medições experimentais foram obtidas diretamente da empresa MBB/ERNO, não fazendo assim parte do escopo do presente trabalho.

RESULTADOS E ANÁLISE

4.1 Limite de colapso da bomba capilar

4.1.1 Introdução

Em operação normal, a bomba capilar deve possuir apenas a fase líquida do fluido de trabalho na secção de líquido. Caso contrário, o vapor aí existente pode deslocar-se para a estrutura porosa, neste caso as ranhuras circunferenciais, causando o bloqueio da passagem de líquido à superfície aquecida da bomba capilar. Isto provocaria o superaquecimento de suas paredes e conseqüente secagem do evaporador, falhando assim a operação no CPL.

Em vista do mecanismo de transferência de calor envolvido na partida de operação, o diferencial de pressão entre as secções de vapor e líquido na bomba capilar pode ser elevado. Se este valor for superior à energia de retenção do líquido no capilar de maior dimensão, o vapor irá escoar por este até a secção de líquido. Isto pode ser melhor compreendido com o auxílio da equação 4.1 (Young-Laplace) para o menisco formado na interface entre o líquido e o vapor. Fazendo uso do conceito de raio circunferencial equivalente do menisco (r_c), introduzido anteriormente na equação 2.5:

$$p_v - p_l = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (4.1)$$

Assim, o capilar de maior raio r_c definirá a máxima pressão possível de existir na interface, sem que haja penetração de vapor para o lado do líquido. Para maiores diferenciais de pressão, bolhas de vapor vencem a resistência do menisco e penetram na secção de líquido. A presença da bolha na secção de líquido, como já mencionado acima, poderia provocar a falha do sistema. A condição, sob a qual isso

acontece, identifica o *limite de colapso de uma bomba capilar*. Este limite é apresentado em termos de pressão diferencial entre o líquido e vapor na bomba capilar.

Por outro lado, se a bomba capilar opera em regime permanente, quando se eleva o valor do fluxo de calor, a vazão mássica no CPL torna-se elevada e gera grandes perdas de carga nos componentes. Se a estrutura porosa na bomba possuir uma pressão máxima de bombeamento capilar inferior a perda de carga total no circuito, para determinado valor do fluxo de calor, já não há mais condições de bombeamento do líquido no sistema e o vapor pode escoar da secção de vapor à secção de líquido, falhando o CPL. Isto define um outro limite operacional do CPL conhecido como *limite capilar*.

É de fundamental importância no estudo de circuitos capilares bifásicos saber distinguir os dois limites acima mencionados. O limite de colapso está associado à máxima pressão diferencial admissível no evaporador, enquanto o limite capilar refere-se à máxima pressão de bombeamento capilar. Nesta secção são apresentados e discutidos os resultados experimentais encontrados para o limite de colapso de cada das quatro bombas capilares da placa de resfriamento deste trabalho. O limite capilar será o tema em questão na próxima secção.

Conforme visto no capítulo 2, a falha operacional de uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais pode se dar mediante a existência de interstícios nas barreiras de líquido e vapor ou entre o perfil T interno e a parede da bomba capilar. Se a dimensão desses interstícios for superior à das ranhuras, eles representarão o caminho preferencial para o vapor à secção de líquido. Isto é, eles possuirão o maior valor de r . na equação 4.1. Portanto, os interstícios neste caso definiriam o limite de colapso na bomba capilar. A fim de evitar este tipo de falha, esta investigação teve como meta a priori determinar a melhor forma de montagem dos elementos internos (perfil T invertido e barreiras de líquido e vapor) na confecção da bomba capilar. Isto é, aquela que conduzisse à formação de interstícios de dimensões inferiores. Para este fim, utilizou-se um corpo de prova que consistiu de um pequeno trecho de um dos tubos ranhurados. Concluída esta etapa, o esquema de montagem selecionado foi usado na confecção final das 4 bombas capilares. Finalmente, foram conduzidos vários testes para o levantamento do limite de colapso das mesmas.

4.1.2 Experimentação

O teste conduzido para avaliar as pressões de colapso foi o teste de bolhas. Utilizou-se água como fluido de trabalho e estendeu-se os valores posteriormente para o Freon 11.

a) Bancada de teste

Conforme ilustrado na figura 4.1, a bancada consiste em uma piscina com água desmineralizada, na qual encontra-se a bomba capilar em teste submersa a uma profundidade h_1 . A entrada da secção de líquido encontra-se aberta, permitindo a inundação de ambas as secções, de líquido e vapor, da bomba, que fora anteriormente evacuada. Do lado da saída da secção de vapor está conectada uma mangueira que se dirige à garrafa de argônio, na qual adaptou-se um manômetro U. Finalmente, na saída da garrafa de argônio foi instalado um sensor de pressão total (SPA) acoplado a um transdutor digital, a fim de permitir o controle da pressão absoluta no interior da secção de vapor.

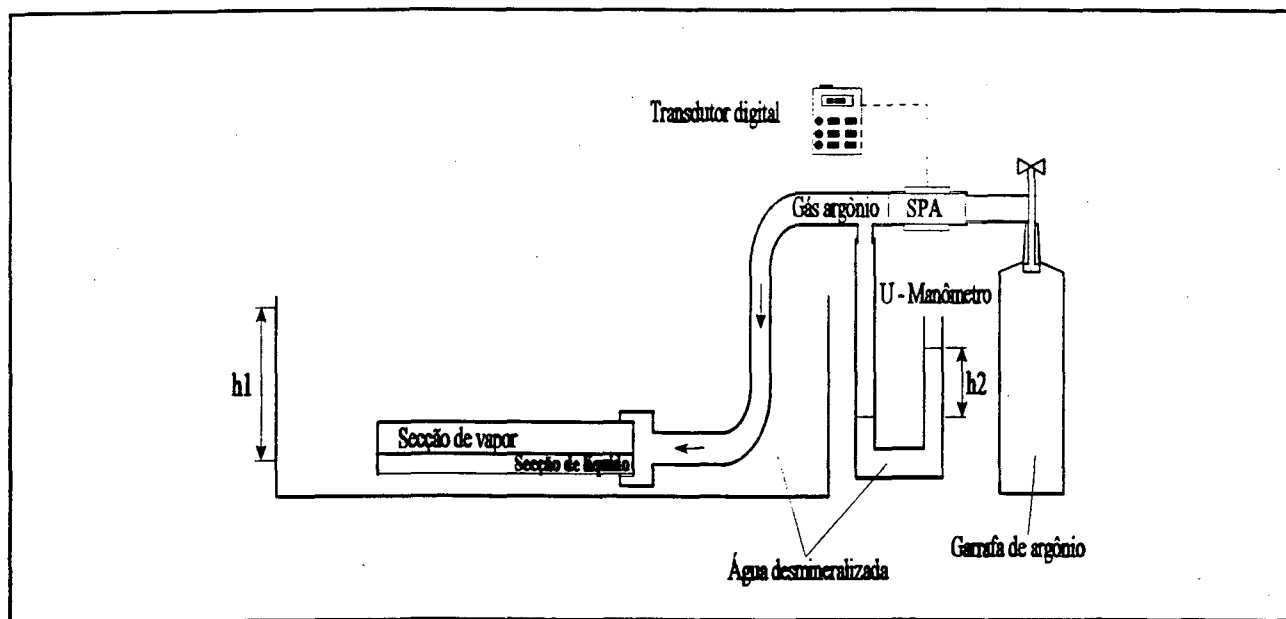


Fig. 4.1 - Bancada para teste de bolhas.

O manômetro U foi instalado num painel milimetrado, onde era possível inclinar-se o seu braço direito, a fim de obter-se medições mais precisas da altura manométrica. O controle da vazão de argônio era

feito por duas válvulas, sendo uma delas para ajuste fino, instaladas na válvula de fechamento da garrafa.

b) Descrição do teste

Segmentos de cerca de 25cm foram cortados dos quatros tubos capilares para servirem de corpos de prova. Escolheu-se o segmento daquele tubo, cuja ranhura correspondia ao maior valor da pressão capilar máxima (definido teoricamente), e com ele executou-se os diversos testes para a identificação da melhor forma de montagem dos elementos internos da bomba. Uma vez concluída esta etapa, montou-se os demais corpos de provas e procedeu-se a experimentação para determinação das pressões de colapso para cada bomba. Cada teste caracterizou-se pela seguinte sequência de eventos:

- 1 - Montagem do perfil T e barreiras de líquido e vapor nos corpos de prova;
- 2 - Lavagem dos corpos de prova com acetona, a fim de afastar resíduos de gordura e impurezas;
- 3 - Evacuamento do corpo de prova a ser testado;
- 4 - Imersão do mesmo na piscina de líquido;
- 5 - Tempo de espera p/ completa inundação da bomba;
- 6 - Abertura da válvula de argônio, estabelecendo um valor bastante baixo para vazão;
- 7 - Argônio penetra lentamente na secção de vapor da bomba, expulsando o líquido aí existente para o lado da secção de líquido;
- 8 - Quando todo o líquido estiver sido expulso da secção de vapor, a pressão aí, indicada pela diferença entre as alturas h_2 e h_1 , começa a crescer. Este aumento da pressão do argônio na secção de vapor deve-se à resistência imposta pelo efeito da tensão superficial dos meniscos

de líquido, formados no espaço compreendido entre as ranhuras circunferenciais e a base do perfil T interno. Note que o argônio aqui desempenha o papel do vapor no interior da bomba em operação no CPL.

- 9 - No momento em que a pressão do argônio atinge seu valor máximo, indicado pelo máximo valor alcançado por h_2 e, ao mesmo tempo, registrado no transdutor digital de pressão, surgem as primeiras bolhas de gás na secção de líquido que, com a continuação do processo, deixam a bomba pela entrada desta secção. A altura manométrica h_2 retorna então a sua posição inicial correspondente ao valor de h_1 .
- 10 - Finalmente, com o valor $(h_{2, \max} - h_1)$ calcula-se a pressão de colapso do respectivo corpo de prova.

4.1.3 Resultados

Foram feitas três variações principais na montagem do perfil T interno e das barreiras, conforme esquematizado na figura 4.2. Na variação A, usou-se teflon para confecção das barreiras, as quais foram prensadas nas respectivas posições após ter sido inserido o perfil T. Na variação B, utilizou-se as mesmas barreiras anteriores e inseriu-se uma tira passante de folha delgada de alumínio na interface de contato entre as pernas do perfil T e a parede interna do tubo. Com isso objetivou-se criar uma certa interferência naqueles contatos, diminuindo as folgas e, com isso, possíveis pontos de maior dimensão capilar. O uso da folha delgada de alumínio foi imposta pelo fato da dureza desse material ser compatível com o material e dimensão das ranhuras e, principalmente, pelo grau de molhabilidade deste material com o fluido de trabalho do CPL. A folha deveria se amoldar as ranhuras de forma a não contribuir para formação de meniscos invertidos, o que poderia eventualmente anular o efeito capilar das ranhuras.

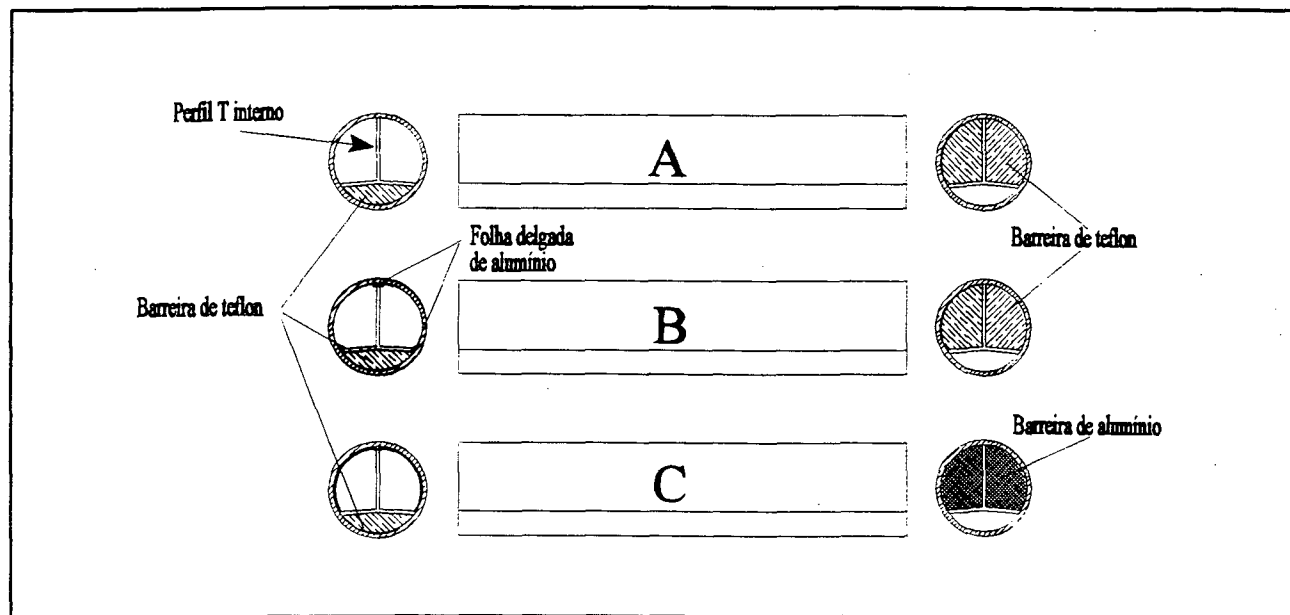


Fig. 4.2 - Variações na montagem do perfil T e barreiras no interior da bomba capilar.

Na última e definitiva variação C, utilizou-se uma barreira de alumínio para o lado do vapor, a qual foi colada na extremidade do perfil. Do lado do líquido manteve-se a barreira de teflon. Na interface superior entre o perfil e a parede interna da bomba usou-se também uma tira de folha delgada de alumínio, a fim de obter-se um acréscimo da pressão sobre a base do T, permitindo às abas inferiores um ajuste mais forçado. Para um perfeito contato entre as abas e a parede interna da bomba ainda foi utilizado um anel tensionador de alumínio do lado da saída da seção de vapor. Esta montagem conferiu a melhor performance das bombas capilares, fornecendo valores para a pressão de colapso da ordem de três a cinco vezes maiores que nas variações anteriores. Os valores aqui encontrados ficaram próximos da resistência capilar estimada para o menisco formado na interface entre o perfil T e as ranhuras.

Para cada corpo de prova montado conforme C, foram conduzidos seis ciclos de testes de bolhas para determinação da pressão de colapso. Os resultados encontrados estão ilustrados na tabela 4.1, onde $h_2 - h_1$ representa a diferença entre as alturas manométricas (vide figura 4.1) e Δp_{col} a pressão de colapso equivalente. Esses valores valem naturalmente para o fluido utilizado no teste, neste caso a água desmineralizada, numa temperatura de 25°C. Os valores lidos no transdutor digital forneciam

diretamente o valor da pressão de colapso, uma vez que ele permitia o armazenamento do valor de pico da pressão absoluta no interior da secção de vapor. No entanto, apenas os valores obtidos no manômetro U foram considerados para determinação da pressão de colapso.

TESTE	KP1		KP2		KP3		KP4	
	$h_2 - h_1$ (mm)	Δp_{col} (Pa)	$h_2 - h_1$ (mm)	Δp_{col} (Pa)	$h_2 - h_1$ (mm)	Δp_{col} (Pa)	$h_2 - h_1$ (mm)	Δp_{col} (Pa)
01	210	2100	160	1600	170	1700	190	1900
02	200	2000	150	1500	180	1800	180	1800
03	210	2100	180	1800	160	1600	190	1900
04	190	1900	170	1700	170	1700	180	1800
05	200	2000	180	1800	180	1800	200	2000
06	210	2100	190	1900	180	1800	190	1900
Média	--	2033,3	--	1716,7	--	1733,3	--	1883,3
S	--	81,6	--	147,2	--	81,6	--	75,3

Tab. 4.1 - Resultados do teste de bolhas.

Para se determinar o resultado dessas medições, deve-se proceder uma análise de erros. Como a grandeza medida, no caso a pressão de colapso, é invariável, adota-se como resultado da medição [25]:

$$\Delta p_{col,KP1} = \overline{\Delta p_{col,KP1}} \pm DM \quad (4.2)$$

Onde a primeira parcela na soma indica a média das medidas e **DM** a parcela referente à dispersão da medição devido a fatores aleatórios. A determinação de **DM** é feita utilizando-se o coeficiente de Student para comportamentos gaussianos segundo a seguinte expressão:

$$DM(P) = \pm t.S \quad (4.3)$$

Onde **P** representa a probabilidade de enquadramento dos valores medidos, **t** é o coeficiente de Student e **S** o desvio padrão para as medidas feitas. Assim, adotando-se uma probabilidade de enquadramento

de 95%, encontramos para seis medições o valor de 2,6 para o coeficiente de Student [25]. A partir da equação 4.3, obtém-se o valor para a **DM**:

$$DM_{KP1} = \pm 212.3 \text{ Pa}$$

$$DM_{KP2} = \pm 382.7 \text{ Pa}$$

$$DM_{KP3} = \pm 212.3 \text{ Pa}$$

$$DM_{KP4} = \pm 195.7 \text{ Pa}$$

O resultados da medição para a pressão de colapso das quatro bombas capilares são:

$$\Delta p_{col, KP1} = (2033.3 \pm 212.3) \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP2} = (1716.7 \pm 382.7) \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP3} = (1733.3 \pm 212.3) \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP4} = (1883.3 \pm 195.7) \text{ Pa}$$

Estes são portanto os valores para a água desmineralizada a 25°C como fluido de trabalho. A fim de converter esses valores para freon 11, fluido de trabalho no CPL, tomou-se a relação entre as tensões superficiais dos dois fluidos, isto é:

$$\Delta p_{col, R11} = \frac{\sigma_{R11}}{\sigma_{H_2O}} \cdot \Delta p_{col, H_2O} \quad (4.4)$$

Portanto, as pressões de colapso para as quatro bombas que operarão no CPL são:

$$\Delta p_{col, KP1} = 530 \pm 55,3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP2} = 447 \pm 99,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP3} = 451 \pm 55,3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{col, KP4} = 490 \pm 50,9 \text{ Pa}$$

4.1.4 Discussão

Os baixos valores encontrados para a pressão de colapso estão na verdade associados ao maior menisco de líquido formado na interface entre a ranhura circunferencial e a base do perfil T interno. Nesta posição, os meniscos se formarão exatamente na passagem da secção de vapor para a de líquido, na direção circunferencial da ranhura, onde a secção para o escoamento é triangular. Assim, os meniscos terão dimensões bem superiores àqueles responsáveis pela ação efetiva de bombeamento capilar (os que se formam no fundo da ranhura) e, por esta razão, a pressão de colapso assume sempre um valor inferior ao da pressão capilar máxima desenvolvida na ranhura.

A pressão de colapso, conforme dito anteriormente, serviu de indicativo para se avaliar a presença de bolhas de vapor na secção de líquido provenientes da secção de vapor, quando através do evaporador surge um diferencial de pressão elevado durante a partida de operação. Os resultados experimentais obtidos no estudo da partida de operação do CPL demonstram a ocorrência destes elevados picos mesmo para valores baixos do fluxo de calor. Nas figuras 4.3 e 4.4 são apresentadas as curvas para a pressão diferencial através do evaporador quando foram aplicados fluxos de calor de 75 e 150 W respectivamente sobre a bomba capilar KP1. As outras bombas foram mantidas desativadas.

Para a potência de 75W (figura 4.3), observa-se um pico no valor da pressão diferencial (cerca de 1000 Pa) logo após início de operação. A partir daí e durante toda a operação, já em regime estacionário, a pressão diferencial apresenta um comportamento oscilatório. A fim de facilitar a análise, plotou-se uma linha tracejada representando a pressão de colapso da bomba capilar.

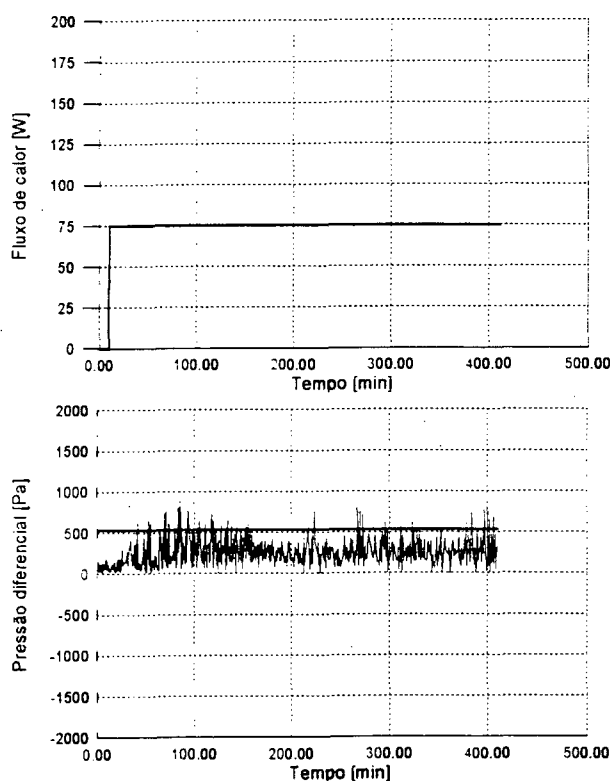


Fig. 4.3 - Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 75W).

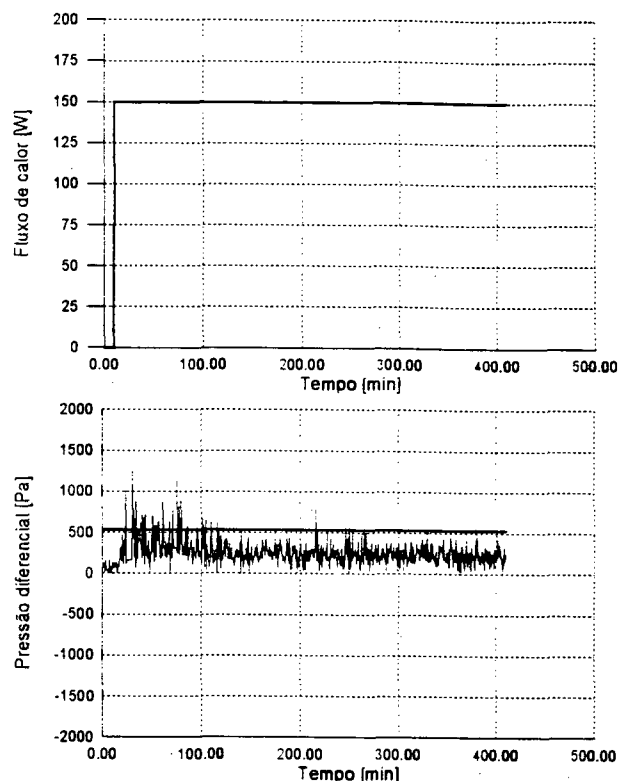


Fig. 4.4 - Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 150 W).

Este comportamento explosivo durante a partida demonstrou estar relacionado com o mecanismo de transferência de calor durante a ebulição no interior da secção de vapor. Este fenômeno será o enfoque principal a ser detalhadamente discutido na secção 4.3. A magnitude assumida pela pressão diferencial nesse instante (1000 Pa) é bem superior à pressão de colapso da bomba capilar KP1 (cerca de 530 Pa, vide linha tracejada na figura 4.3), o que provoca a fuga de bolhas de vapor à secção de líquido. As bolhas puderam ser observadas por janelas convenientemente instaladas na linha de líquido. Para potências baixas, três fatores contribuem para que estas bolhas, mesmo em regime estacionário, continuem a coexistir: a) A fuga de calor à secção de líquido através da parede da bomba capilar, b) o escoamento quase estagnante do líquido subresfriado proveniente da secção de condensação do CPL e c) a frequência com que a magnitude da pressão diferencial, no decorrer da operação, ultrapassa o valor da pressão de colapso.

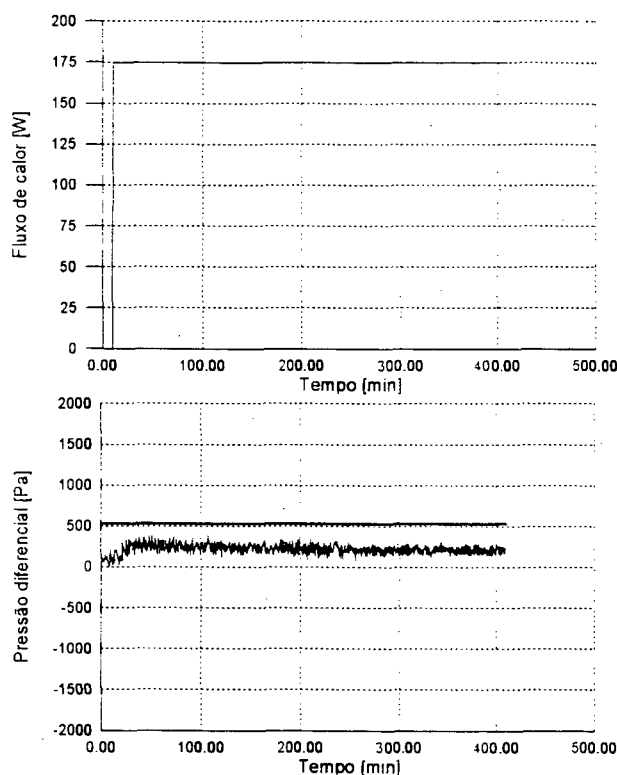


Fig. 4.5 - Pressão diferencial através do evaporador (Pot = 175 W).

Para maiores valores do fluxo de calor (figura 4.4), observa-se também um elevado aumento da pressão diferencial acima da pressão de colapso durante a partida de operação. Entretanto, durante o restante da operação a sua magnitude mantém-se sempre abaixo do valor da pressão de colapso, o que não provoca posteriores fugas de vapor à secção de líquido. A medida que o fluxo de calor aumenta (175 W na figura 4.5), as oscilações da pressão diferencial tornam-se bem mais estáveis e sua magnitude assume um valor pequeno. Nesses casos, não foi detectada a presença de bolhas na secção de líquido e o CPL operou de forma bastante estável.

Valores altos para a pressão de colapso são severamente importantes para garantir operação estável num circuito capilar bifásico. Nas bombas capilares modelo OAO (apresentadas no capítulo 2), a pressão de colapso é coincidente com a pressão capilar máxima de bombeamento, uma vez que o caminho para a fuga de vapor coincide com aquele por onde escoo o líquido em direcção à secção de

evaporação. Nas bombas capilares de ranhuras circunferenciais, a desvantagem está no fato do vapor encontrar uma resistência menor para passar à secção de líquido.

4.1.5 Conclusão

A otimização na confecção das bombas capilares, através da montagem das barreiras de vapor e do perfil T interno, foi conduzida nesta fase do trabalho. A pressão de colapso para as quatro bombas capilares do CPL foram então avaliadas por meio do teste de bolhas.

A operação do CPL experimental demonstrou a boa performance das bombas capilares, certamente consequência do rigor adotado para se obter uma forma ótima de montagem dos seus elementos internos. A investigação teórica da bomba capilar de ranhuras circunferenciais prevê aquisição de elevadas capacidades de bombeamento com consequente aumento do poder de transferência de calor. A não obtenção, portanto, desta característica, indica tratar-se da má qualidade e pouca precisão no processo de confecção da bomba. Desta forma, é de suma importância que vários testes, prévios à operação do CPL, sejam executados a fim de melhor caracterizar ou mesmo definir estratégias para a manufatura de bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

A pressão de colapso de uma bomba capilar define a máxima pressão que o vapor pode assumir na secção de vapor sem que haja fuga do mesmo à secção de líquido. Ela é uma variável importante tanto na investigação da partida de operação quanto do fenômeno de secagem no interior da placa de resfriamento. Os resultados e as observações experimentais da operação com o CPL demonstraram uma boa concordância com os valores da pressão de colapso previamente determinados pelo teste de bolhas. Da presente investigação, ficou claro que é bastante notória a eficiência do teste de bolhas em avaliar as características hidrodinâmicas de uma bomba capilar.

Conclusivamente, a presente análise serviu ainda para esclarecer o compromisso existente entre o fluxo de calor aplicado no CPL e a pressão de colapso na caracterização do desempenho de uma placa de resfriamento operando com bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

4.2 Limite capilar de transferência de calor

4.2.1 Introdução

A característica principal de um circuito capilar bifásico está associada a forma com que se estabelece a ação de bombeamento do fluido de trabalho, na forma líquida, do condensador de volta ao evaporador. Como já previamente introduzido, no CPL essa ação se dá a partir de forças de tensão superficial desenvolvidas em uma estrutura capilar instalada no interior do evaporador ou placa de resfriamento. No caso da placa de resfriamento constituída de bombas capilares, essa estrutura capilar consiste na verdade de um tubo poroso inserido no interior da bomba (modelo concebido pela OAO⁹) ou de ranhuras circunferenciais confeccionadas na parede da bomba (modelo MBB/ERNO¹⁰ investigado no presente trabalho).

Na estrutura capilar, o que determina a ação de bombeamento é a força de adesão entre as moléculas de líquido e entre o líquido e o material da estrutura capilar. Esta força define uma diferença de pressão na interface líquido/vapor dos meniscos formados em cada capilar. Desta forma, a natureza da estrutura capilar e do fluido de trabalho vão identificar a capacidade de bombeamento num CPL. Este valor é apresentado em termos de pressão capilar máxima, conforme já visto no capítulo 2.

Quando o fluxo de calor no CPL é tal que gera uma perda de carga total no circuito superior ao valor da pressão capilar máxima, o sistema falha e o CPL cessa de operar. Esse limite para o fluxo de calor é conhecido como *limite capilar de transferência de calor*.

Nesta secção, o limite capilar de transferência de calor para as quatro bombas capilares investigadas neste trabalho é avaliado teóricamente. Posteriormente são apresentados os resultados obtidos

⁹ OAO corporation - Empresa americana que concebeu o primeiro modelo de bomba capilar consistindo de um tubo axialmente ranhurado, no interior do qual vai prensado uma estrutura tubular porosa de polietileno de alta densidade.

¹⁰ MBB/ERNO - Empresa alemã do ramo aeronáutico que desenvolveu o modelo de bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

experimentalmente e, finalmente, é feita uma comparação entre os resultados.

4.2.2 Estimativa do limite capilar

O caminho para determinação do limite capilar consiste, primeiramente, no cálculo da pressão capilar máxima disponível ou *pressão máxima de bombeamento* (quando não há perda de carga no circuito, isto é, a vazão mássica é nula) e, finalmente, no levantamento da curva característica da bomba e da perda de carga no sistema. O limite capilar será dado portanto pela intersecção entre estas duas curvas, ou seja, quando a perda de carga total no circuito iguala-se à pressão máxima de bombeamento.

Considerando-se o menisco formado na estrutura capilar na condição de equilíbrio estável, a diferença de pressão na interface líquido/vapor do menisco pode ser determinada pela equação de Young-Laplace. Reconsiderando a equação 2.4:

$$p_v - p_l = \sigma \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (4.5)$$

Portanto, a pressão máxima de bombeamento da bomba capilar, $\Delta p_{cm} = (p_v - p_l)_{max}$, pode ser expressa como (equação 2.6):

$$\Delta p_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (4.6)$$

Onde r_c é o raio correspondente à curvatura mínima que o menisco assume em operação e é um valor fixo, inerente à natureza da estrutura porosa. Ele é denominado *raio efetivo de capilaridade*.

Considere a representação geométrica da figura 4.6; y representa a profundidade da ranhura, b_1 e b_2 a largura da base maior e menor da ranhura trapezoidal, β o semiângulo de abertura, θ_c o ângulo de contato do líquido, R_1 e R_2 os raios do menisco na direção axial e radial da bomba, respectivamente.

Note que R_2 assume a mesma dimensão do raio interno do tubo.

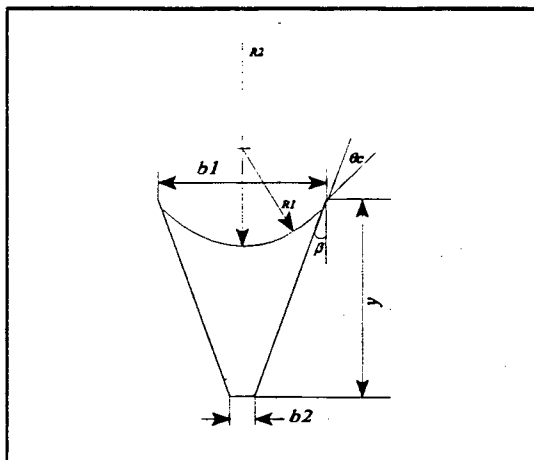


Fig. 4.6 - Representação geométrica das ranhuras da bomba capilar MBB/ERNO.

Para o cálculo de r_c devemos reconsiderar a equação 2.5:

$$\frac{2}{r_c} = \left(\frac{2}{r_s}\right)_{\min} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)_{\min} \quad (4.7)$$

A contribuição de R_2 no cálculo do raio efetivo de capilaridade é muito pequena, uma vez que $R_2 \gg R_1$, de forma que pode-se desconsiderar o seu efeito. Sendo assim, a partir da equação 4.7 obtém-se:

$$r_c \cong 2 \cdot (R_1)_{\min} \quad (4.8)$$

Para determinação de r_c portanto, deve-se determinar o valor do limite mínimo de R_1 . Para isto, deve-se fazer anteriormente algumas considerações com respeito à formação do menisco durante a operação da bomba capilar. Para este fim, será considerado o perfil trapezoidal para as ranhuras e, posteriormente, feita uma extensão para o caso triangular.

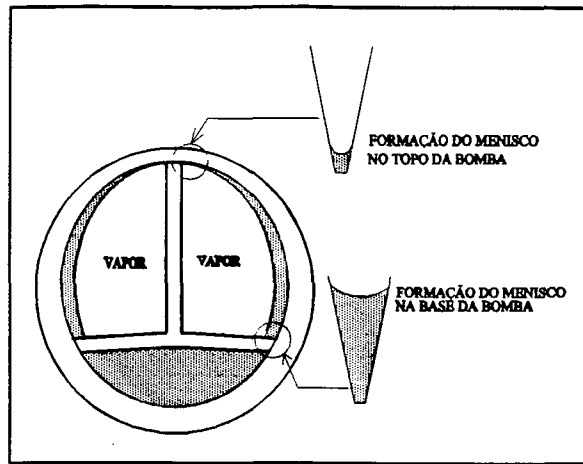


Fig. 4.7 - Corte transversal da bomba capilar, mostrando formação do menisco na ranhura.

Seja o esquema representativo do corte transversal de uma bomba capilar ilustrado na figura 4.7. A parte hachurada representa o líquido no interior da bomba. A ação capilar das ranhuras desloca o líquido da seção de líquido (parte inferior à base do perfil T invertido) até o topo da bomba, conforme indicado pelas setas, onde se encontra o base do perfil. Na interface do filme de líquido com o vapor, assim formado no interior da ranhura, está o menisco. Assim, para cada ranhura haverá um longo menisco (ver figura), que se estende desde a interseção de um dos lados da base do perfil T com a parede interna da bomba, passando pelo topo da mesma, até a interseção do outro lado da base do perfil T com a parede interna da bomba. O efeito do diferencial de pressão ao longo da película de líquido, causado pela ação gravitacional e perda de carga ao longo da ranhura, definem a distribuição circunferencial de líquido na mesma. Essa distribuição será evidentemente não linear, podendo ser caracterizada por dois limites definidos: um na interseção da base do perfil T com a parede interna da bomba (ver figura), onde a secção da ranhura está saturada de líquido; outro no topo da bomba, onde a secção da ranhura possui a quantidade de líquido mínima. Esses dois limites definem, respectivamente, os valores máximo e mínimo do raio do menisco.

Finalmente, o valor mínimo do raio do menisco, $(R_1)_{\min}$, pode ser determinado a partir de considerações geométricas sobre o menisco no topo da bomba. Considerando o esquema da figura 4.8, obtém-se:

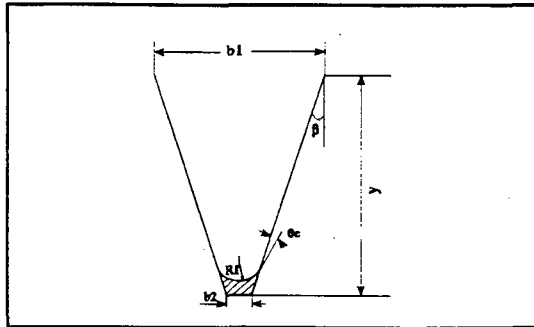


Fig. 4.8 - Esquema do menisco no topo da bomba.

$$(R_1)_{\min} = \frac{\frac{b_1}{2} - y \cdot \tan \beta}{\cos (\beta + \theta_c) - \tan \beta \cdot [1 - \text{sen} (\beta + \theta_c)]} \quad (4.9)$$

Conseqüentemente, a partir da equação 4.8 e assumindo $\theta_c = 0$ (condição de molhabilidade ideal), tem-se:

$$r_c = \frac{2 \cdot \cos \beta}{1 - \text{sen} \beta} \cdot \left(\frac{b_1}{2} - y \cdot \tan \beta \right) \quad (4.10)$$

Essa expressão fornece o valor efetivo do raio de capilaridade para ranhuras de secção transversal trapezoidal. Para determinar o valor correspondente ao caso da secção triangular, deve-se tomar o limite para o qual b_2 tende a zero ou, igualmente, quando $b_1/2$ tende a $y \cdot \tan \beta$. É notório que neste limite o raio capilar tenderá a zero, o que fisicamente é evidente pois o raio do menisco formado no vértice do triângulo assumiria um valor infinitesimal. No entanto, o próprio processo de manufatura impede que se obtenha ranhuras triangulares exatas, isto é, elas sempre terão uma forma trapezoidal com valores da base menor, b_2 , bastante pequenos. Por conseguinte, o cálculo do raio efetivo de capilaridade no caso de ranhuras triangulares é feito mediante o uso da expressão 4.10, onde o termo entre parênteses (correspondente ao valor de b_2) assume valores bastante pequenos, resultantes dos elevados valores do ângulo de abertura β .

Uma vez obtido o valor de r_c para uma bomba capilar e considerando-se um fluido de trabalho definido, pode-se determinar a pressão máxima de bombeamento, Δp_{cm} , disponível na mesma, através da equação 4.6. A tabela 4.2 a seguir apresenta os valores das variáveis geométricas b_1 , b_2 , e y medidos¹¹ assim como os valores calculados de β , r_c e Δp_{cm} das 4 bombas capilares MBB/ERNO utilizadas. O fluido de trabalho considerado foi o Freon 11 a temperatura de 25°C.

BOMBA CAPILAR	b_1 (μm)	b_2 (μm)	y (μm)	β (graus)	r_c (μm)	Δp_{cm} (Pa)
KP1	66,7	16,8	167,0	8,5	19,5	1846,1
KP2	80,0	19,0	231,0	7,5	21,9	1607,3
KP3	66,7	11,5	85,0	18,0	13,1	2687,0
KP4	66,7	15,2	155,6	9,4	17,9	1966,5

Tabela 4.2 - Características geométricas das ranhuras e valores calculados de r_c e Δp_{cm} .

A análise de incerteza para os valores calculados de β , r_c e Δp_{cm} foi conduzida no apêndice D. O valor acentuado da pressão máxima de bombeamento para a bomba capilar KP3 é devido naturalmente ao baixo valor de r_c , resultante do elevado ângulo de abertura da ranhura, o que lhe confere uma característica mais triangular (isto pode ser deduzido também através do valor de b_2).

As bombas apresentam valores bastante satisfatórios comparados a outros modelos de bombas capilares. O modelo OAO, por exemplo, fornece uma pressão máxima capilar de cerca de 2800Pa.

De posse dos valores calculados para a pressão máxima de bombeamento, Δp_{cm} , pode-se levantar as curvas características das bombas capilares a partir do cômputo da perda de carga no interior da mesma como função da vazão mássica no circuito. Considerando a equação 2.7, com $\Sigma \Delta p_{circ}$ dado pela equação 2.4, o termo Δp_{ev} compreende a perda de carga nos capilares e no interior das secções de líquido e vapor. Assim, a expressão para a curva característica pode ser dada por:

¹¹Os valores apresentados correspondem às medições feitas na empresa MBB/ERNO com incerteza de medição da ordem de 10% do resultado base.

$$\Delta p_b(m) = \Delta p_{cm} - \Delta p_{ev}(m) \quad (4.11)$$

Onde Δp_b representa a pressão de bombeamento disponível. A dependência na variável massa é evidente, uma vez que a perda de carga no interior da bomba é função da vazão mássica no circuito. Como já visto anteriormente, a vazão mássica é função da quantidade de calor transportada no circuito (equação 2.5). Desta maneira, pode-se plotar a curva Δp_b para vários valores de m relativos aos respectivos fluxos de calor no circuito. Entretanto, a determinação da perda de carga no interior da bomba capilar, Δp_{ev} , não é uma tarefa tão simples. O fluido que penetra na bomba na forma líquida escoar no interior da secção de líquido, penetra nas ranhuras circunferenciais assumindo uma distribuição não linear nas mesmas e finalmente, já na forma de vapor, atravessa toda a secção de vapor indo em direção à linha de vapor. O movimento no interior da secção de líquido é acelerado axialmente e na secção de vapor desacelerado. Como o fluxo de calor incidente ao longo do comprimento da bomba é uniforme, essa aceleração é constante e o cálculo da perda de carga nestas zonas se torna mais simples. Entretanto, o cálculo da perda de carga referente ao escoamento de líquido no interior das ranhuras deve considerar fatores como:

- A influência da gravidade sobre o escoamento que é circunferencial ascendente no sentido do topo da bomba (vide figura 4.7);
- A variação da curvatura do menisco na interface entre o perfil T e a parede da bomba com a pressão do líquido na secção de líquido (que é função do fluxo de calor);
- A área do escoamento que varia não linearmente ao longo da ranhura, devido a evaporação do líquido e ação gravitacional.

Uma análise hidrodinâmica em bombas capilares de ranhuras circunferenciais foi conduzida por Bazzo et al [21]. O modelo desenvolvido em [21] foi utilizado no presente trabalho para avaliação da curva característica das bombas capilares deste trabalho. A figura 4.9 ilustra a curva característica para a bomba KP2.

A fim de determinar-se o limite capilar de operação da bomba, levantou-se ainda a curva para perda de carga no circuito. Esta curva é representada pela seguinte expressão (equação 2.4 sem o termo referente a perda de carga no evaporador, Δp_{ev}) :

$$\Sigma \Delta p_{circ} = \Delta p_v + \Delta p_{cd} + \Delta p_l + \Delta p_g \quad (4.12)$$

O termo referente a ação gravitacional pode ser desprezado, uma vez que o escoamento no interior do circuito se dá num mesmo plano horizontal. Os outros termos referem-se a perda de carga nos componentes e acessórios diversos do CPL. No apêndice A encontra-se uma completa descrição da avaliação da perda de carga nos componentes do circuito. A curva resultante da perda de carga no sistema segue ilustrada (linha preta em tom mais leve) no mesmo gráfico da curva característica da bomba KP2, figura 4.9.

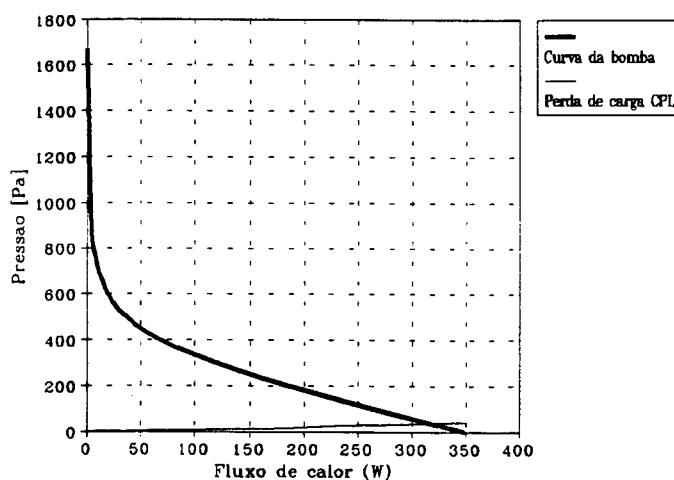


Fig. 4.9 - Curva característica da bomba KP2 e curva da perda de carga no circuito.

O ponto de intersecção das duas curvas na figura 4.9 estabelece, portanto, o limite capilar de transferência de calor para a bomba capilar KP2: cerca de 310 W. Assim, quando o fluxo de calor for superior a este valor, a perda de carga total no CPL ultrapassa a pressão capilar máxima de

bombeamento disponível e o sistema colapsa, ou seja, o vapor parte da secção de vapor à de líquido no interior da bomba capilar, ocasionando a secagem da mesma. Para valores inferiores a este limite, evidentemente que o circuito não trabalhará com pressão positiva, pois o bombeamento capilar no CPL, conforme fora discutido no capítulo 2, é autoregulável. Em outras palavras, a pressão de bombeamento assumirá apenas o valor necessário para compensar a perda de carga total no circuito. Esta característica de autoregulagem é conferida pelas diferentes curvaturas que o menisco formado nas ranhuras assume para cada condição de operação.

O mesmo procedimento foi conduzido para avaliação do limite capilar das bombas KP1, KP3 e KP4 e os resultados são apresentados no apêndice E.

4.2.3 Resultados experimentais

Os testes experimentais para avaliação do limite de transferência de calor nas bombas capilares foram executados conforme descrito no capítulo 3, secção 3.3.1, na parte referente à investigação do fenómeno de secagem. Resumidamente, os testes consistiram em aplicar-se um certo fluxo de calor na bomba capilar e mantê-lo até que a operação se tornasse estacionária, após o que fornecia-se um salto positivo no valor do fluxo. O processo era pois repetido até que fosse identificada a situação de secagem ("dry-out"), isto é, quando a temperatura na placa de resfriamento demonstrasse um crescimento contínuo e ilimitado.

As figuras 4.10 e 4.11 a seguir apresentam os resultados para o perfil transiente de temperatura no CPL quando operavam as bombas KP1 e KP2 respectivamente. A temperatura da água de refrigeração no condensador foi de 10°C e no reservatório de 30°C. Os termoelementos referem-se a quatro pontos de medição que são (vide capítulo 3, secção 3.2 - instalação de termopares): dois na superfície da placa de resfriamento, sendo um no lado da entrada da bomba capilar (T1 na KP1 e T2 na KP2) e outro no lado da saída (T8 na KP1 e T9 na KP2); um na linha de líquido na entrada da bomba capilar (T16) e, finalmente, um na linha de vapor na saída da bomba capilar (T20).

Muitas observações importantes podem ser tiradas da análise dos gráficos ora apresentados. Para valores baixos do fluxo de calor, a temperatura do líquido na entrada da bomba cresce chegando a alcançar a temperatura do vapor. A operação permanece normal nessas condições, porém verifica-se a presença de ambas as fases tanto na zona de entrada quanto na zona de saída da bomba capilar. A medida que se aumenta o fluxo de calor, a fase líquida torna-se predominante na entrada da bomba (o bolsão de vapor aí existente colapsa) e sua temperatura cai a vários graus celsius abaixo da temperatura do vapor. Para elevados valores do fluxo, a temperatura do líquido na entrada da bomba tende à temperatura da água de refrigeração no condensador.

O comportamento da temperatura na entrada da bomba, salvo para a partida de operação, pode ser facilmente interpretado segundo a intensidade do escoamento de líquido do condensador à placa de resfriamento. Para valores baixos de fluxo, como a vazão mássica no circuito é bastante baixa, o escoamento no CPL é quase estagnante. Desta forma, parte do calor aplicado foge por condução (através da parede da bomba capilar, conexões e paredes dos tubos) do evaporador à linha de líquido. Isto provoca o aquecimento do líquido na entrada da bomba. A medida que o fluxo de calor aumenta, o líquido frio que vem com mais velocidade do condensador resfria a entrada da bomba e tende a colapsar o bolsão de vapor aí existente. Além do mais, o líquido que chega com mais velocidade às superfícies aquecidas da placa de resfriamento melhora o coeficiente de transferência de calor na evaporação e menor quantidade de calor foge por condução à linha de líquido.

A temperatura do vapor, representada pela linha verde, apresenta um comportamento estável. Sempre em torno de 33°C para todas as condições de operação, mostrando estar sendo controlada pelo balanço de pressão entre o circuito e o reservatório, o qual contém ambas as fases, vapor e líquido, do fluido de trabalho a uma temperatura de 30°C. O estudo da estabilidade de operação no CPL será o objeto em estudo na secção 4.4.

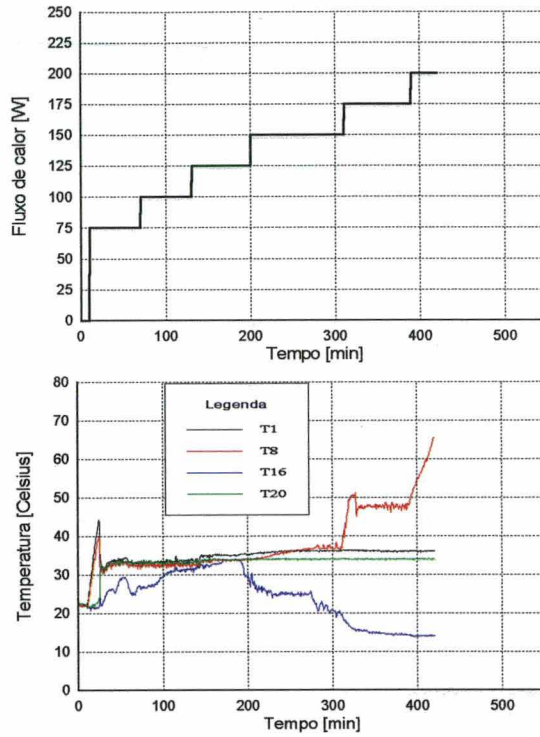


Fig. 4.10 - Perfil transiente de temperatura no CPL (KP1 operando).

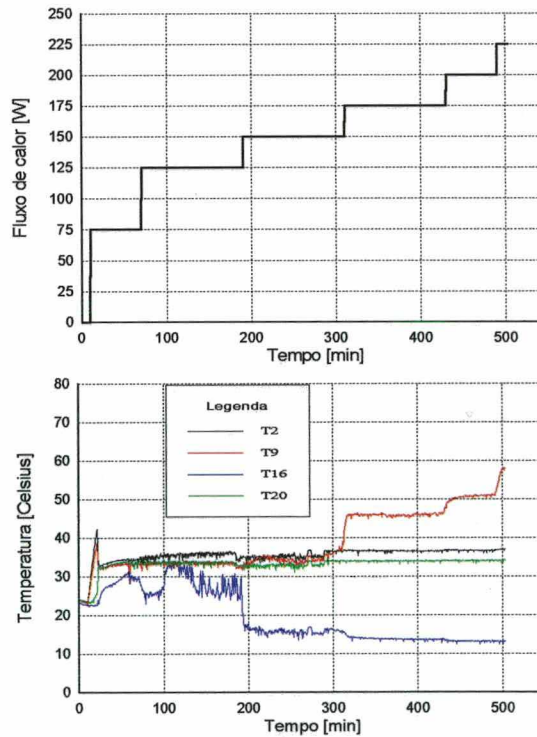


Fig 4.11 - Perfil transiente de temperatura no CPL (KP2 operando).

O comportamento térmico da placa de resfriamento é representado pelas curvas em vermelho e preto, que representam os termoelementos instalados na superfície superior externa da bomba capilar (vide descrição da placa de resfriamento no apêndice B). A curva em preto representa o termoelemento na entrada da bomba e a em vermelho na saída da mesma. Após início de operação, a temperatura na placa permanece praticamente uniforme pra valores de fluxo até 150W. Aos 175W observa-se um elevado aumento da temperatura no lado da saída da bomba até um certo patamar, voltando a estabilizar novamente em torno dos 48°C na bomba KP1 e dos 46°C na bomba KP2. Elevando-se ainda mais o fluxo, agora a 200W, percebe-se um crescimento ilimitado da temperatura na saída da bomba KP1 (T8), porém a temperatura na entrada da bomba (T1) mantém-se pouco acima da temperatura do vapor. Nestas condições, considerou-se início de colapso por secagem. No caso da bomba KP2, a temperatura na saída (T9) encontra aos 200W um novo patamar para a temperatura, em cerca de 50°C. Aumentando o fluxo para 225W, observou-se que a temperatura T9 tendia a um novo patamar em torno de 60°C, enquanto a temperatura na entrada da bomba (T2) permanecia alguns graus acima da temperatura do vapor. No entanto, assumiu-se o limite de 60°C na temperatura da placa para consideração de colapso por secagem e o experimento foi desligado.

Ao final das experimentações identificou-se os seguintes limites para operação das bombas capilares: 175W para a bomba KP1, 200W para a KP2, 50W para a KP3 e 150W para a KP4. Esses valores para o fluxo de calor indicavam o limite máximo, acima do qual a temperatura na placa no lado da saída da bomba ultrapassava os 60°C. Entretanto, nem para todos os casos este limite estava relacionado com a secagem completa da bomba (o que faria a temperatura da placa tender a infinito). Isto será discutido na próxima secção.

4.2.4 Comparação dos resultados teóricos e experimentais

Os valores calculados do limite capilar para o fluxo de calor são comparados com os valores obtidos experimentalmente para o limite de operação na tabela 4.3 a seguir.

BOMBA CAPILAR	LIMITE CAPILAR DE OPERAÇÃO (CALCULADO)	LIMITE DE OPERAÇÃO (OBTIDO EXPERIMENTALMENTE)
KP1	180 W	175 W
KP2	310 W	200 W
KP3	59 W	50 W
KP4	156 W	150 W

Tab. 4.3 - Valores calculados e obtidos experimentalmente do limite de operação das bombas capilares.

Os valores do limite de operação encontrados para as bombas KP1, KP3 e KP4 apresentam boa concordância com o limite capilar calculado. De fato, observando-se o perfil de temperatura transiente para essas bombas operando isoladamente (vide figuras 4.10 e 4.12 para as bombas KP1 e KP4 respectivamente), verifica-se que para valores de fluxo acima desses limites, a temperatura da placa no lado de saída da bomba (linha vermelha) cresce ilimitadamente. Isto identifica a situação na qual deixa de haver líquido no interior da bomba capilar. No entanto, este processo de secagem demonstra ser bastante lento, iniciando no lado da saída da bomba até a entrada da mesma, no sentido contrário ao escoamento. Isto pode ser deduzido da análise do perfil da temperatura na entrada da bomba (curva em preto), que durante toda a operação não tinha sentido ainda o efeito do superaquecimento do outro lado da bomba. O fenômeno de secagem no interior da bomba capilar será minuciosamente investigado na secção 4.5.

No caso da bomba KP2, entretanto, o baixo valor experimental do limite de operação, comparado ao valor esperado teoricamente, indica estar havendo uma outra condição limitante para a operação do CPL, ao invés da insuficiência de bombeamento capilar. Notoriamente, se percebe no perfil de temperatura da placa (T9), quando KP2 opera isoladamente (figura 4.11), um comportamento diferente daquele observado para as demais bombas. Para valores de fluxo superiores a 200W, observa-se que a temperatura T9 procura sempre um novo patamar de equilíbrio (com um certo grau de superaquecimento), no qual o CPL continua a operar de forma estável. Devido às limitações de temperatura, infelizmente não foi possível seguir-se adiante com testes para fluxos até o limite capilar previsto teóricamente, a partir do qual se esperaria um crescimento ilimitado de T9, como observado

para as outras bombas. Esta anormalidade de operação, caracterizado por elevados graus de superaquecimento na placa, indica estar havendo uma secagem parcial precoce no interior da bomba capilar. Estudos conduzidos neste trabalho apontaram como principal causa deste fenômeno a fuga de calor por condução através da parede da bomba capilar à secção de líquido. Este calor contribuiria para o aumento excessivo da temperatura do líquido naquela secção, causando a sua evaporação. Este fenômeno, embora também ocorra nas demais bombas, foi menos pronunciado pelo fato delas atingirem seus limites capilares já a baixos valores de potência.

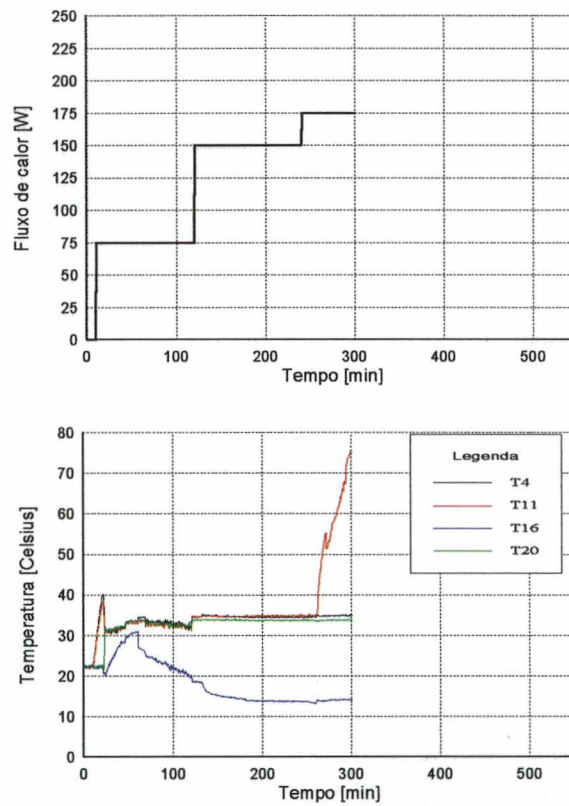


Fig. 4.12 - Perfil transiente de temperatura no CPL (KP4 operando).

É de suma importância que o nível de superaquecimento ao longo da placa de resfriamento seja o menor possível e que o gradiente de temperatura na mesma também não supere valores pré-estabelecidos para a boa operação dos componentes a serem refrigerados. Desta forma, no que concerne ao modelo de placa investigado neste trabalho, faz-se necessário compreender o mecanismo

de transferência de calor no interior da bomba capilar a fim de se entender a causa dos elevados gradientes de temperatura axial ao longo da bomba capilar. A primeira vista, eles seriam ocasionados certamente por uma frente de secagem que se dirige da extremidade de saída da bomba à extremidade de entrada da mesma, contrário ao sentido do escoamento. Dentro deste contexto, um estudo qualitativo de caráter exploratório foi conduzido neste trabalho e seus resultados seguem discutidos na secção 4.5, referente ao estudo do fenômeno de secagem na bomba capilar.

4.2.5 Conclusão

Nesta secção foram apresentados os resultados teóricos e experimentais para o limite capilar de operação na placa de resfriamento, considerando cada bomba capilar operando individualmente. As curvas características das bombas capilares bem como a curva da perda de carga no circuito foram levantadas a fim de se identificar teoricamente o limite capilar de transferência de calor do CPL. Perfis transientes de temperatura (para saltos positivos de fluxo de calor durante a operação) em pontos-chaves do circuito foram obtidos experimentalmente. Desta forma obteve-se o valor experimental para o limite de operação do circuito. Finalmente, foi conduzida uma comparação entre os resultados teóricos e experimentais.

Os resultados mostram boa concordância para as bombas capilares KP1, KP3 e KP4, onde os valores experimentais situaram-se um pouco abaixo do esperado teoricamente. No caso da bomba KP2, o limite de operação experimental foi identificado num valor bem mais abaixo daquele avaliado teoricamente. A ocorrência de secagem parcial precoce no interior da bomba capilar foi vista como sendo a principal causa para os valores experimentais situarem-se sempre abaixo dos avaliados teoricamente. No caso da bomba KP2, esta discrepância é mais pronunciada pelo fato dela operar a maiores valores de potência que as demais bombas, quando então o efeito de secagem parcial é mais pronunciado.

Estudos conduzidos neste trabalho apontam a parcela de fluxo de calor, que foge via condução através da parede da bomba capilar à secção de líquido, como a principal causa à secagem parcial precoce das bombas capilares. Os resultados obtidos são apresentados na secção 4.5.

4.3 Partida de operação no CPL

4.3.1 Introdução

Neste capítulo será investigada a dinâmica da partida de operação do CPL experimental com ênfase no mecanismo de transferência de calor na placa de resfriamento. O objetivo principal nesta análise é compreender com fundamentação a fenomenologia associada à partida de operação do CPL. Para este fim, foram conduzidos, numa primeira etapa, testes estrategicamente selecionados visando, na medida do possível, levantar dados confiáveis e suficientes àquela análise. Numa segunda etapa, objetivou-se confirmar os dados experimentais obtidos mediante uma investigação teórica de caráter exploratório dos mecanismos de transferência de calor durante a partida de operação.

O comportamento de um CPL durante a partida de operação tem se tornado um tema de bastante interesse em anos recentes. Até alguns anos atrás, a preocupação básica dos pesquisadores envolvidos na investigação de circuitos capilares vinha sendo a maximização do potencial de bombeamento capilar e minimização da perda de carga na placa de resfriamento. Os projetos de CPL eram conduzidos então para o caso de potência máxima estacionária. Isto levou muitos pesquisadores a voltarem sua atenção para a melhoria do desempenho hidrodinâmico ou do coeficiente de transferência de calor no processo estacionário de mudança de fase no interior da bomba capilar. Entretanto, o surgimento de problemas operacionais relevantes quando o circuito opera continuamente por longo período de tempo, além de outros comportamentos anômalos em operação estacionária observados por Ku et al [13], despertou o interesse de alguns pesquisadores em investigar-se mais profundamente a dinâmica de partida de operação. Eles mostravam-se confiantes de que estas anomalias estariam associadas à história da operação do sistema.

Os primeiros estudos sobre a dinâmica de partida do CPL foram conduzidos por Cullimore, tendo publicado seus resultados em meados de 1991, [26]. De caráter eminentemente preliminar e exploratório, o trabalho de Cullimore baseou-se em observações e conclusões experimentais providas dos numerosos testes efetuados, com uma certa variedade de CPL's, por pesquisadores americanos como McCabe et al [27], Ku et al [4], You et al [28], dentre outros. Além de outros menos relevantes,

Cullimore enfatizou os seguintes aspectos como caracterizadores da fenomenologia de operação:

- início do processo de ebulição;
- esvaziamento da secção de vapor e da linha de vapor, inicialmente inundadas com líquido, pelo vapor produzido no evaporador após início de ebulição;
- a sensibilidade do sistema ao uso de evaporadores/condensadores simples e múltiplos.

Nas suas conclusões, Cullimore aponta o escoamento do líquido que se desloca ao reservatório a altas velocidades (durante o processo de esvaziamento da linha de vapor) como responsável por um limite inferior de transferência de calor para o CPL. Ele observou ainda que durante o esvaziamento das linhas, o líquido se desloca por entre a estrutura porosa no sentido contrário ao escoamento. Embora algumas de suas conclusões sejam de grande valia para um CPL genérico, o estudo conduzido por Cullimore baseou-se particularmente em modelos de bombas capilares com estrutura porosa tubular (modelo OAO, introduzido no capítulo 2). Diante da influência que a geometria interna da bomba capilar exerce na fenomenologia da partida e ainda, por causa das diferentes interações entre os diversos componentes de cada CPL, os resultados aí encontrados devem ser encarados de forma bastante crítica quando outros modelos de bombas capilares estão em análise.

Uma investigação sobre o efeito de gases não condensáveis durante a partida de operação, como causa de secagem inesperada em bombas capilares de pequenos diâmetros, foi conduzida por Antoniuk et al [29]. A influência do diâmetro do evaporador na falha durante a partida de operação é avaliada neste trabalho. Antoniuk investiga ainda o efeito do subresfriamento do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar como neutralizador dos efeitos causados por bolhas de vapor formadas na partida de operação. Finalmente, ele aconselha o uso de estruturas porosas mais espessas a fim de resistir a migração de vapor da secção de vapor em direção à secção de líquido. Apesar de seu caráter tecnológico, mais uma vez os resultados aqui obtidos são válidos para as bombas modelo OAO.

Em face à necessidade de se compreender os fenômenos envolvidos na partida de operação com placas de resfriamento constituído de bombas capilares de ranhuras circunferenciais, propôs-se a análise que se segue nesta secção.

4.3.2 Colocação do problema

A partida de operação no CPL é considerada como sendo um período de tempo compreendido entre o instante em que se aplica um certo fluxo de calor q na placa de resfriamento, inicialmente em equilíbrio termodinâmico com o meio exterior, até o momento em que a sua operação torna-se estacionária, isto é, quando os valores médios das grandezas envolvidas (temperatura, vazão mássica e pressão) já não mais variam no tempo.

A fim de proferir clareza na análise dos fenômenos ocorrentes durante a partida, optou-se por subdividir a primeira hora de operação do CPL em 4 estágios distintos, caracterizados pelo mecanismo de transferência de calor associado. Esses estágios estão demarcados no gráfico simbólico da temperatura da placa de resfriamento, ilustrado na figura 4.13. Também na figura, estão representadas a evolução transiente da pressão absoluta e da pressão diferencial. A seguir encontra-se uma breve descrição desses estágios:

Estágio I: É o intervalo de tempo compreendido entre o instante em que se aciona o circuito de refrigeração do condensador, o circuito de aquecimento (ou refrigeração) do reservatório e, finalmente, o sistema de aquisição de dados. Neste período, a temperatura da mistura bifásica no reservatório cresce até atingir a temperatura de operação (a qual controlará a temperatura de saturação no circuito). Desta forma, com o aumento da pressão interna no reservatório, líquido do seu interior é deslocado para o restante do circuito, garantindo assim um completo inundamento do CPL. Este intervalo foi de cerca de trinta minutos, sendo que o sistema de aquisição de dados só foi acionado dez minutos antes da aplicação do fluxo de calor.

Estágio II: Este estágio se inicia quando da súbita aplicação de um fluxo de calor distribuído sobre a placa de resfriamento. Ele é caracterizado pelo superaquecimento observado na superfície externa da bomba capilar, tanto do lado da secção de líquido quanto da secção de vapor. O mecanismo de transferência de calor no interior da placa de resfriamento demonstra estar caracterizado por uma sequência de eventos, a saber:

1) aumento da energia interna do sistema com fronteira na superfície externa da bomba capilar que se encontra inundada de líquido. Isto acarreta o aumento de temperatura da parede da bomba e do fluido em seu interior; 2) formação de uma película de vapor no interior das ranhuras circunferenciais quando a temperatura do líquido próximo à parede atinge determinado nível de superaquecimento, necessário ao início de ebulição. Esta película de vapor, que se estende ao longo de uma ranhura, tende a expandir-se com o decorrer do tempo e unir-se à película da ranhura vizinha, fazendo com que a superfície interna da bomba fique isolada do líquido por uma fina camada de vapor; 3) desintegração abrupta da película de vapor superaquecido que então se mistura de forma bastante turbulenta com o líquido (que a esta altura está a uma temperatura em torno da de saturação). Isto provoca a evaporação repentina de uma certa quantidade de líquido no interior da secção capilar e, finalmente, 4) a pressão absoluta no interior do CPL experimenta um salto instantâneo, alcançando um valor bem acima da pressão de saturação e caindo imediatamente em seguida. Este valor demonstrou estar associado com o fluxo de calor aplicado na placa de resfriamento.

Estágio III: Este estágio é caracterizado pelo resfriamento brusco da placa de resfriamento à temperatura de operação, ligeiramente acima da temperatura do vapor. O mecanismo de transferência de calor aqui envolvido baseia-se no molhamento da parede da bomba pelo líquido que vem da secção de líquido, em velocidades proporcionais ao volume de vapor produzido na estágio anterior, através das ranhuras. Este líquido evapora continuamente ao longo da ranhura até o topo da bomba capilar.

Estágio IV: Neste estágio, o perfil de temperatura da placa de resfriamento, do líquido e do vapor na entrada e saída da bomba capilar, respectivamente, torna-se estacionário. No entanto, é possível que a temperatura em outros pontos alcance o regime estacionário mais tardiamente. Isto será função naturalmente do fluxo de calor aplicado. Quanto maior o valor do fluxo, mais cedo o sistema passa a operar no modo estacionário.

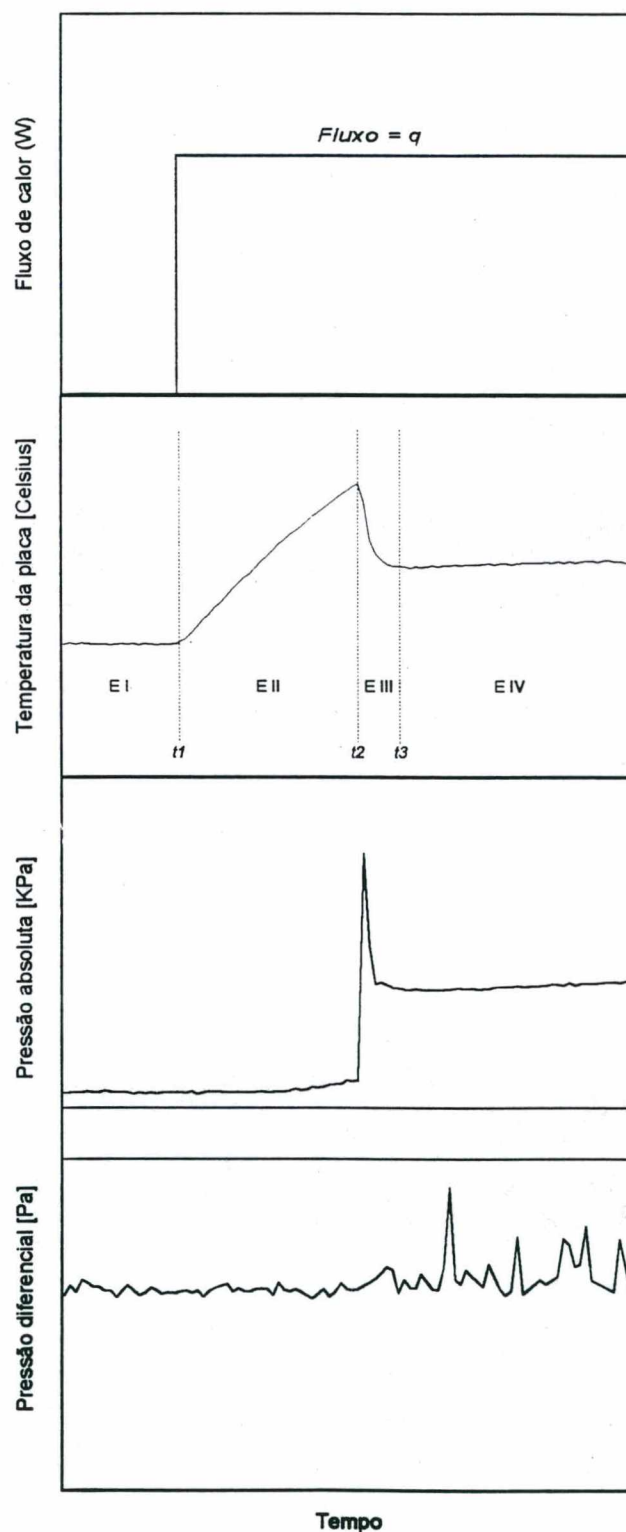


Fig. 4.13 - Curvas características para investigação da fenomenologia da partida de operação no CPL.

Doravante são apresentados os resultados experimentais obtidos e uma análise exploratória com base nos mesmos, a fim de fundamentar o entendimento dos fenômenos que ocorrem durante a partida de operação, em particular, nos estágios II e III comentados acima. Atenção especial é dada ao fenômeno de superaquecimento na parede da placa de resfriamento bem como ao salto apresentado pela pressão absoluta no circuito imediatamente após a temperatura da placa atingir o seu valor máximo de superaquecimento.

4.3.3 Resultados experimentais e análise

Os resultados experimentais aqui apresentados consistem em perfis transientes de temperatura e pressão durante a partida de operação, exatamente como aqueles ilustrados na figura 4.13. Devido a extensão da análise aqui conduzida, decidiu-se por subdividir esta subsecção em três itens, a saber:

- Zona de evaporação: Neste item é discutido o comportamento térmico da placa de resfriamento e regiões vizinhas durante a partida de operação. Para cada valor do fluxo de calor aplicado na placa de resfriamento são plotados os perfis de temperatura nos seguintes pontos (vide figura 4.14): na entrada e saída da placa de resfriamento (termopares T2 e T9 instalados na parede externa da secção de vapor da bomba capilar), na entrada da secção de líquido (termopar T5 instalado na parede externa da secção de líquido da bomba capilar), na linha de líquido próxima a entrada da placa de resfriamento (termopar T16) e, finalmente, na linha de vapor próximo à saída da placa de resfriamento (termopar T20).

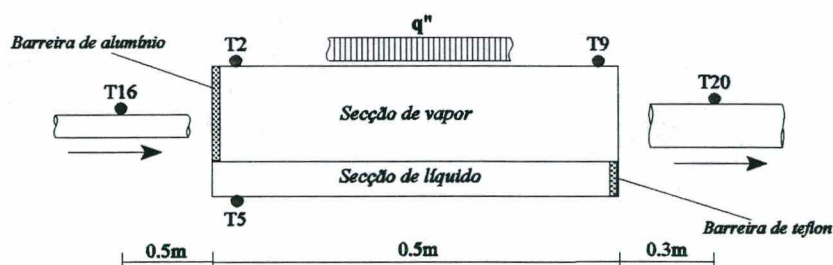


Fig. 4.14 - Instalação dos termopares na região de evaporação.

• Ao longo do CPL: Aqui o comportamento térmico ao longo do circuito é considerado. Para cada valor do fluxo de calor são plotados os perfis de temperatura nos seguintes pontos (obedecido o sentido do escoamento): na linha de vapor após saída da placa de resfriamento, T27; na entrada do condensador, T26; na saída do condensador, que coincide com a entrada do subresfriador e conexão com o reservatório, T23; na saída do subresfriador, T17; e, finalmente, na entrada da placa de resfriamento, T16. A instalação destes termopares no circuito pode ser vista na figura 3.7 do capítulo 3.

• Comportamento hidrodinâmico durante a partida: Neste item é discutido o comportamento da pressão diferencial através do evaporador e da pressão absoluta no circuito. A instalação dos sensores de pressão diferencial e absoluta podem ser vistos na representação esquemática do CPL experimental (figura 3.1 do capítulo 3).

a) Zona de evaporação

As figuras 4.15 a 4.18 ilustram os perfis de temperatura na placa de resfriamento para fluxos de calor de 75W, 100W, 125W e 150W respectivamente. A temperatura do reservatório foi ajustada para 28°C e a da água de refrigeração no condensador e subresfriador para 10°C. Para as explanações que se seguem é necessário que se tenha em mente: os estágios da partida de operação anteriormente descritas, a localização dos termopares representada na figura 4.14 e ainda, o fato de que ambas secções, de líquido e vapor, encontram-se inundadas de líquido no momento da partida (conforme explicado anteriormente).

• Estágio I (de 0 até 10 min):

A temperatura nos diversos pontos da zona de evaporação situa-se em torno de 22°C. O circuito estava em equilíbrio com o meio exterior. Esta uniformidade entre as temperaturas é de fundamental importância para facilitar a análise dos fenômenos no estágio II.

•Estágio II (de 10 até 26 min para $q = 75\text{W}$, até 23 min para $q = 100\text{W}$, até 19 min para $q = 125\text{W}$ e até 18 min para $q = 150\text{W}$):

O fluxo de calor é aplicado aos dez minutos, como indicado no gráfico. Imediatamente após, inicia-se o superaquecimento na placa de resfriamento (representada pelos termopares T2, T9 e T5).

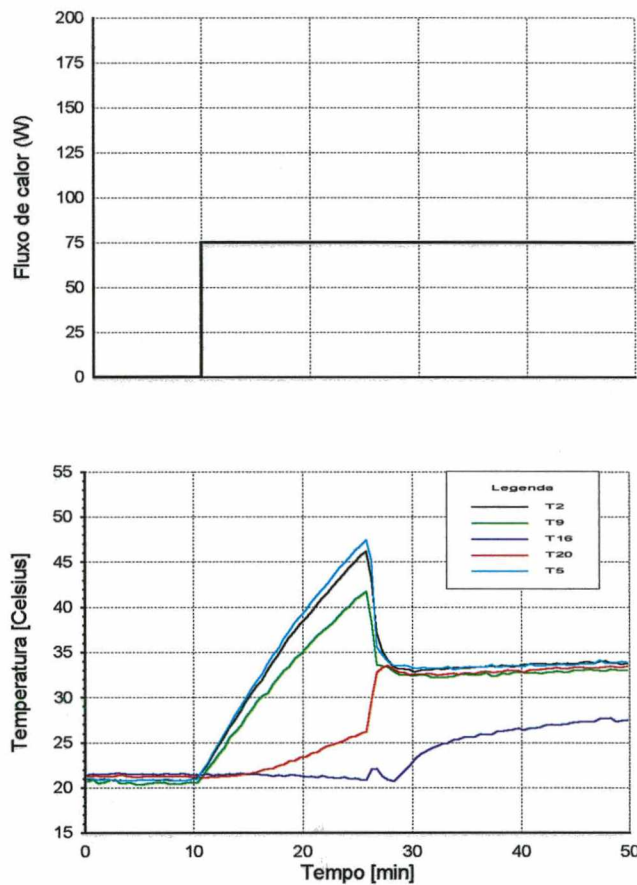


Fig. 4.15 - Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 75\text{W}$).

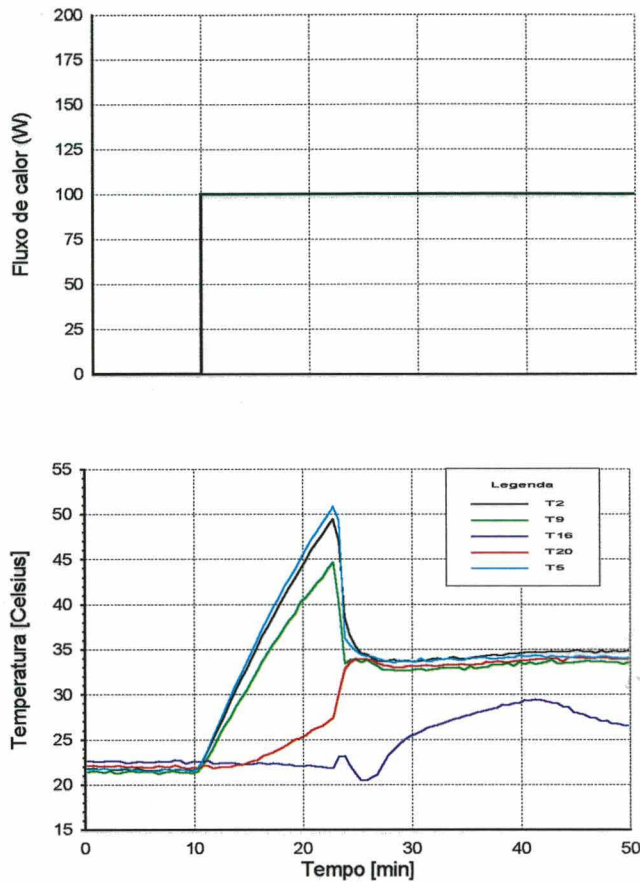


Fig. 4.16 - Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 100\text{W}$).

Observa-se que as taxas de crescimento da temperatura em diferentes pontos da placa diferem entre si para todas as condições de fluxo aplicado q . Por exemplo, T9 cresce mais lentamente que T2, que por sua vez cresce mais lentamente do que T5. Isto pode ser facilmente compreendido: O alumínio, sendo um bom condutor de calor, permite a passagem de calor à secção de líquido através da parede da bomba capilar e, até mesmo, através da barreira da secção de vapor, feita também de alumínio (vide figura 4.14). Pois bem, sendo o volume de líquido na secção de líquido bem menor que na secção de vapor, este aquece mais rapidamente em todo o volume da secção de líquido, diminuindo a troca de calor por convecção natural nesta secção e portanto, permitindo que a temperatura na parede (T5) aumente mais rapidamente que em T2, embora esta temperatura acompanhe naturalmente este aquecimento. Isto já não acontece com T9, pois naquela posição não há qualquer barreira de metal contribuindo para uma condução adicional de calor à secção de líquido.

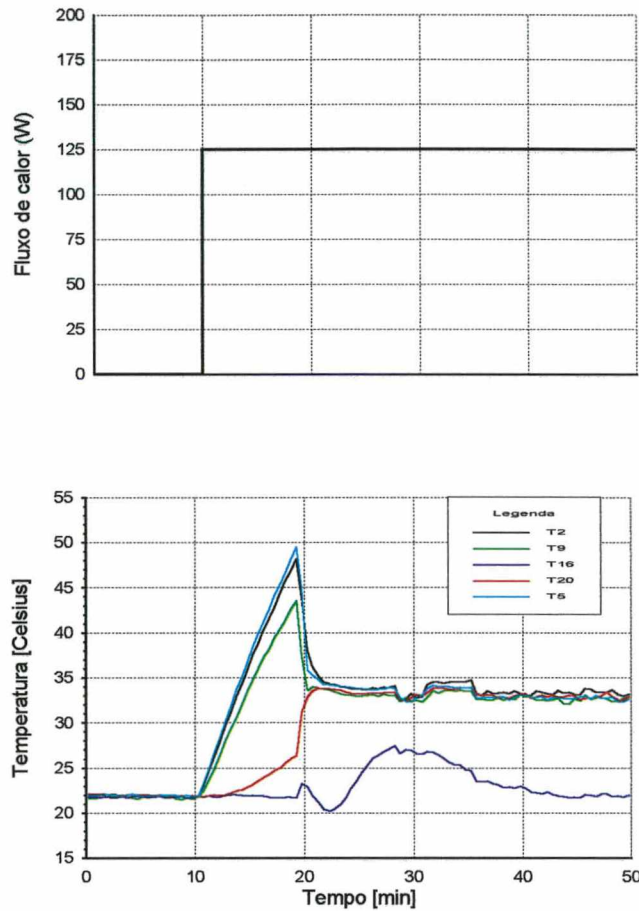


Fig. 4.17 - Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 125\text{W}$).

Agora serão discutidas as temperaturas na entrada (T16) e na saída (T20) da placa de resfriamento. A temperatura T16 não é sensível ao aquecimento da placa. Isto se deve, por um lado, ao grau de impedância térmica das conexões de aço inoxidável (embora não representadas na figura 4.14) entre a placa e a posição onde fora instalado o termopar e, por outro lado, a presença do líquido bastante subresfriado (em torno de 15°C) em sua vizinhança (no subresfriador). A temperatura T20, por sua vez, após um certo período de tempo, acompanha levemente o aquecimento da placa, indicando que naquela posição a parede aquece via condução de calor proveniente da placa de resfriamento. Note que a impedância térmica entre a placa e o termopar T20 é relativamente menor. A temperatura da placa atinge um valor máximo de superaquecimento em torno dos 26 minutos para potência de 75W, 23

minutos para potência de 100W, 19 minutos para potência de 125W e 18 minutos para potência de 150W. Os valores dos superaquecimentos também variavam com a potência.

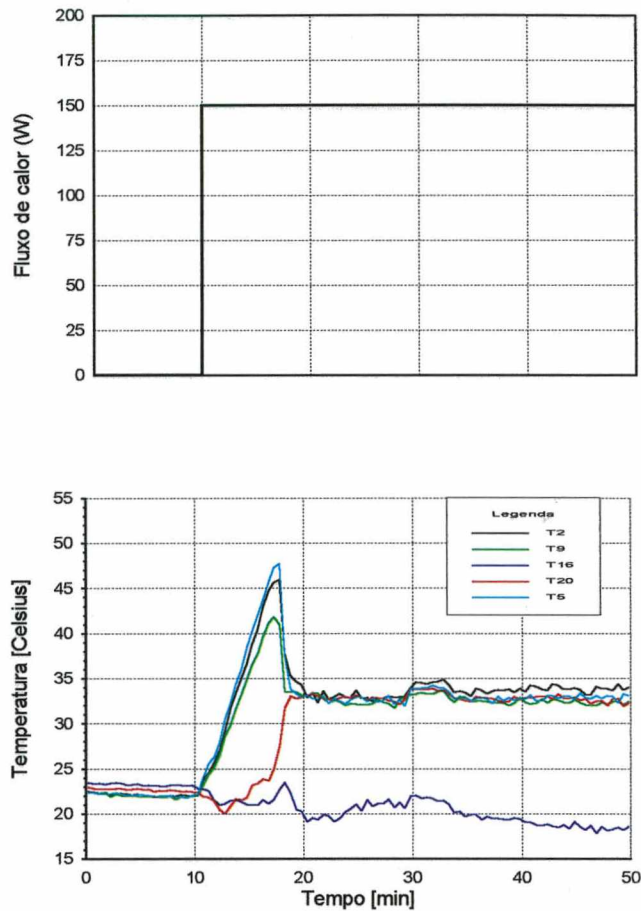


Fig. 4.18 - Evolução transiente da temperatura na placa de resfriamento durante partida de operação ($q = 150W$).

Diante dos resultados experimentais obtidos, pode-se admitir as seguintes conclusões quanto ao mecanismo de transferência de calor neste estágio: a) Não há evaporação acentuada durante o superaquecimento da placa e isto pode ser percebido pelo perfil de T20 que para nenhum valor do fluxo de calor alcançou a temperatura de saturação (indicando a inexistência de vapor na saída da placa de resfriamento); b) O pequeno volume de vapor forma-se inicialmente no interior das ranhuras e aumenta, com o superaquecimento, apenas o suficiente para cobrir com uma fina camada a superfície interna da

parede da bomba capilar; c) Essa camada de vapor funciona como um isolante entre a parede da bomba capilar e o líquido, impedindo em parte o resfriamento por convecção da parede da bomba provocando, assim, o superaquecimento quase que linear (observe o perfil de T2) da placa de resfriamento; d) Na medida em que se aumenta o valor da potência, mais rapidamente o sistema entra em regime estacionário.

•Estágio III (de 26 a 28 min para $q = 75W$, de 23 a 25 min para $q = 100W$, de 19 a 22 min para $q = 125W$ e de 18 a 20 min para $q = 150W$):

Logo após a placa atingir o seu máximo superaquecimento, a sua temperatura cai exponencialmente a um valor um pouco acima da temperatura de saturação. Por outro lado, a temperatura T16 na entrada da placa de resfriamento cresce passando por um máximo e caindo novamente até um valor mínimo, onde, para efeito da análise, foi considerado o final do estágio III. A temperatura T20 na saída da placa de resfriamento cresce rapidamente a um valor acima da saturação, caindo levemente em seguida a temperatura de evaporação, indicando presença de vapor saturado na saída da placa de resfriamento a partir deste instante. O final deste estágio representa o início do modo estacionário na operação da placa de resfriamento.

A queda na temperatura na placa de resfriamento, devida a intensidade em que ela ocorre, demonstra estar associada à desintegração da camada de vapor mencionada acima, que permite novamente a inundação das ranhuras com líquido. Em contato com a parede superaquecida da bomba capilar, o líquido no interior das ranhuras evapora instantaneamente, absorvendo calor latente da parede e, portanto, causando uma queda em sua temperatura. Novamente, líquido penetra nas ranhuras e evapora rapidamente enquanto a parede ainda estiver superaquecida. Este processo se repete sucessivamente até que o nível de superaquecimento na parede caia ao valor estacionário. A partir daí, o líquido na ranhura irá se evaporar numa taxa menor, proporcional ao fluxo de calor q aplicado na placa de resfriamento. A interpretação deste fenômeno pode ainda ser feita da seguinte forma: Inicialmente, no instante t , a parede terá um certo grau de superaquecimento, isto é ela conterá uma certa quantidade de energia interna, diga-se E ; sendo assim, o líquido inicialmente irá evaporar numa taxa proporcional

a $(E+q)$. Como esse é um processo de evaporação convectiva (o líquido na verdade escoou da secção de líquido, através das ranhuras, à secção de vapor), a queda da energia interna da parede, ΔE , será grande. No instante seguinte, $t+\Delta t$, o líquido irá agora evaporar numa taxa proporcional a $(E-\Delta E+q)$, portanto a nova queda na energia interna será menor. Isto justifica a forma exponencial da curva de resfriamento da placa de resfriamento. Se fosse possível se conhecer a vazão mássica que o líquido assume durante a partida de operação, poder-se-ia, a partir deste raciocínio, levantar teoricamente aquela curva.

O rápido crescimento registrado em T20 foi facilmente compreendido através da observação do escoamento na saída da placa de resfriamento pelas janelas de observação instaladas estrategicamente, conforme visto no apêndice B. Este crescimento se deveu a passagem da frente de vapor que vem a alta velocidade do interior da placa de resfriamento em direção ao condensador. Esta alta velocidade está associada a taxa de evaporação acima discutida e será vista com mais detalhes no item sobre o *comportamento hidrodinâmico na partida de operação* a seguir. Ainda considerando a temperatura T20, nota-se em todos os gráficos que ela atinge um valor acima da saturação, caindo suavemente em seguida. Isto parece ocorrer devido ao fato do vapor proveniente da placa de resfriamento estar inicialmente superaquecido. Na medida em que ele se expande na linha de vapor empurrando o líquido para o interior do reservatório¹², atinge a temperatura de saturação imposta pelo reservatório.

O crescimento de T16 atingindo um valor máximo e depois caindo a um valor mínimo, muito semelhante para todos os valores de potência, pode ser explicado da seguinte forma: quando vapor é produzido na secção de vapor, o líquido aí existente é empurrado rapidamente para dar lugar ao volume de vapor que é bem maior que o do líquido que evaporou. Parte do líquido sai pela linha de vapor e outra parte é empurrada por entre as ranhuras indo para a secção de líquido, deslocando assim líquido quente do interior da placa de resfriamento para a linha de líquido. Isto justifica o aumento em T16. Este aumento é rapidamente interrompido com a chegada de líquido subresfriado da secção de condensação, na medida em que o escoamento no circuito vai se estabelecendo. A existência de um

¹² O vapor produzido na placa de resfriamento, possuindo um volume bem maior que o do líquido que evaporou, tende a empurrar bruscamente o líquido para o reservatório, esvaziando a linha de vapor.

valor mínimo para T16 se deve à natureza desacelerada do escoamento no circuito durante a partida de operação. Assim, o deslocamento de líquido proveniente do subresfriador atingirá sua máxima velocidade durante a partida. Quanto maior for a potência maior será o aquecimento e resfriamento consecutivo de T16.

•Estágio IV (a partir de 28 min para $q = 75\text{W}$, 25 min para $q = 100\text{W}$, 22 min para $q = 125\text{W}$ e 20min para $q = 150\text{W}$):

Neste estágio a temperatura ao longo da placa de resfriamento atinge seu perfil estacionário quase-isotérmico. Elas apresentam um grau de superaquecimento que está relacionado com o tipo de ebulição ocorrendo no interior da bomba capilar e depende da intensidade da potência aplicada. O nível de superaquecimento observado experimentalmente situa-se bem abaixo daquele proposto por Hino e Ueda [30] e Frost e Dzakowic[31] para regime de início de ebulição nucleada (figura 4.19), sugerindo que o processo de ebulição no interior da bomba capilar ocorre em regime de convecção natural.

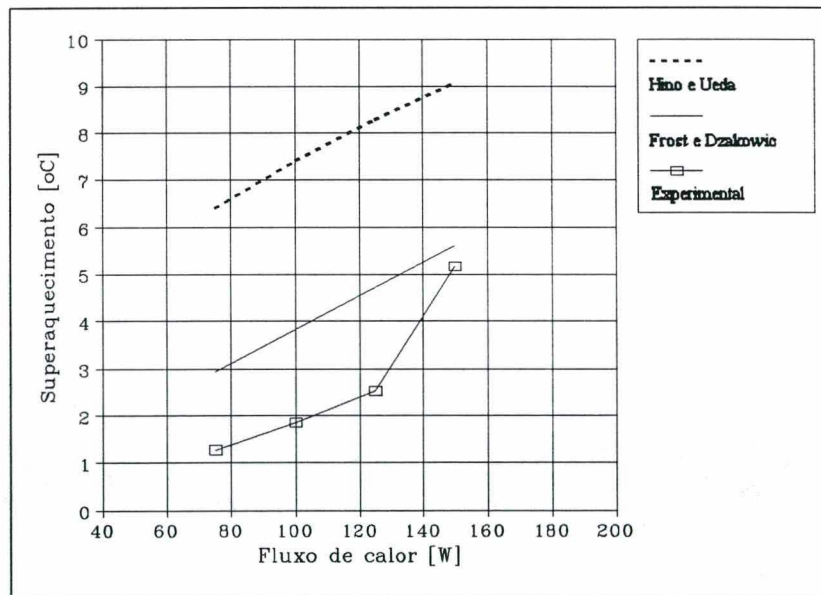


Fig. 4.19 - Comparação entre o grau de superaquecimento obtido experimentalmente e o calculado segundo alguns modelos empíricos da temperatura.

A temperatura do vapor (T20) assume seu valor estacionário de $33.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Entretanto, como pode ser acompanhado sequencialmente nos gráficos 4.15 a 4.18, a temperatura do líquido, T16, apresenta um

comportamento atípico, antes de entrar definitivamente no modo permanente. Após atingir um valor mínimo no estágio III (quando a velocidade do líquido proveniente do subresfriador atinge seu valor máximo) a temperatura T16 apresenta inicialmente um crescimento bastante lento devido possivelmente ao calor conduzido proveniente da placa de resfriamento. Com o decorrer da operação os seguintes casos podem ocorrer:

1) para valores baixos do fluxos de calor: a temperatura T16 cresce até atingir o valor estacionário igual a temperatura de saturação do circuito (figura 4.15, para $q=75W$). Isto ocorre devido ao escoamento estacionário quase estagnante no circuito. O grau de subresfriamento do líquido não é elevado pela baixa vazão mássica e então ele aquece com o calor que provem da placa de resfriamento por condução. Com o decorrer da operação a linha de líquido passa a apresentar as fases líquida e vapor. A operação no entanto continua, indicando a existência de um equilíbrio para o bolsão de vapor na linha de líquido, quando ele já não mais aumenta de dimensão. Isto evita que haja secagem da linha de líquido, o que falharia a operação.

2) para valores médios do fluxo de calor: a temperatura T16 cresce inicialmente até um determinado valor e então decai novamente. Neste caso, os efeitos convectivos já são maiores e conseguem subresfriar a parede da linha de líquido.

3) para elevados valores do fluxo de calor: T16 quase não apresenta crescimento devido à condução de calor, pois neste caso os efeitos convectivos são bem mais intensos, bem como o grau de subresfriamento do líquido.

b) Comportamento térmico ao longo do CPL

As figuras 4.20 a 4.23 ilustram os perfis de temperatura ao longo do CPL para níveis de potência de 75W, 100W, 125W, 150W. Como os perfis apresentavam comportamento transiente por quase quatro horas de operação, eles foram plotados para um intervalo de 200 minutos.

• Temperatura na entrada da placa de resfriamento, T16: O comportamento de T16 já foi anteriormente

discutido. Observando-se os gráficos para as potências de 75W, 100W e 125W, percebe-se que a temperatura T16, em todos esses casos, alcança a temperatura do vapor, indicando a existência de vapor na linha de líquido. Isto foi possível de se observar através das janelas de observação convenientemente instaladas na linha de líquido, como pode ser visto no apêndice B.

- Temperatura na placa, T2: A temperatura na placa (lado da entrada) foi tomada para efeito de comparação na presente discussão. O seu comportamento já foi discutido no item anterior. No regime estacionário ela assume um valor um pouco acima da temperatura de saturação, sendo este nível de superaquecimento dependente do fluxo de calor aplicado.

- Temperatura na saída da placa de resfriamento, T20: O comportamento de T20 também já foi discutido no item anterior. No regime estacionário, T20 representa a temperatura do vapor (em torno de 33,5°C), isto é a temperatura de saturação do circuito. Ela é controlada pela temperatura do reservatório contendo as duas fases em equilíbrio e conectado ao circuito. Esta característica será discutida na secção 4.4 do presente capítulo.

- Temperatura na entrada do condensador, T26: Para baixos valores de potência, como o escoamento do vapor é bastante lento, a temperatura na entrada do condensador tende a entrar em equilíbrio térmico com a água de refrigeração a 10°C. No momento em que o vapor vai atingindo lentamente a entrada do condensador, T26 começa a subir até alcançar a temperatura do vapor. A partir deste momento, o vapor passa a coexistir nessa posição e inicia-se a condensação no condensador.

- Temperatura na saída do condensador, T23: Na saída do condensador o estado do líquido é subresfriado. A temperatura permanece em torno de 15°C durante quase toda a fase de partida de operação. A queda brusca desta temperatura logo após início da evaporação na placa de resfriamento está associada com o deslocamento do líquido a alta velocidade, que carrega o líquido frio do interior do condensador para fora.

- Temperatura na saída do subresfriador, T17: A temperatura T17 acompanha o perfil da temperatura na entrada da placa, T16. Isto se deve a proximidade em que estes dois termopares foram instalados

na linha de líquido. Entretanto, estando na saída do subresfriador, T17 assumirá um valor relativamente mais baixo. Observe-se que para menores valores de potência, com a presença da fase vapor na secção de líquido, T17 cresce até atingir o valor de saturação, indicando a presença de vapor neste estágio. Este vapor é produzido na secção de líquido da bomba capilar, conforme mencionado anteriormente, e expande-se no sentido contrário ao escoamento no circuito. Observando -se os perfis dessas duas temperaturas para vários valores de potência, torna-se fácil indentificar a presença e/ou a extensão do bolsão de vapor na linha de líquido. Observando-se, por exemplo, os gráficos para as potências de 75 e 100 W, percebe-se que o bolsão de vapor neste último caso expandiu-se até alcançar a saída do subresfriador. Para potências elevadas (vide figura 4.23), a vazão mássica no sistema é suficiente para evitar a formação de vapor na secção de líquido da bomba capilar. Nesse caso, T17 aproxima-se da temperatura da água de refrigeração (10°C). A temperatura na entrada da placa também apresenta um elevado grau de subresfriamento (cerca de 15°C). Outro comportamento interessante dá-se para potência de 125 W (figura 4.22). A temperatura T17 inicialmente decai, sendo acompanhada por T16. Com o decorrer do tempo volta a subir, chegando a atingir um valor bastante próximo a temperatura de saturação. Como T16 já encontra-se com a mesma temperatura do vapor, pode-se concluir que há um bolsão de vapor na linha de líquido que se estende desde o interior da secção de líquido da placa de resfriamento até próximo a saída do subresfriador, onde encontra-se instalado o termopar T17.

Os resultados experimentais demonstram que quanto maior o grau de subresfriamento do líquido na entrada da placa de resfriamento, menor será a probabilidade de haver vapor do lado do líquido no CPL. Desta forma o sistema continua a operar com estabilidade. Entretanto para potências mais baixas, mesmo coexistindo vapor na linha de líquido, o sistema parece encontrar uma situação de equilíbrio, a partir da qual ele continua operando de forma estável. Este equilíbrio parece ocorrer devido a troca térmica entre o bolsão de vapor que tenta se expandir em sentido contrário ao escoamento e o líquido subresfriado que vem a seu encontro, impedindo a sua expansão, sem no entanto conseguir colapsá-lo por completo. As duas fases em equilíbrio na entrada da placa de resfriamento puderam ser observadas por meio das janelas de observação instaladas na linha de líquido.

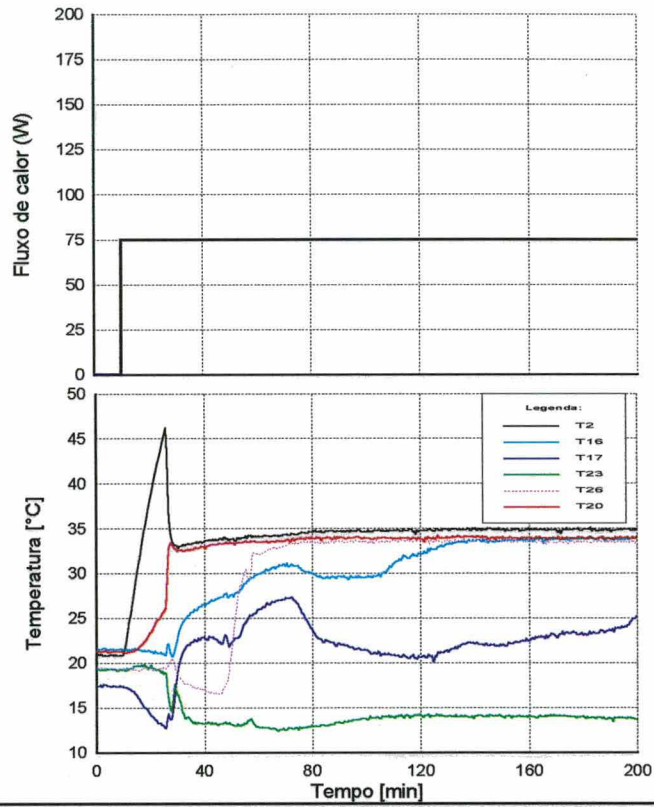


Fig. 4.20 - Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 75$ W).

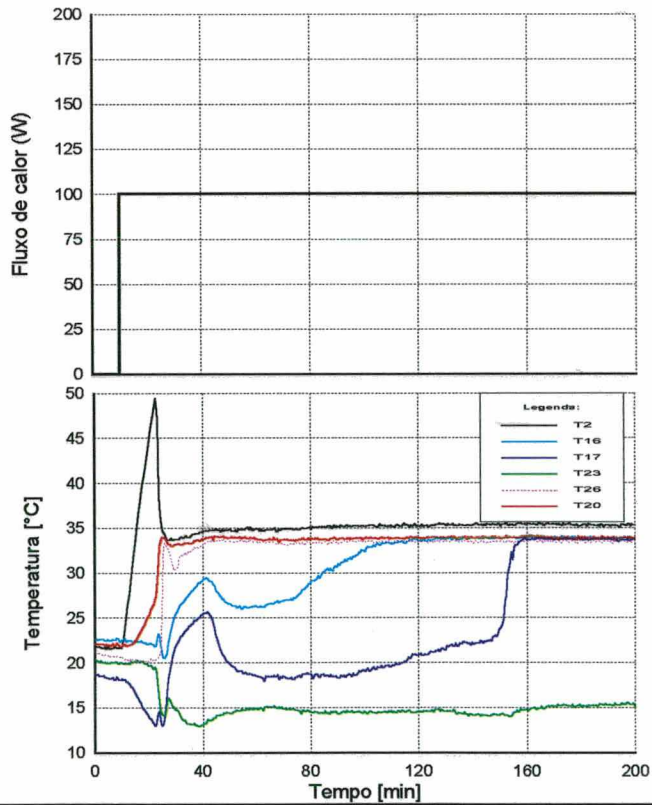


Fig. 4.21 - Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 100$ W).

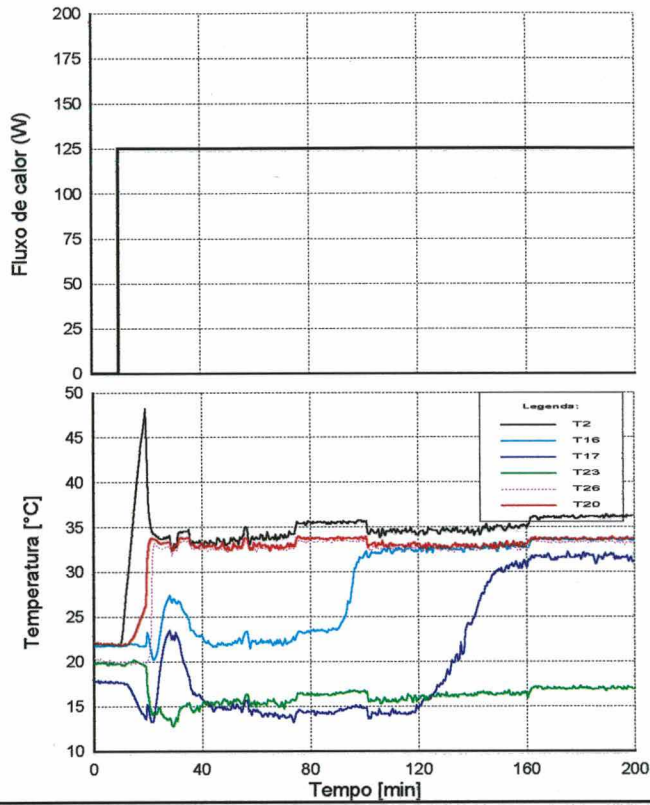


Fig. 4.22 - Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 125\text{W}$).

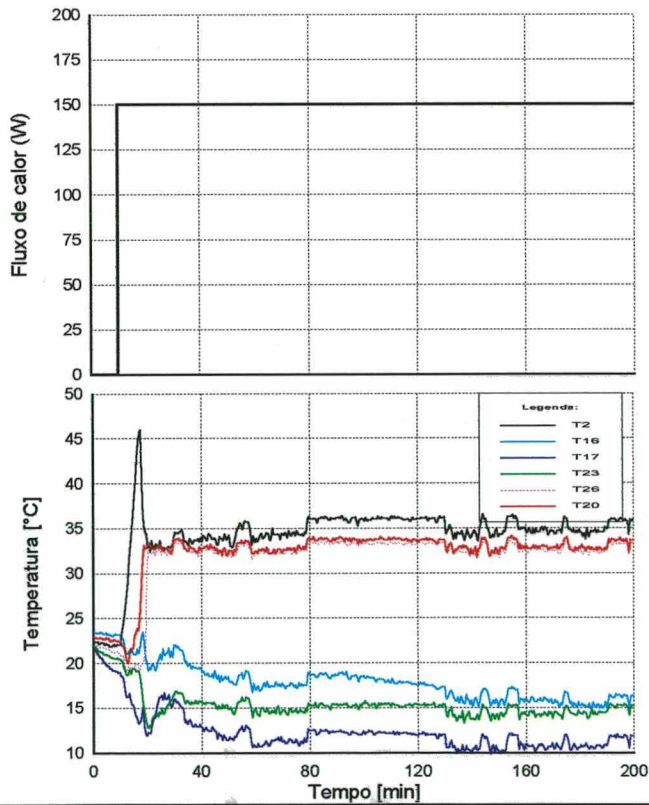


Fig. 4.23 - Evolução transiente da temperatura ao longo do CPL ($q = 150\text{W}$).

c) Comportamento hidrodinâmico durante a partida de operação

A pressão absoluta no interior do CPL permanece inalterada desde o início da operação até o instante em que o superaquecimento na parede da placa de resfriamento atinge seu valor máximo. Neste exato momento observa-se um salto instantâneo no seu valor, que pode alcançar até cerca de duas vezes o valor da pressão de saturação no circuito, seguido de uma queda também bastante rápida até o valor de saturação. A partir daí e durante toda a operação a pressão não mais apresenta variações intensas, mas apenas pequenas oscilações em torno de um valor médio. A figura 4.24 ilustra o perfil transiente da pressão absoluta no circuito quando a potência aplicada foi 75W.

O salto da pressão absoluta é uma característica marcante da fenomenologia de partida no CPL. Ele parece estar associado a intensa ebulição que ocorre no interior da placa de resfriamento acompanhada do resfriamento da parede superaquecida da bomba capilar. Durante o superaquecimento da parede da bomba o líquido primeiramente evapora no interior da ranhura. A película de vapor formada desta maneira se estende ao longo da ranhura e termina por cobrir com uma fina camada a parede interna da bomba capilar, que tende a se deslocar, concentrando-se no hemisfério superior da bomba. Este vapor confinado entre a parede e o líquido superaquece e se expande, procurando entrar em equilíbrio termodinâmico com o líquido a sua volta. Essa expansão, no entanto é impedida pela imposição da pressão hidrostática no reservatório. O vapor nessas condições superaquece até um determinado nível, quando então a camada de vapor se rompe deixando a parede da bomba capilar. Com o rompimento dessa camada, inúmeras bolhas de vapor superaquecido misturam-se com o líquido aumentando bastante a área de troca térmica (interface líquido-vapor). Assim, uma grande quantidade de líquido evapora subitamente. O grande volume do vapor produzido instantaneamente, já que a densidade do vapor é bem inferior a do líquido, provoca portanto um salto instantâneo na pressão total do circuito semelhante a uma explosão (vide figura 4.24). Uma observação visual do movimento do líquido para o interior do reservatório neste instante foi possível mediante um visor (tubo de vidro) instalado no reservatório. Conforme observado por Cullimore [26], o líquido deslocado assumirá, durante a partida, a maior velocidade que ele jamais terá no restante da operação.

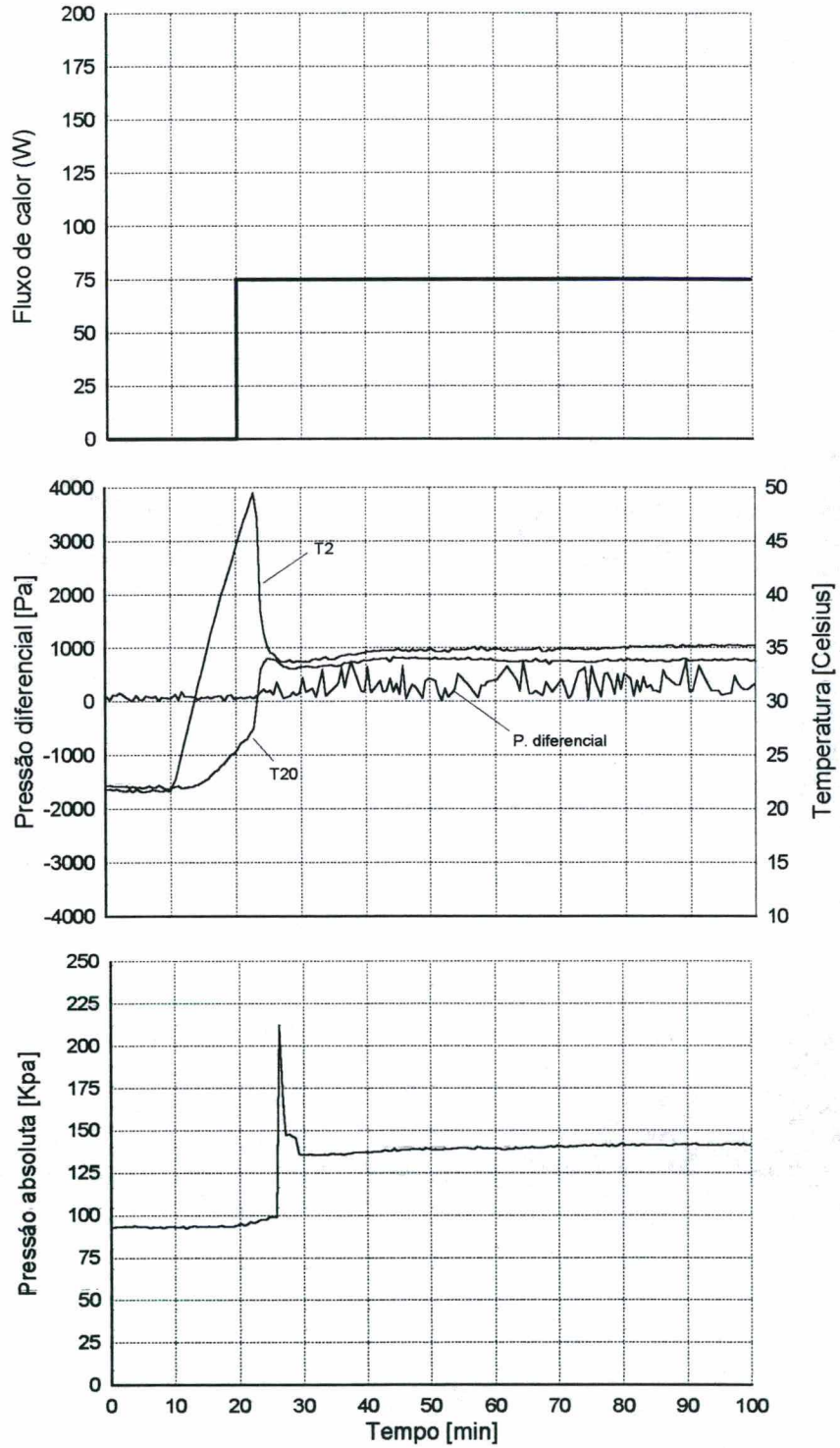


Fig. 4.24 - Evolução transiente da pressão absoluta e da pressão diferencial (os perfis T2 e T20 foram plotados para ajudar na análise).

A pressão diferencial através do evaporador, por sua vez, não apresenta qualquer salto durante a partida de operação (vide figura 4.24). Isto fortalece a hipótese acima levantada, de que todo o líquido presente no CPL sente, simultaneamente, o efeito da expansão brusca do vapor. Após iniciado o processo de ebulição contínua na placa de resfriamento, isto é, quando a temperatura T_{20} assume o valor de saturação, a pressão diferencial através do evaporador assume um comportamento oscilatório. Este comportamento tem sido visto na literatura como uma característica intrínseca a sistemas de transferência de calor com mudança de fase. Ele estaria relacionado com as instabilidades envolvidas na mudança de fase

4.3.4 O superaquecimento da placa de resfriamento

Nesta secção é feita uma análise simplificada para validar a hipótese da existência de uma camada de vapor isolando a parede da bomba capilar do líquido durante o superaquecimento da placa de resfriamento. Essa hipótese é de fato muito importante, pois baseado nela pode-se compreender o comportamento explosivo no CPL no instante em que a placa alcança sua temperatura máxima de superaquecimento.

O fenômeno de superaquecimento na placa de resfriamento deve-se ao aumento de energia interna no conjunto formado pelo bloco de alumínio e parede da bomba capilar (conforme indicado na ilustração da figura 4.25).

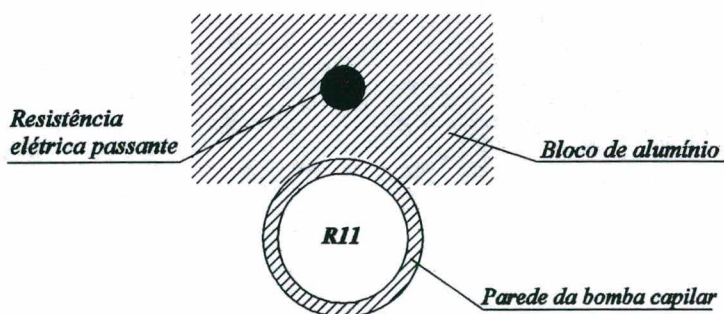


Fig. 4.25 - Representação esquemática da física do problema de partida de operação.

Antes da partida do CPL, o interior da bomba capilar encontra-se completamente inundada de líquido e todo o sistema, formado pela bomba capilar e bloco de alumínio, encontra-se a temperatura do meio exterior, T_{∞} . Desprezando-se as variações espaciais da temperatura, devida a boa condutividade térmica do alumínio, podemos escrever a equação da energia para o volume de controle representado pela parte hachurada (parede da bomba capilar mais bloco de alumínio):

$$\rho_w c_w V_w \frac{dT_w}{dt} = q = h_p (T_w - T_l) \quad (4.13)$$

onde ρ_w , c_w e V_w são respectivamente a densidade, o calor específico e o volume total do conjunto bloco de alumínio mais parede da bomba capilar, q é o fluxo de calor total aplicado, h_p é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural do fluido no interior da bomba capilar, T_w a temperatura da parede da bomba capilar e T_l a temperatura do líquido na região mais fria da secção. Se houver, de fato, uma camada isolante de vapor impedindo a perda de calor da parede para o líquido, representada pelo segundo termo do segundo membro da equação 4.14, este pode ser desprezado e a equação toma a forma,

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{\rho_w c_w V_w} q \quad (4.14)$$

que representa um perfil linear de temperatura. A hipótese sobre a existência de uma camada de vapor isolando parcialmente a parede da bomba capilar parece pois ser razoável, uma vez que os perfis de temperatura durante o aquecimento da placa, obtido experimentalmente, apresenta um comportamento predominantemente linear, conforme ilustrado na figura 4.26.

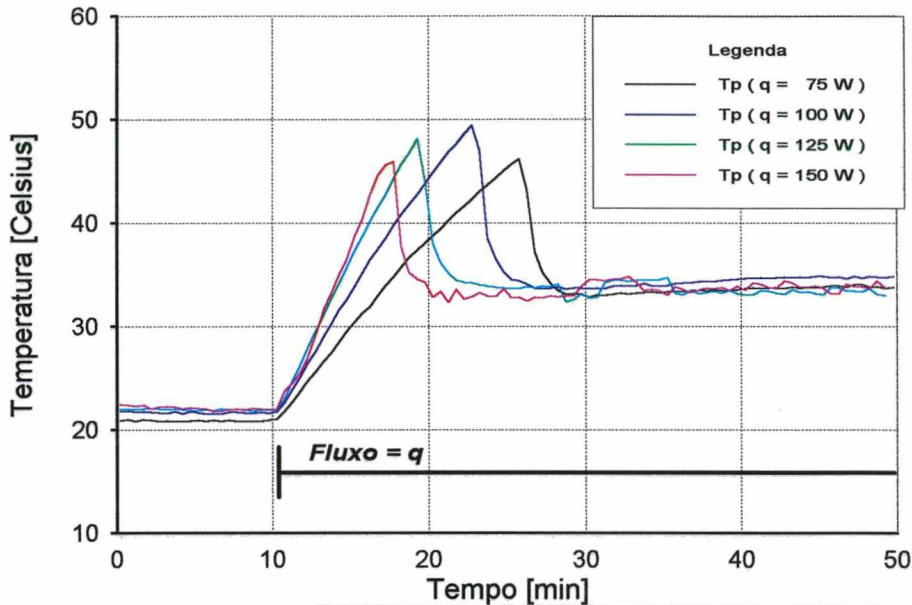


Fig. 4.26 - Perfil transiente da temperatura da placa de resfriamento durante partida de operação para vários valores de potência (apenas KP1 operando).

Observe que a medida que o fluxo de calor aumenta o nível de superaquecimento também cresce apresentando um máximo para 100W e depois caindo novamente. Isto é fácil de se compreender plotando-se o gráfico da derivada média da temperatura entre as bombas para mesmo fluxo durante o aquecimento no tempo em função do fluxo de calor aplicado (figura 4.27).

No gráfico ainda está representada a curva correspondente a equação 4.14. Os resultados experimentais aproximam-se razoavelmente bem do comportamento previsto pela equação 4.14, isto é, a capacitância térmica do evaporador permanece constante, independente do valor do fluxo de calor aplicado, e a perda de calor por convecção natural para o líquido é bastante pequena. Assim, no gráfico da figura 4.26, o nível de superaquecimento só dependerá do período de tempo necessário para que a camada de vapor na parede da bomba se desintegre no líquido. Uma vez determinando-se este período, como a capacitância do evaporador é constante, pode-se prever o superaquecimento da placa de resfriamento. Assim, uma análise mais profunda da dinâmica da expansão dessa película de vapor seria necessária para estimar o superaquecimento na placa.

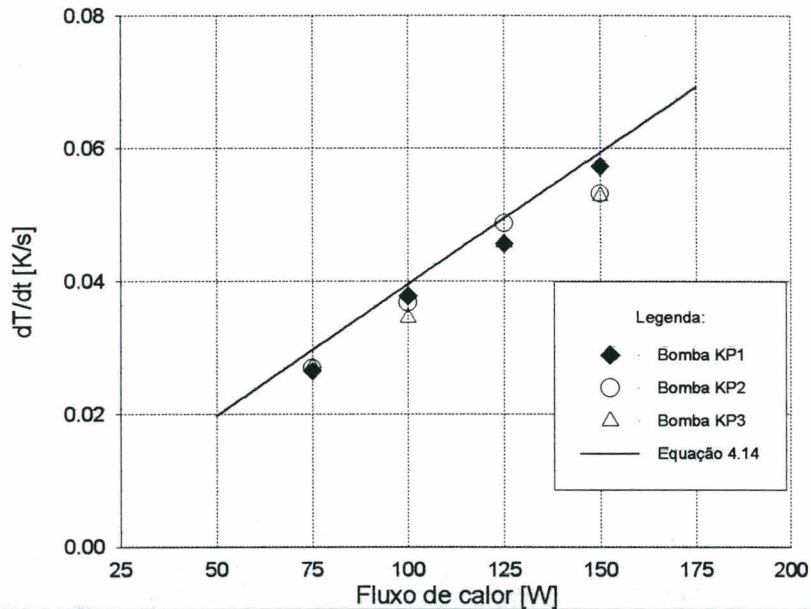


Fig. 4.27 - Derivada média da temperatura da placa no tempo em função da potência obtida experimentalmente e comparação com resultado teórico da equação 4.14.

4.3.5 Conclusão

A investigação experimental da partida de operação no CPL é conduzida nesta secção. Vários testes foram conduzidos e os resultados experimentais indicam que a partida de operação pode ser caracterizada como uma seguinte sequência de eventos diferenciados que ocorrem a partir da aplicação do fluxo de calor até o momento em que o regime estacionário é alcançado, qual seja:

a) *Superaquecimento da placa de resfriamento*: Nesta fase a temperatura da placa começa a subir e uma película de vapor surge inicialmente no interior das ranhuras, onde inicia-se o processo de ebulição. Esta película de vapor isola a parede da bomba capilar do líquido contido em seu interior. Em consequência, a placa de resfriamento superaquece numa taxa diretamente proporcional ao fluxo de calor aplicado, com coeficiente de proporcionalidade igual a capacitância do sistema formado pelo bloco de alumínio mais a parede da bomba capilar. Do lado do líquido, a temperatura cresce muito lentamente pela precária troca térmica na interface líquido-vapor.

b) *Salto da pressão absoluta no CPL e subresfriamento brusco da placa de resfriamento*: Quando a

película de vapor atinge um certo grau de superaquecimento, ela se desintegra e mistura-se com o líquido. Devido ao aumento da área de interface entre o líquido e o vapor (a película se transforma em inúmeras bolhas de vapor) e o grau de superaquecimento do vapor, uma certa quantidade de líquido no interior da bomba evapora instantaneamente. O efeito térmico desse fenômeno é o subresfriamento brusco da parede da bomba capilar, causado pela elevada taxa de evaporação no interior das ranhuras. Isto ocorre porque, com o rompimento da camada de vapor, o líquido penetra nas ranhuras da parede superaquecida e evapora imediatamente, dando sucessão a rápidas taxas de evaporação na parede. O efeito termodinâmico se caracteriza pelo grande volume de vapor produzido num curto espaço de tempo, o que causa um súbito aumento da pressão absoluta no interior do circuito refletindo na variação da quantidade de movimento do líquido anteriormente em repouso na linha de vapor. O líquido atinge pois grandes velocidades em direção ao reservatório para ceder lugar ao vapor na linha de vapor.

c) Entrada em regime estacionário: O regime estacionário na placa de resfriamento é atingido imediatamente após o estabelecimento do escoamento do vapor no circuito. A temperatura da placa de resfriamento apresenta um nível de superaquecimento característico de ebulição por convecção natural no interior das ranhuras. Na linha de líquido, porém, variações da temperatura na saída do subresfriador e na entrada da placa de resfriamento podem levar até muitas horas antes de atingir o modo estacionário para baixos e médios valores de fluxo de calor. Este comportamento transiente deve-se à fuga de calor à secção de líquido bem como à linha de líquido, o que propicia a formação de vapor nesta região, que se expande muito lentamente até entrar em equilíbrio com a fase líquida em movimento no interior da linha de líquido. Não havendo condições deste equilíbrio se estabelecer, o circuito pode secar várias horas após partida de operação. Para elevados valores de potência, a partida de operação ocorre mais rapidamente e o nível de superaquecimento na placa de resfriamento torna-se menor. Nesses casos não foi observada a existência das duas fases na linha de líquido, indicando que os efeitos convectivos do escoamento mais rápido de líquido subresfriado ao interior da placa de resfriamento impedia formação de vapor na secção de líquido da bomba.

4.4 Operação em regime permanente

4.4.1 Introdução

A estabilidade de operação de um sistema de refrigeração para fins espaciais é uma condição essencial à própria viabilização de seu emprego. Transientes térmicos inesperados e oscilações frequentes de temperatura podem ser danosos, exemplificadamente, à componentes eletro-eletrônicos sendo refrigerados no interior de um satélite ou estação espacial.

Diante das diversas condições de contorno a que veículos, satélites e estações espaciais estão submetidos quando em órbita, faz-se necessário investigar criteriosamente a capacidade de sistemas térmicos espaciais em reagir às variações nas suas condições de operação, sem que haja comprometimento da função para a qual foram projetados.

Com enfoque nesse contexto, fez-se necessário também a investigação experimental da operação estacionária do CPL investigado, inclusive quando o meio exterior (simulado pelo condensador) está submetido a condições adversas. Os experimentos aqui conduzidos, já previamente descritos no capítulo 3, secção 3.3.1, procedeu-se resumidamente de duas formas, quais sejam:

- Análise da estabilidade de operação do circuito sob o ponto de vista térmico e hidrodinâmico. Para este fim, testes experimentais foram conduzidos com o CPL, cada um tendo uma única condição de operação, isto é, um valor único para o fluxo de calor aplicado na placa de resfriamento durante todo o experimento que durava cerca de 8 horas.
- Investigação do controle de temperatura no circuito. Os experimentos aqui iniciavam após várias horas de operação do CPL, quando este já assumira um comportamento estacionário. Foram executados dois tipos distintos de testes: no primeiro, fazia-se variar a temperatura do fluido de refrigeração no condensador enquanto mantinha-se a temperatura do reservatório constante e, no segundo, o procedimento era exatamente recíproco ao primeiro, isto é, quando a temperatura do reservatório sofria variações.

Nesta secção são apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos para os testes especificados acima.

4.4.2 Estabilidade de operação do CPL

Os testes para estudo da estabilidade foram conduzidos para três níveis de potência aplicados na placa de resfriamento com operação isolada da bomba KP1, que foram 75W, 150W e 175W. A temperatura do reservatório foi ajustada em 33°C e a temperatura da água de refrigeração no condensador em 12°C.

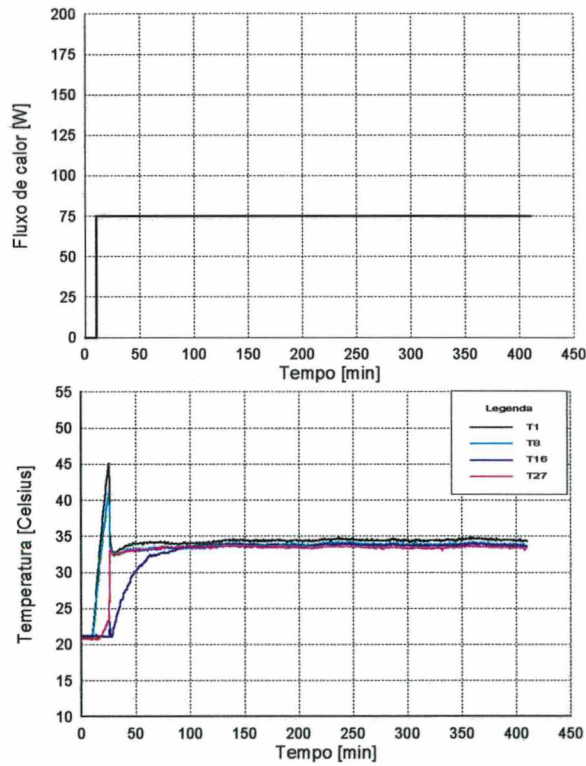


Fig. 4.28 - Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 75\text{W}$).

O gráfico da figura 4.28 ilustra o perfil de temperatura obtido para a potência de 75W. O fluxo de calor nos dez minutos iniciais foi mantido nulo, quando então aplicou-se um salto de 75W na bomba capilar

KP1, o que está representado pela curva em preto na figura. O início do regime permanente foi observado após decorridos cerca de 100 minutos, quando já não haviam variações significativas de temperatura ao longo do circuito. Os fenômenos inerentes à partida de operação já foram analisados na secção anterior.

Os termopares T1 e T8 referem-se, respectivamente, à temperatura na entrada e saída do canal de vapor da bomba capilar. Os termopares T16 e T27 indicam a temperatura na entrada e saída da placa de resfriamento, conforme indicado na figura 3.7. A isothermalidade entre as regiões de entrada e saída da placa de resfriamento indicam a presença de ambas as fases nas linhas de líquido e vapor. O volume do bolsão de vapor, originado na linha de líquido no decorrer do startup, cresce gradualmente em direção à saída do subresfriador, no sentido contrário ao escoamento, até um ponto onde a bolha parece coexistir em equilíbrio dinâmico com o líquido subresfriado. Este equilíbrio se deve a um balanço entre a pressão interna do bolsão de vapor e a pressão do líquido subresfriado que escoar na linha de líquido. A perda de calor do bolsão para o líquido, o que tenderia a colapsá-lo, parece ser equilibrada pela contínua transferência de calor ao mesmo, proveniente da parcela do fluxo de calor q que foge via condução, através da parede da bomba, até a secção de líquido. Por este motivo, o CPL opera continuamente em regime permanente, sem que haja secagem total da linha de líquido, o que causaria falha de operação no sistema.

A influência da amplitude do fluxo de calor no equilíbrio mencionado anteriormente está diretamente relacionada ao fluxo de líquido subresfriado que parte da secção de condensação em direção à placa de resfriamento. Para maiores valores de fluxo, maior será a vazão de líquido subresfriado e menor será a tendência à existência de vapor na linha de líquido. Nestes casos, observa-se também a ocorrência de formação de vapor na linha de líquido durante a partida, porém o efeito dominante da troca de calor por convecção entre o fluido subresfriado, escoando mais rápido e a bolha de vapor causa o colapso da mesma. As figuras 4.29 e 4.30 mostram o perfil de temperatura no CPL, com a bomba KP1 operando individualmente com fluxo de 150W e 175W.

A curva em vermelho representa a temperatura do vapor que deixa a placa de resfriamento. Para fluxo

de 150W, a temperatura na linha de líquido na entrada da bomba, correspondente a T8, apresenta oscilações com magnitude da ordem de 3°C. Essas oscilações demonstram estar associadas com a intensidade do fluxo de calor aplicado e com as características da bomba capilar, isto é, cada bomba tem uma única frequência e amplitude para estas oscilações. Testes executados com as bombas capilares KP3 e KP4 operando isoladamente não demonstraram tais oscilações. Entretanto, é bem claro que oscilações induzidas termicamente podem introduzir problemas operacionais em sistemas bifásicos se eles provocam instabilidades no escoamento ou na temperatura, Boure et al [32]. Portanto, um entendimento satisfatório das flutuações de temperatura observadas bem como das condições de estabilidade de tais flutuações se faz necessário no estudo da operação de CPL. No entanto, a operação do CPL pode envolver instabilidades induzidas pelo escoamento bifásico. Considerando o grande espectro de tipos de instabilidades estáticas e dinâmicas associadas a escoamentos bifásicos, um estudo completo da dinâmica do CPL se torna uma tarefa muito difícil. Uma análise exploratória destas oscilações, fazendo uso de um modelo unidimensional simplificado, foi conduzido por Kiper et al [33].

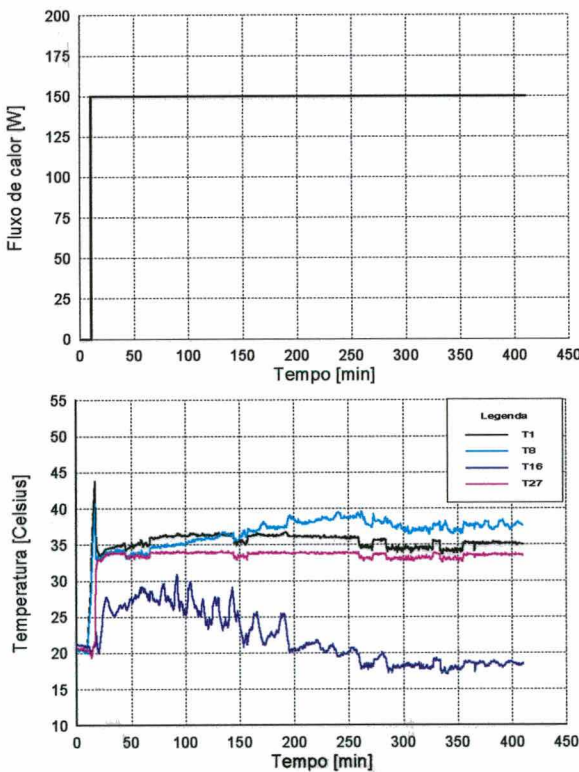


Fig.4.29 - Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 150$ W).

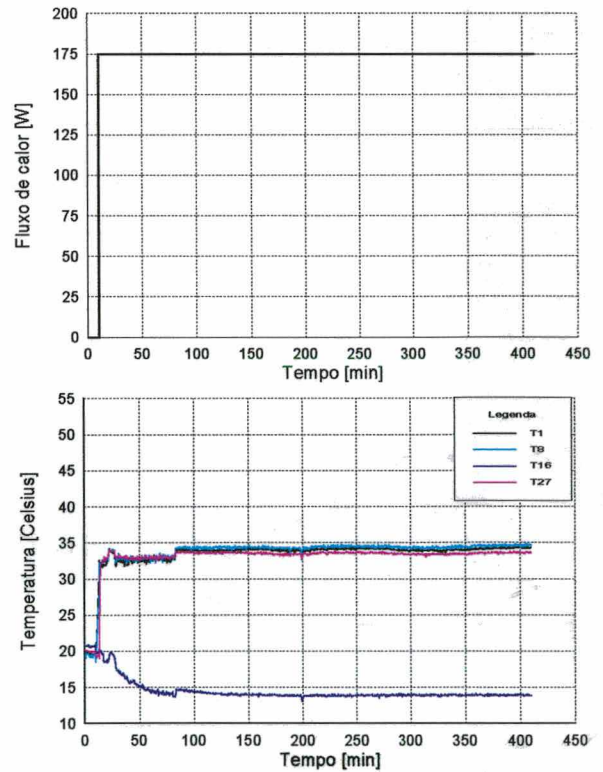


Fig. 4.30 - Perfil de temperatura no CPL (KP1 operando com $q = 175$ W).

Comparando-se os gráficos das figuras 4.28 a 4.30, observa-se ainda que o tempo para que a operação do CPL entre em regime estacionário é tanto menor quanto maior for o valor do fluxo de calor aplicado. Note-se, por exemplo, o comportamento do sistema operando sob 175W. Sob esta condição, já não há ocorrência da formação de bolhas de vapor na secção de líquido. Isto está ligado ao fato de que durante o startup, quase não ocorre superaquecimento na parede da bomba capilar.

Comparando os três perfis de T8 para os diferentes valores de fluxo q , observamos que o efeito do crescimento da temperatura na linha de líquido está associado à taxa de superaquecimento na parede da bomba capilar, quando do início da operação. Os fatores associados ao grau de superaquecimento, como função do fluxo de calor no fenômeno de ebulição durante a partida, foram analisados na secção anterior.

O comportamento da pressão diferencial através da placa de resfriamento, para as mesmas condições de operação da figura 4.28, é ilustrado na figura 4.31.

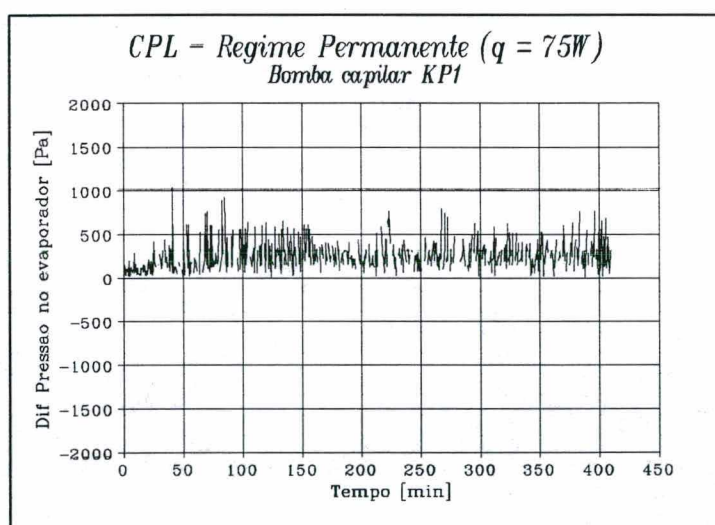


Fig. 4.31 - Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 75W$).

A experimentação tem demonstrado que circuitos bifásicos operam, em regime permanente, com oscilações da pressão diferencial através do evaporador da ordem de 30% do valor da pressão absoluta

de operação do CPL. Essas oscilações podem estar associadas com a ebulição do líquido que molha intermitentemente as ranhuras da bomba ou com constantes variações do escoamento nas diferentes pernas do condensador. Os picos ocorridos durante o início de operação se devem ao fenômeno de ebulição no interior da bomba, que inicialmente está inundada com líquido subresfriado. Eles comprovam a passagem de vapor da secção de vapor à de líquido, uma vez que nesse instante a diferença entre a pressão de vapor e líquido é maior que a pressão de colapso na bomba (vide secção 4.1).

As figuras 4.32 e 4.33 ilustram o perfil da pressão diferencial através da placa para fluxos de calor iguais a 150W e 175W respectivamente. A máxima diferença de pressão registrada na partida de operação sob 175W não excedeu o valor da pressão de colapso na bomba, evitando assim que houvesse fuga de vapor para o lado da secção de líquido. A magnitude das oscilações da pressão neste caso também foi bastante inferior comparada à condição de fluxos mais baixos.

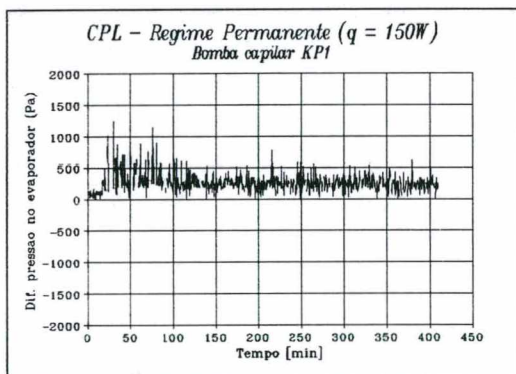


Fig. 4.32 - Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 150W$).

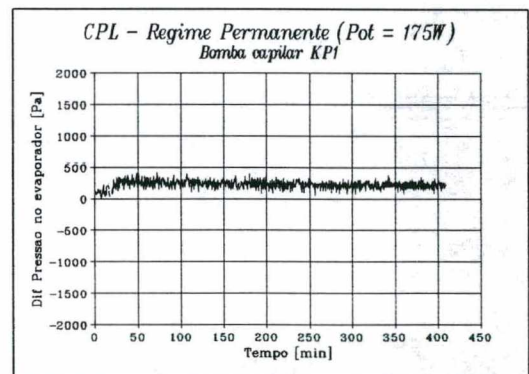


Fig. 4.33 - Pressão diferencial através da placa de resfriamento (KP1 operando com $q = 175W$).

4.4.3 Controle de temperatura no CPL

A fim de se investigar o controle de temperatura do CPL foram conduzidos dois testes distintos, conforme descrito na secção 4.1. No primeiro teste, com um fluxo de calor constante igual a 150W, fez-se variar a temperatura do condensador, enquanto a temperatura no reservatório permanecia constante, e observou-se o comportamento da temperatura do vapor no circuito. O gráfico da figura

4.34 ilustra os resultados obtidos.

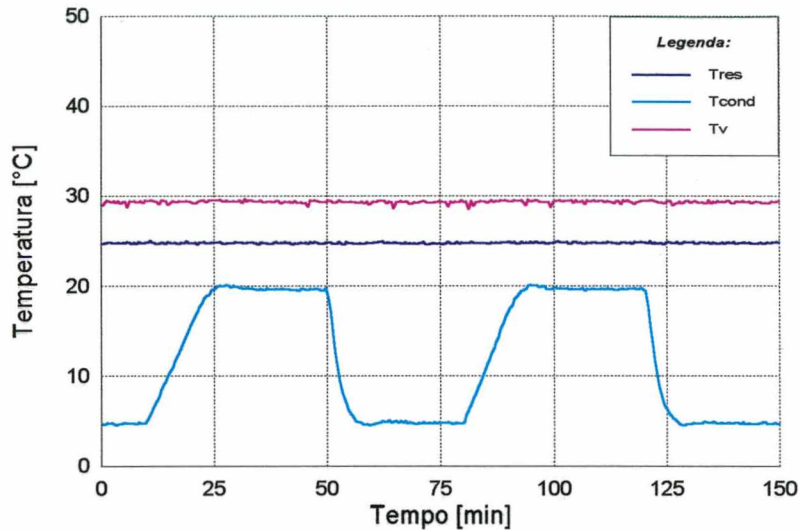


Fig. 4.34 - Análise da condutância variável do CPL.

Onde as curvas referentes a T_v , T_{res} e T_{cond} representam os perfis de temperatura do vapor, do reservatório e do fluido refrigerante que entra no condensador respectivamente. A variação da temperatura do condensador não provoca nenhuma alteração no estado termodinâmico do vapor, uma vez que a temperatura no reservatório permanece inalterada. Este comportamento demonstra a característica de condutância variável do CPL. Com o aumento da temperatura do condensador, líquido é deslocado em direção ao reservatório, aumentando a área de troca térmica no condensador, o que permite a mesma taxa de absorção de calor no processo de condensação, impedindo que, com isso, haja crescimento da temperatura de operação do circuito, representada aqui pela temperatura do vapor. Com a diminuição de sua temperatura, parte do condensador torna-se bloqueado com o líquido que, desta vez, sai do reservatório, mantendo novamente a mesma taxa de absorção de calor no condensador. Essa movimentação de líquido no interior do CPL é possível mediante a presença constante, em todas as condições de operação, da mistura bifásica no interior do reservatório. Ela funciona como um regulador da pressão interna do circuito que, no âmbito da transferência de calor com mudança de fase, confere comportamento isotérmico ao CPL.

A temperatura fixada no reservatório deve, desta forma, controlar a temperatura de operação do CPL. Assim, observou-se o comportamento do sistema na medida em que se variava a temperatura do reservatório, quando o circuito operava sob um fluxo de calor constante igual a 200W. A figura 4.35 ilustra os resultados obtidos.

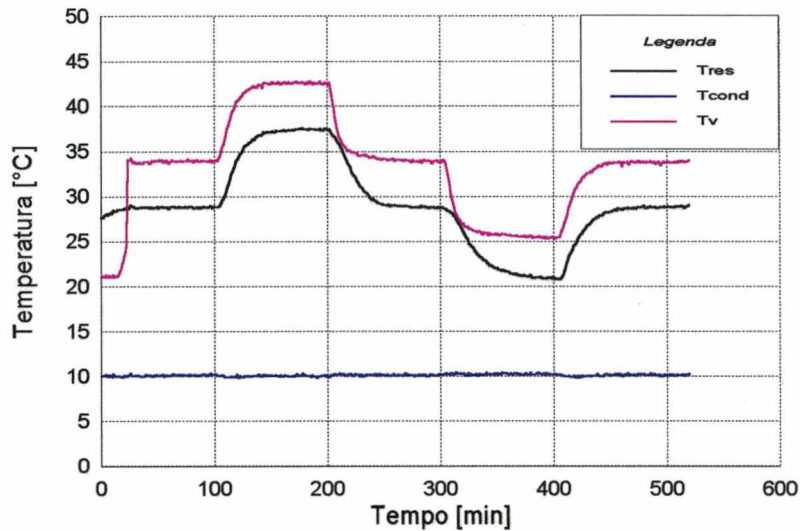


Fig. 4.35 - Controle de temperatura no CPL.

T_{res} , T_{cond} e T_v representam as temperaturas no reservatório, condensador e do vapor respectivamente. Portanto, a temperatura de operação do circuito acompanha a temperatura fixada no reservatório, uma vez que esta última define a pressão de saturação do fluido de trabalho na placa de resfriamento. A diferença no valor da amplitude das temperaturas deve-se ao acréscimo de pressão hidrostática ao fluido, provocada pelo posicionamento vertical do reservatório.

4.4.4 Conclusão

O estudo da estabilidade durante operação estacionária do CPL foi conduzido nesta secção. Foi apresentado o desempenho térmico da placa de resfriamento quando a bomba capilar KP1 operava com diversos níveis de potência. Coeficientes de transferência de calor da ordem de 1,5 kW/m²K, com base

na área da superfície cilíndrica interna da bomba capilar, foram encontrados utilizando-se freon 11 como fluido de trabalho a 33°C (140 KPa). A investigação do controle de temperatura no circuito através da ação do reservatório foi também conduzida mediante simulação de condições adversas da temperatura do meio refrigerante no condensador e do reservatório.

O CPL investigado demonstrou boa estabilidade operacional para todas as condições de fluxo impostas. O perfil de temperatura ao longo do circuito manteve-se constante durante as 8 horas de duração do experimento. Algumas oscilações na temperatura do líquido na região de entrada do evaporador foram observadas, as quais sumiram ao longo da operação. A placa de resfriamento apresentou uma operação isotérmica. Entretanto, em todos os testes foram observadas oscilações da pressão diferencial através do evaporador com magnitudes da ordem de até 30% do valor da pressão absoluta no circuito. Para valores elevados de potência essas oscilações mostraram-se bem menos acentuadas. Diversos pesquisadores na área de transferência de calor com mudança de fase têm associado este problema por um lado, ao mecanismo de ebulição no interior das bombas capilares, onde as paredes quentes das mesmas são molhadas intermitentemente com o líquido subresfriado e/ou, por outro lado, ao escoamento diferenciado do fluido de trabalho nas diversas pernas do condensador de múltiplos tubos em paralelo. No entanto, as complicadas iterações entre os diversos elementos do CPL exigem que um estudo hidrodinâmico mais minucioso, tratando o CPL como um sistema de componentes termodinâmicos acoplados, seja conduzido a fim de elucidar estas questões de instabilidades térmicas e hidrodinâmicas nestes tipos de sistemas bifásicos.

O desempenho do reservatório no controle de temperatura do CPL mostrou-se eficiente. Variações positivas e negativas na temperatura média da zona de condensação demonstraram não alterar o perfil de temperatura na placa de resfriamento nem a estabilidade no circuito. Desta forma, o balanço de pressão entre o reservatório, contendo simultaneamente ambas as fases, líquida e vapor, do fluido de trabalho, mostrou estar controlando o inventário de líquido no interior do circuito, bloqueando ou desbloqueando parcialmente o condensador.

Finalmente, verificou-se que a temperatura de saturação do fluido de trabalho no circuito é

precisamente controlada pela temperatura ajustada no reservatório. Desta forma, era possível se operar o circuito sob vários valores da pressão absoluta, permitindo o funcionamento da placa de resfriamento em diferentes níveis de temperatura. Essa característica torna o CPL um sistema de refrigeração bastante versátil na área espacial, podendo ser ajustado para atender as mais distintas faixa de temperatura de operação de componentes eletro-eletrônicos.

4.5 Fenômeno de secagem

4.5.1 Introdução

Com base nos resultados experimentais obtidos na investigação de um CPL com placa de resfriamento constituída de bombas ranhuradas circunferencialmente, foi observado que o fenômeno de secagem na bomba capilar, a princípio caracterizado pela capacidade de bombeamento capilar das ranhuras [21], pode ocorrer como consequência do mecanismo de transferência de calor no interior das mesmas. O fato é que devido a sua forma construtiva, tais bombas permitem a fuga de parte do calor absorvido em operação (aplicado sobre a secção de vapor), por condução através da parede do tubo, até a secção de líquido. Esta parcela de calor causa o aquecimento do líquido no interior da secção que, dependendo do fluxo de calor aplicado, pode atingir a temperatura de saturação e/ou, até mesmo, ultrapassá-la, ocasionando o surgimento de bolhas. Essas bolhas poderiam colapsar, devido a presença do líquido subresfriado que provém da secção de condensação em velocidades proporcionais à intensidade do fluxo, porém elas nem sempre colapsam, uma vez que a vazão mássica de fluido é reduzida na proporção do calor conduzido à secção de líquido.

4.5.2 Resultados experimentais

Os resultados experimentais obtidos para a bomba KP2, acusando o superaquecimento na secção de líquido, estão representados na figura 4.37. A posição onde os respectivos termoelementos foram instalados estão ilustrados na figura 4.36.

Para potências mais elevadas, observa-se que a temperatura na bomba capilar, particularmente na região do lado da linha de vapor, indicada pelos termopares T12 (semi-cilindro inferior da bomba, isto é, no lado da secção de líquido) e T9 (semi-cilindro superior da bomba, isto é, no lado da secção de vapor), alcança um elevado valor, estacionando posteriormente em um patamar característico.

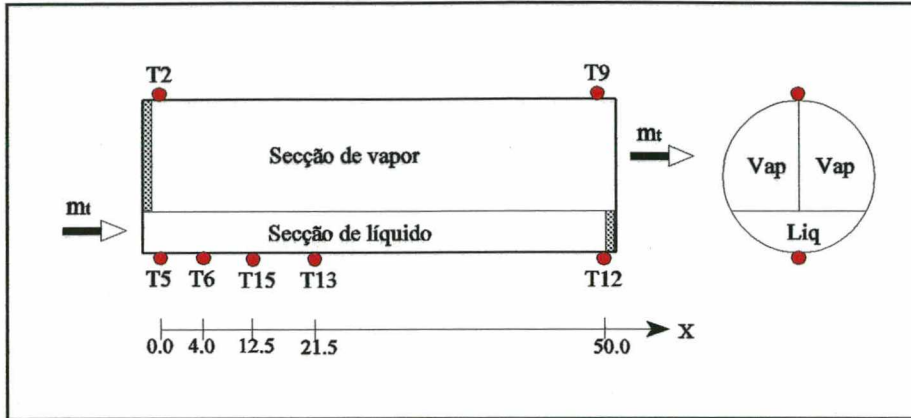


Fig. 4.36 - Posição axial dos termopares na seção de líquido da bomba capilar.

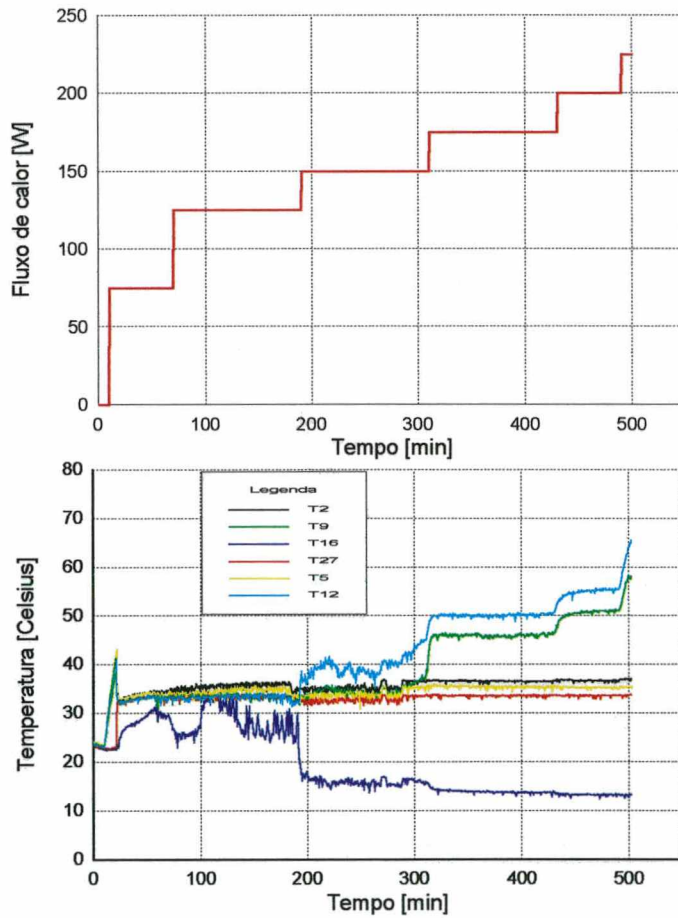


Fig. 4.37 - Perfil transiente de temperatura no CPL operando com KP2 sob níveis crescentes de potência

É interessante observar que o nível da temperatura T12 é ainda mais elevado que em T9, o que nos leva a aceitar a idéia da presença de bolha de vapor no lado da secção de líquido, em cujo extremo o escoamento assume valores quase nulos de vazão. Desta forma, não sendo refrigerada, a parede inferior da bomba nesta região superaquece, causando o mesmo efeito no semi-cilindro superior do tubo (devido a boa condutividade térmica do alumínio), o que é observado pelo perfil semelhante de temperatura naqueles termopares.

Quando o salto inicial de potência (75W) é aplicado, a temperatura na entrada da secção de líquido, T16, tende a subir em vista do superaquecimento inicial na parede da bomba, cujo calor é conduzido pelas conexões de aço inoxidável à secção de líquido. Devido ao grau de impedância térmica nessas conexões e no próprio material do tubo e ainda, devido ao escoamento do líquido subresfriado vindo do subresfriador no interior da linha de líquido, este crescimento em T16 se processa de forma bastante gradual. Quando o escoamento do líquido subresfriado se torna mais estável (após o processo de esvaziamento da linha de vapor durante a partida de operação), os efeitos convectivos na secção de líquido se tornam dominantes e causam a queda da temperatura em T16. No entanto, com o aumento do valor da potência, agora a 125W, embora a vazão mássica no circuito seja incrementada, a parcela de fluxo de calor que foge à secção de líquido também aumenta, propiciando assim a expansão de bolhas de vapor eventualmente existentes ou formação de bolhas novas nesta secção. Porém, com o decorrer da operação, essas bolhas colapsam e a temperatura na secção de líquido T16 cai a um valor de subresfriamento (cerca de 25°C). Neste ponto, T16 assume um comportamento oscilatório. Este comportamento está ligado a instabilidades no âmbito da transferência de calor bifásica. A. M. Kiper et al [33] estudaram este efeito utilizando um modelo físico unidimensional simplificado. Eles observaram que tais oscilações ocorrem dentro de um certo intervalo para o fluxo de calor absorvido pela bomba capilar dado por:

$$m^2 \overline{M} + 0,25 < \overline{MQ}_2 < 0,5 \quad (4.15)$$

com

$$m = \left(\frac{hP}{k}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \bar{M} = \left(\frac{Mc\alpha}{kAd}\right)^{1/2} \quad \bar{Q}_2 = \frac{Q_2 d}{kA\Delta T_o} \quad (4.16)$$

Onde \bar{M} é a massa do corpo do evaporador; d é o diâmetro interno, A a área transversal da parede e P é o perímetro interno (πd), do tubo de entrada do evaporador; h é o coeficiente de transferência de calor convectiva; k é a condutividade térmica, c o calor específico e α a difusividade térmica ($k/\rho c$) do material do tubo de entrada do evaporador; Q_2 é o valor estacionário do calor absorvido pelo evaporador e, finalmente, ΔT_o é a diferença entre os valores estacionários da temperatura da parede do evaporador e da temperatura do líquido na entrada do evaporador.

Finalmente, a expressão

$$\bar{M} \cdot \bar{Q}_2 = 0.5 \quad (4.17)$$

fornece o fluxo de calor correspondente a uma oscilação de temperatura mantida em regime estacionário.

Este modelo foi testado para um CPL desenvolvido pela NASA (CPL2 em Ku et al [34]) e obteve boa concordância com os resultados obtidos experimentalmente. Aplicado à nossa situação, isto é quando bomba capilar KP2 opera individualmente, foi encontrado o valor de 110 W para o fluxo de calor Q_2 , o qual corresponde àquele absorvido pela bomba capilar. Desde que a potência total aplicada na bomba seja alguma coisa superior a este valor (devido às perdas de calor ao meio exterior), o valor de 125W observado na figura 4.37 demonstra uma boa concordância com aquele avaliado segundo modelo de Kipper. No entanto, verificou-se que o fluxo de calor crítico depende do modo de partida de operação. Conforme se observa no gráfico da figura 4.38, que representa a situação onde a mesma bomba KP2 foi submetida a uma potência inicial de 125W, a temperatura na linha de líquido não apresentou

qualquer tipo de oscilação estacionária. Neste caso, o grau de superaquecimento observado durante a partida foi maior que para o caso da figura 4.37, o que provocará condições para expansão da bolha de vapor na secção de líquido, como demonstra o perfil de T16 no corrente gráfico (que após os 100 minutos iniciais de operação assume o valor da temperatura do vapor, representada por T27).

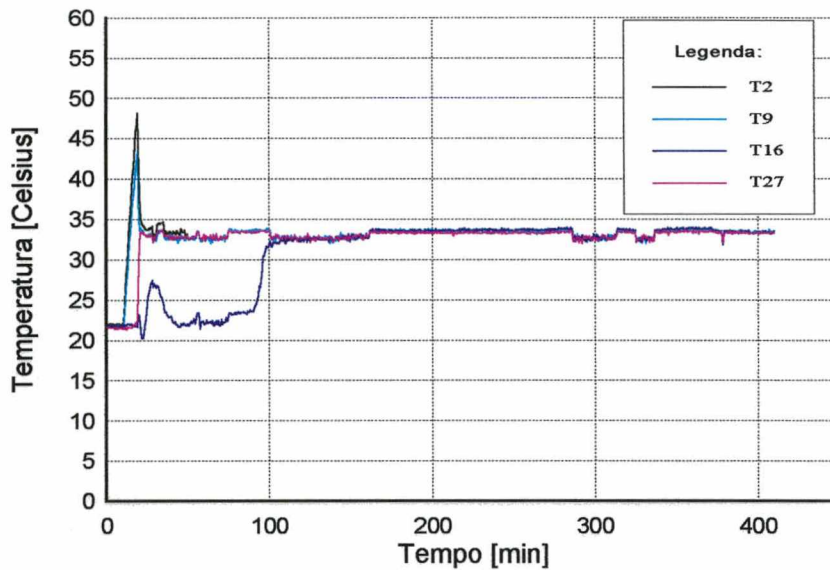


Fig. 4.38 - Perfil de temperatura no CPL com bomba KP2 operando individualmente sob fluxo de calor único igual a 125W (aplicado aos dez minutos do início de operação).

De volta ao gráfico da figura 4.37, com o aumento da potência a 150W, o escoamento de líquido subresfriado proveniente do subresfriador se intensifica e define o estado subresfriado do líquido na entrada da bomba. Por outro lado, T12 apresenta um certo grau de superaquecimento ao final da secção de líquido, possivelmente consequência da secagem das ranhuras naquela região. Para melhor se compreender este comportamento característico deste tipo de bomba capilar, é necessário fazer algumas considerações.

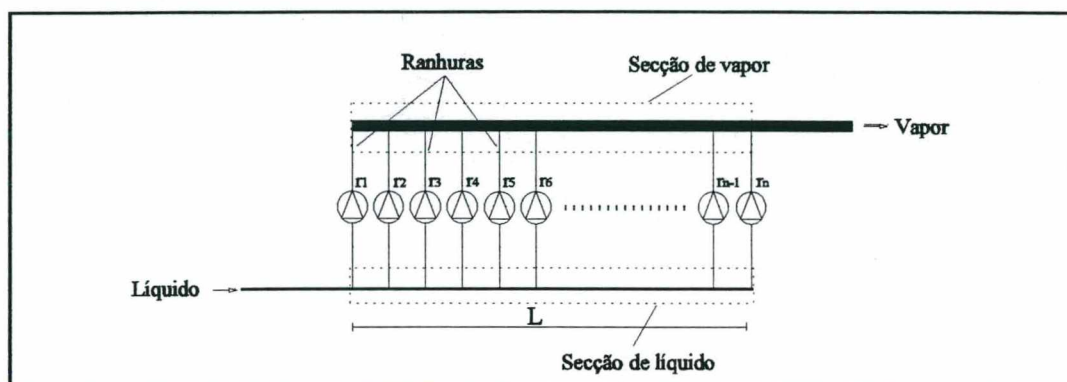


Fig. 4.39 - Representação funcional da bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

A secagem no interior da bomba capilar inicia-se no final da secção de líquido e se propaga no sentido contrário ao escoamento no interior desta secção. Para comprovar isso, considera-se as ranhuras circunferenciais na bomba capilar como sendo microbombas. Assim, a bomba capilar consistirá numa associação em paralelo dessas microbombas, conforme esquema representativo da figura 4.39. Na figura, n é o número de ranhuras e L o comprimento da bomba capilar. Do lado da secção de líquido verifica-se que quanto mais afastada estiver a ranhura da entrada da bomba capilar, maior o trecho no qual ela terá que arrastar o líquido e portanto maior a perda de carga que ela terá que compensar. Assim, como a capacidade de bombeamento é a mesma para todas as ranhuras e como a perda de carga do vapor no interior da secção de vapor é bem pequena, evidentemente que a secagem ocorrerá na sequência $r_n, r_{n-1}, r_{n-2}, \dots, r_1$ das ranhuras.

Continuando a análise da figura 4.37, o aumento da potência a partir dos 150W causou a elevação do nível de temperatura em T12 e T9 a patamares superiores. O equilíbrio dessas temperaturas nesses elevados patamares, sem que haja secagem total da bomba capilar, está relacionado ao equilíbrio dinâmico de troca térmica entre a frente de vapor, que tende a se deslocar no sentido da entrada da bomba, e o líquido subresfriado, que escoar ao interior da bomba, portanto em sentido contrário à frente de vapor. Poder-se-ia dizer que há ocorrência de um equilíbrio bifásico entre a massa de vapor e a massa de líquido (na interface de contato de ambas) em cada instante no interior da secção de líquido, o que garante uma temperatura média global na bomba constante. Quando a potência sobe a valores superiores ao limite capilar previsto teoricamente, já não há mais condições do sistema suportar este

equilíbrio e então ocorre o colapso ou secagem total da bomba capilar. Note entretanto, que o sistema só foi testado até o limite de 225 W, pois a temperatura em T12 e T9 tornaram-se maiores que 60°C, o que poderia danificar os acessórios em teflon do circuito. Observe ainda que as demais temperaturas permanecem estáveis em torno da temperatura de saturação. Sendo assim, era admitido ocorrência de secagem ou "dry-out", quando as temperaturas T12 e T9 atingiam um limite pré-estabelecido em projeto, que não compromettesse a operação dos componentes eletrônicos a serem refrigerados nem dos elementos do circuito.

Como comentário final a esta sessão, deve-se esclarecer que se, por algum meio, conseguir minimizar a parcela de fluxo de calor que foge à secção de líquido, estaremos aptos a conseguir uma melhor capacidade de transporte de calor para o CPL, compatível com aquela estimada teoricamente pela análise hidrodinâmica das bombas. Em outras palavras, tornar o fenômeno de secagem dependente essencialmente de uma única variável, que seria a pressão capilar máxima desenvolvida na estrutura capilar da bomba.

4.5.3 Modelo teórico para previsão da formação de vapor no interior da secção de líquido

O perfil de temperatura na secção de líquido é levantado, a fim de prever a formação de vapor no interior da secção de líquido na bomba capilar. Para isso, considerou-se um modelo bidimensional em coordenadas cartesianas, caracterizado pela geometria abaixo:

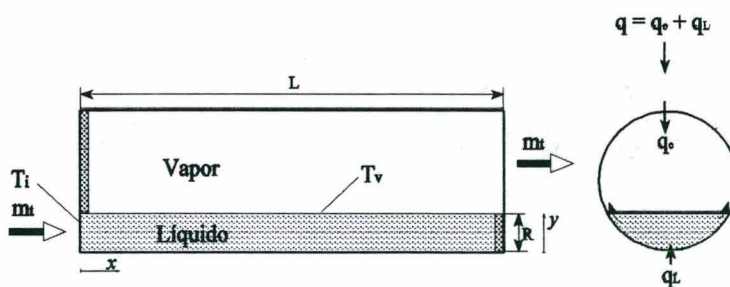


Fig. 4.40 - Modelo físico para determinação do perfil de temperatura na secção de líquido da bomba capilar.

onde m_t é a taxa mássica de líquido fluindo ao interior da bomba capilar; T_i é a temperatura do líquido na entrada da bomba, o qual é considerado, por razões de simplificação, estar no mesmo estado termodinâmico do líquido que deixa o subresfriador do CPL; T_v é a temperatura do vapor, R é a espessura máxima da secção de líquido e, finalmente, q_e e q_L representam respectivamente a parcela do fluxo de calor total aplicado na bomba, q , que é absorvido na evaporação do líquido na secção de vapor e que foge via condução à secção de líquido.

O líquido escoia axialmente no interior da secção de líquido com vazão mássica variável, já que parte do líquido vai deixando esta secção, através das ranhuras circunferenciais, a medida em que vai evaporando na secção de vapor (região superior do tubo). A vista da secção transversal da bomba capilar na figura 4.40 ilustra o escoamento de líquido da secção de líquido à secção de vapor através das ranhuras circunferenciais (vide também figura 2.25). Sendo o modelo aqui considerado bidimensional, o sistema real é substituído por uma piscina de líquido de massa variável com espessura constante R . Como o fluxo de calor total aplicado na bomba é constante e distribuído uniformemente ao longo do eixo axial por toda a superfície da secção de vapor, isto é:

$$\frac{q}{x} = cte \quad em \quad 0 \leq x \leq L \quad (4.18)$$

tem-se uma variação axial linear para a massa. Assim:

$$m(x) = m_t \left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad (4.19)$$

A velocidade média na secção pode então ser calculada pela expressão:

$$U(x) = \frac{m_t}{\rho_l A_{sl}} \left(1 - x/L\right) \quad (4.20)$$

onde A_{s1} representa a área transversal da secção de líquido.

Para a equação da energia em regime permanente, desprezando-se os termos convectivo em y , difusivo em x e como não há fontes, tem-se:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{U(x)}{\alpha_l} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.21)$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$T(0,y) = T_i \quad (4.21a) \quad (\text{Temperatura do líquido que entra na bomba})$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x,0) = -\frac{q_L''}{k_l} \quad (4.21b) \quad (\text{Calor que foge à secção de líquido})$$

$$T(x,R) = T_v \quad (4.21c) \quad (\text{Temperatura prescrita na interface entre as secções})$$

onde $q_L'' = q_L / S_{s1}$, sendo S_{s1} a área da superfície externa da secção de líquido. Note-se que se considerou a velocidade média na secção na parcela convectiva da equação da energia ("slug flow"). A equação 4.21 e condições de contorno 4.21a, 4.21b e 4.21c apresentam 3 incógnitas, que são T , m_t e q_L . Assim, são necessárias mais duas equações para determinação da solução deste problema.

Uma das equações é obtida através do balanço global de energia na bomba capilar. Considerando-se o esquema representativo da figura 4.41, teremos:

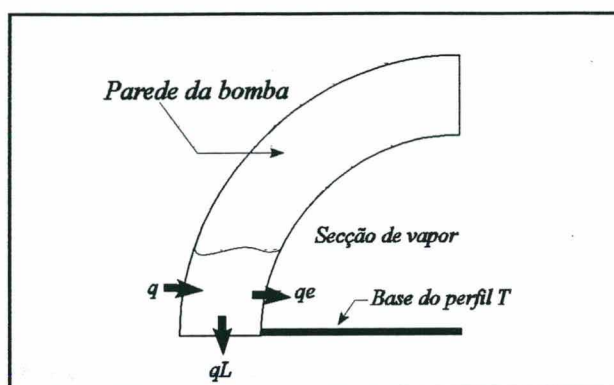


Figura 4.41 - Balanço global de energia na parede da bomba para determinação de q_L .

$$q_L = q - q_e \quad (4.22)$$

onde q_e é a parcela de calor absorvida na evaporação do líquido na secção de vapor. Sendo assim, a equação 4.22 torna-se:

$$q_L = q - m_t h_{lv} \quad (4.23)$$

A outra equação deriva-se da condição de fluxo de calor na fronteira entre a secção de líquido e a secção de vapor, ou seja:

$$-k_l \int_0^L \frac{\partial T(x, R)}{\partial y} dx = -m_t h_{lv} \quad (4.24)$$

Deve-se ressaltar aqui que esta equação não representa precisamente a situação real. Ela considera que todo o líquido que passa pelo interior das ranhuras à secção de vapor evapora completamente já na fronteira entre as duas secções. Isto não é verdade, uma vez que o líquido após penetrar na secção de vapor percorre toda a ranhura aí existente até o topo da bomba, evaporando continuamente neste trajeto (conforme descrito na secção 4.2, item 4.2.2 e visto na figura 4.7). Desta forma, o segundo membro na equação 4.24 deveria conter um termo gradiente de temperatura em y . Entretanto, como a presente análise é de caráter exploratório e visa apenas explicar qualitativamente as observações experimentais, não se considerou esta questão a fim de simplificar a solução do problema. Além do mais a forma do perfil axial de temperatura na secção de líquido, que é o que interessa na presente

investigação, não é afetada por esta simplificação.

A determinação do perfil de temperatura axial na secção de líquido é feita resolvendo-se o sistema formado pelas equações 4.21, 4.23 e 4.24, conforme descrito detalhadamente no apêndice G.

A solução para T é obtida fazendo-se a adimensionalização da equação 4.21 como segue:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} = \varphi(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \quad (4.25)$$

onde θ representa a temperatura, $\varphi(\eta)$ a velocidade, η a posição axial e ξ a posição transversal adimensionalizados.

$$\varphi(\eta) = \varphi_0(1 - \eta) \quad e \quad \varphi_0 = \frac{(m_t c_p / L)}{(k_l S_t / R^2)}$$

$$\theta = \frac{T_v - T}{q_L'' R / k_l}, \quad \eta = \frac{x}{L} \quad e \quad \xi = \frac{y}{R}$$

As condições de contorno análogas às condições dadas pelas equações 4.21a a 4.21c são respectivamente

$$\theta(0, \xi) = C_1, \quad \text{onde} \quad C_1 = \frac{T_v - T_i}{q_L'' R / k_l} \quad (4.25a)$$

$$\theta(\eta, 1) = 0 \quad (4.25c)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \xi} (\eta, 0) = 1 \quad (4.25b)$$

As equações 4.25 constituem-se num problema de valores de contorno com condições não homogêneas. Utilizando-se o método de separação de variáveis, obtém-se como solução um produto de auto-funções:

$$\theta(\eta, \xi) = \xi - 1 + 2 \cdot \sum (1 - \eta)^{\frac{\lambda^2}{\varphi_0}} \cdot \frac{\cos(\lambda_n \cdot \xi)}{\lambda_n} \cdot \left[C_1 \cdot (-1)^{(n+1)} + \frac{1}{\lambda_n} \right] \quad (4.26)$$

onde os auto-valores são dados por

$$\lambda_n = \frac{(2n - 1) \cdot \pi}{2} \quad (4.27)$$

4.5.4 Discussão dos resultados

Na figura 4.42 está representada a solução analítica para o perfil de temperatura do líquido na secção de líquido da bomba capilar. As várias curvas plotadas correspondem aos diferentes valores do fluxo de calor aplicados na bomba capilar.

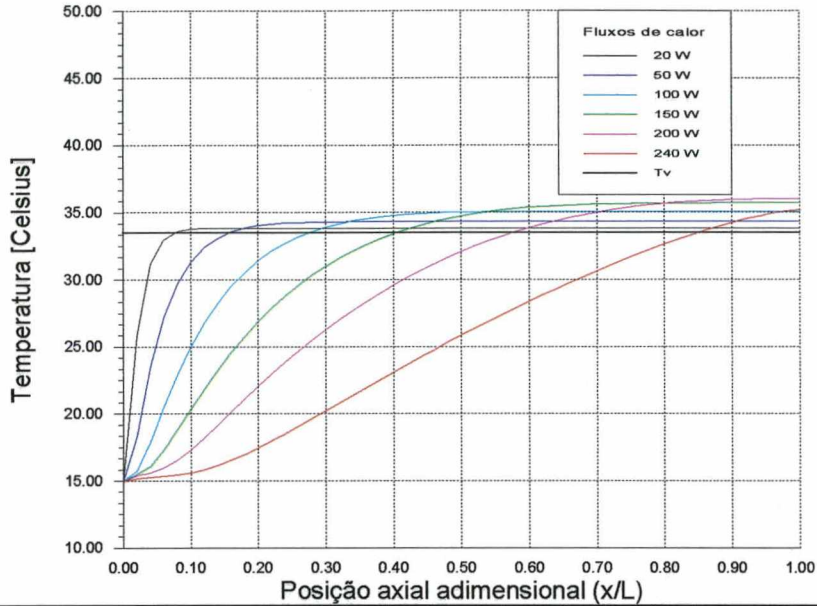


Fig. 4.42 - Perfil de temperatura de líquido no interior da seção de líquido da bomba capilar.

O eixo das ordenadas representa a temperatura do líquido próximo à parede na seção de líquido (para $y = 0$ na figura 4.40) e o das abscissas a posição axial adimensional (x/L). Para baixos valores de potência, quando o escoamento no CPL é quase estagnante, devido aos menores valores da vazão mássica, a temperatura atinge o valor de saturação (indicada pela linha horizontal em preto) em posições axiais bem próximas à entrada da bomba capilar. Para $x/L = 0$ isto é, na entrada da bomba, considerou-se que o líquido encontra-se na mesma temperatura (T_i , vide figura 4.40) que atinge na saída do subresfriador (15°C) e portanto, na condição de subresfriamento. Esta simplificação baseia-se no fato de que no modelo teórico desconsiderou-se a fuga de calor por condução do evaporador à linha de líquido (através de conexões e tubo de aço inoxidável). Na verdade, o valor da temperatura na saída do subresfriador varia muito fracamente com o fluxo de calor por duas razões: a primeira é que a vazão mássica do fluido refrigerante, no caso a água, na seção de condensação (condensador e subresfriador) é bastante grande e a segunda é que o calor específico do fluido de trabalho do CPL, o freon 11, é bem inferior ao da água. Desta forma o freon líquido deixa o subresfriador aproximadamente na mesma temperatura da água de refrigeração para todas as condições de fluxo de calor aplicado na bomba capilar.

É oportuno salientar neste ponto da análise que do fluxo de calor total aplicado à bomba capilar, uma parcela (evaporativa) é absorvida para evaporação do fluido e outra (condutiva) é transportada à secção de líquido por condução através da parede da bomba. A primeira parcela é, por conseguinte, a responsável em levar líquido subresfriado ao interior da bomba capilar, fornecendo assim uma contribuição convectiva ao resfriamento da secção de líquido da mesma. A segunda parcela prescreve calor na superfície da secção de líquido, provocando o aquecimento direto do líquido nesta região. Desta forma, é essencial entender que os efeitos de ambas as parcelas são contrários entre si. Nos gráficos é fácil perceber isso quando se imagina que a parcela evaporativa do fluxo de calor aplicado tenta empurrar o perfil de temperatura para a direita (isto é, mais para o interior da bomba), indicando o avanço da frente de líquido subresfriado que se dirige ao interior da bomba, ao passo que a parcela condutiva tenta se opor a este efeito.

Com o incremento dos níveis de potência aplicados, percebe-se que com o aumento do efeito convectivo de troca de calor na secção de líquido, a temperatura nesta região tende a permanecer, em quase toda sua extensão axial abaixo do valor de saturação. Observe-se que para posições axiais próximas ao extremo direito da secção de líquido, onde $x/L \approx 1.0$, o valor da temperatura será sempre superior à de saturação, uma vez que o escoamento nesta região apresenta valores quase nulos de vazão.

Observou-se que para potências acima de 200 W, os efeitos convectivos na troca térmica no interior da secção de líquido tornam-se dominantes. Isto nos induz a pensar, que a parcela evaporativa do fluxo de calor aumenta relativamente à parcela condutiva. Para melhor entendimento deste fenômeno, foi conveniente estudar as variações das grandezas vazão mássica m_t e calor cedido à secção de líquido por unidade de área q''_L , com o fluxo de calor aplicado à bomba capilar, q . Estas curvas estão plotadas nos gráficos das figuras 4.43 e 4.44 respectivamente.

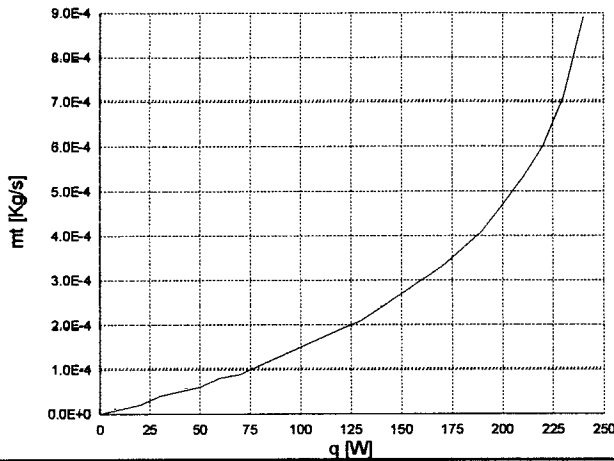


Fig. 4.43 - Vazão mássica m_t em função do fluxo de calor total aplicado na bomba capilar, q .

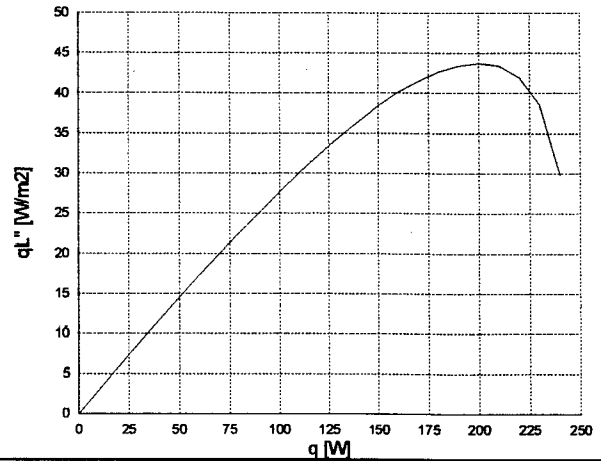


Fig. 4.44 - Fluxo de calor que foge à secção de líquido por unidade de área q_L em função do fluxo de calor total aplicado na bomba capilar, q .

A vazão mássica no CPL cresce inicialmente de maneira praticamente linear para valores de fluxo de calor inferiores a 125 W. A partir deste valor, com o aumento do fluxo de calor, observa-se um crescimento mais acentuado da vazão, tornando-se este bem mais intenso para valores de potência superiores a 200W. Como consequência, a parcela de calor cedida à secção de líquido, q_L , cresce inicialmente de forma linear, ratardando após 125W e atingindo um máximo para 175W. A partir deste ponto, esta parcela apresenta uma queda brusca, indicando que a maior parte do fluxo de calor aplicado na bomba capilar é absorvida pela evaporação do fluido.

O fato da parcela de calor condutiva atingir um valor máximo seguido de uma queda brusca induz a uma conclusão. Para baixos valores de potência, como a vazão no CPL também resulta baixa, pouco calor é absorvido por evaporação, uma vez que a quantidade de líquido que chega à superfície de evaporação é menor. A quantidade remanescente de calor, que é o próprio q_L , é maior. No entanto, na medida em que a potência aplicada à bomba aumenta, a vazão consequentemente aumentando, uma maior quantidade de líquido molha a superfície aquecida da secção de vapor melhorando a troca térmica por evaporação e, assim, menor será a parcela de calor condutiva que vaza à secção de líquido. Para uma melhor compreensão do exposto, considere o circuito térmico abaixo:

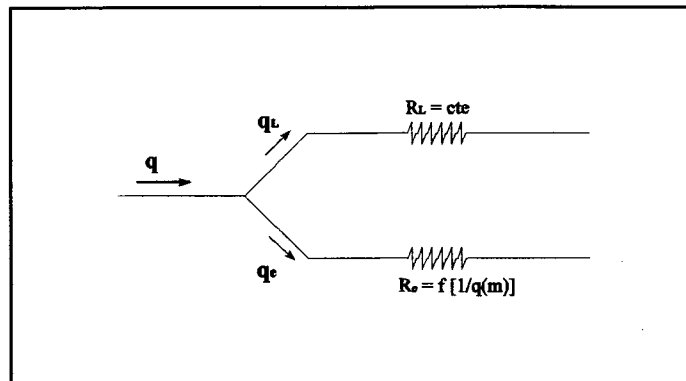


Fig. 4.45 - Circuito térmico representando a transferência de calor por condução e evaporação na bomba capilar.

onde q representa o fluxo calor total aplicado na placa de resfriamento sobre a bomba capilar, q_L é a parcela deste fluxo que foge via condução, pela parede da bomba, à secção de líquido e q_e a outra parcela referente ao calor absorvido pelo fluido durante sua evaporação na secção de vapor. As magnitudes R_L e R_e representam respectivamente as resistências térmicas associadas às transferências de calor condutiva e evaporativa respectivamente. Pois bem, R_L é um valor fixo sendo função da geometria e das propriedades termofísicas do material da bomba e R_e , por sua vez, é um valor inversamente dependente da vazão mássica no circuito. Sendo assim, a parcela do fluxo q_L será função essencialmente da distribuição de temperatura na parede da bomba e a parcela q_e da vazão mássica no sistema. Portanto, para baixos valores do fluxo de calor, como a vazão mássica é pequena, R_e grande, existirá sempre uma parcela q_L de calor proporcional ao fluxo de calor total aplicado. Por outro lado, na medida que o fluxo de calor aumenta, melhora a evaporação na bomba e R_e decai mais rapidamente e assim, a parcela q_e aumenta e conseqüentemente a parcela q_L diminui.

A geometria do sistema caracteriza necessariamente o valor do fluxo de calor para o qual q_L é máximo, já que a área transversal da secção de líquido determina a velocidade em que o líquido molha a superfície evaporativa da secção de vapor.

Os resultados teóricos obtidos indicam que o fenômeno de secagem numa bomba capilar ocorre no sentido inverso do escoamento, ou seja, do final da secção de líquido à entrada da mesma. Isso concorda com os resultados experimentais obtidos e expressos no gráfico da figura 4.37, onde os

termoelementos T9 e T12 indicam a temperatura do lado do final da secção de líquido.

No gráfico da figura 4.42, a intersecção entre os perfis e a linha em preto indica a posição axial na bomba, a partir da qual a temperatura do líquido na secção de líquido é superior à de saturação (T_v). A partir da análise desses gráficos conclui-se que quanto maior o valor do fluxo de calor aplicado na bomba capilar, menor é o trecho da secção de líquido onde o líquido pode evaporar. Desta forma, é mais provável que a bomba opere sob um equilíbrio das massas de vapor e líquido no interior daquela secção, o que pode não ocorrer para potências bastante baixas (limite inferior de potência), quando a massa de líquido passível de evaporar é bastante maior. Por outro lado, o nível da temperatura acima da de saturação para maiores potências é maior.

Esses fatores justificam o fato da bomba capilar poder operar normalmente a elevados valores de potência, apresentando no entanto um elevado nível de temperatura no lado do final da secção de líquido (vide gráfico da figura 4.37 para fluxo de calor de 200W).

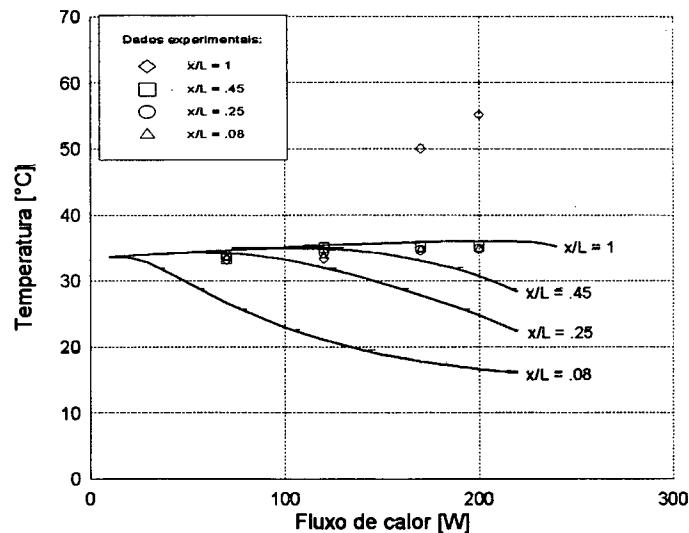


Fig. 4.46 - Comparação entre dados teóricos e experimentais para o perfil de temperatura na secção de líquido em algumas posições axiais da bomba como função do fluxo de calor aplicado.

Uma comparação entre o nível de superaquecimento observado experimentalmente e o previsto pelo presente modelo foi feita para diversas posições axiais na bomba em função do fluxo de calor aplicado. Os resultados experimentais referem-se às medidas obtidas dos termoelementos instalados axialmente na parede externa da bomba capilar do lado da secção de líquido (conforme ilustração da figura 4.36). Os resultados estão ilustrados na figura 4.46, onde o perfil analítico de temperatura foi tomado na parede da secção de líquido ($y/R=0$). Os dados experimentais apresentam uma concordância razoável para níveis baixos de potência, com exceção para o caso $x/L=0,08$, isto é logo após a entrada na bomba capilar. Para elevados valores de potência nota-se um aumento na discrepância entre dados teóricos e experimentais, quando os valores das temperaturas experimentais são bem maiores que os obtidos analiticamente. Os dados experimentais indicam que, ao longo da posição axial, a temperatura na parede da secção de líquido aproxima-se da temperatura do vapor, cerca de $33,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As seguintes explicações podem ser consideradas para compreensão do comportamento observado:

- Para valores baixos de potência, o que rege o comportamento térmico no interior da bomba é o fenômeno de condução na parede que é previsto pelo modelo teórico simplificado. Neste caso a temperatura na secção de líquido tende a se uniformizar em regime permanente ligeiramente acima da temperatura do vapor.
- Na entrada da bomba ($x/L=0,08$) a discordância entre os dados está associada a consideração da temperatura na entrada da bomba, no modelo teórico, como sendo a mesma da saída do subresfriador. Isto de fato não corresponde exatamente a realidade física do problema, pois alguma parte do calor aplicado na placa de resfriamento escoia à linha de líquido por condução, aquecendo-o antes que ele atinga a bomba capilar.
- Para valores elevados do fluxo de calor, o comportamento térmico no interior da bomba é regido pela convecção do líquido vindo da secção de condensação em direção a placa de resfriamento. Sendo assim, tanto a geometria da secção quanto o perfil de velocidade em seu interior são de fundamental importância na definição do perfil de temperatura próximo à parede. Margem à simplicidade do modelo, em considerando o problema bidimensional bem como a velocidade ao longo da secção transversal

como sendo constante ("slug flow"), a discrepância entre dados teóricos e experimentais torna-se ainda mais acentuada.

- Para a posição ao final da secção de líquido ($x/L=1$), o comportamento dos dados experimentais, em elevada discordância com o modelo teórico, deve-se ao problema hidrodinâmico associado à bomba capilar. No momento em que o fluxo aumenta, as ranhuras mais para o final da bomba, sendo as mais requisitadas, secarão primeiramente. Isto fará a temperatura na parede da bomba crescer bem acima do valor de saturação. Outra razão dentro deste mesmo contexto é o fato do escoamento no interior da secção de líquido assumir valores quase nulos de vazão. Isto é certamente a base para explicação do comportamento da temperatura na secção de líquido obtida experimentalmente. O modelo teórico considerou ainda a natureza desacelerada do escoamento, o que justificou o nível de temperatura ao final da bomba mostrar-se sempre superior à temperatura do vapor. Entretanto, ele não considerou o efeito hidrodinâmico nas ranhuras na medida em que o fluxo de calor aumenta.

4.5.5 Conclusão

O estudo do fenômeno de secagem na bomba capilar foi conduzido nesta secção. Uma completa discussão dos resultados experimentais foi feita. Ao final, um modelo físico simplificado para prever a formação de vapor no interior da secção de líquido foi desenvolvido. O perfil de temperatura na secção de líquido obtido experimentalmente foi então comparado ao modelo proposto. O modelo teórico aqui conduzido, de caráter qualitativo, é razoável para prever condições na qual pode haver formação de vapor no interior da bomba capilar, o que tem sido um grande problema na operação de circuitos capilares bifásicos.

Os resultados teóricos e experimentais obtidos indicam que bombas capilares com ranhuras circunferenciais podem sofrer o fenômeno de secagem em virtude do mecanismo de transferência de calor em seu interior, mesmo que ainda não tenha atingido o limite capilar de operação.

Observou-se que o funcionamento de tais bombas está sempre associado a existência de uma massa de

vapor na seção de líquido, a qual pode ou não estar em equilíbrio termodinâmico com a massa de líquido aí existente. Isto significa dizer que para cada instante de tempo t , a bomba capilar opera, sendo ela um sistema (massa interior constante), com as duas fases no interior da seção de líquido em equilíbrio. A depender da condição de fluxo, quando já não mais há possibilidade de ser mantido este equilíbrio, a bomba entra em colapso definitivo.

5

SUMÁRIO E CONCLUSÕES**5.1 Sumário e conclusões**

A investigação experimental de uma placa de resfriamento constituída de bombas capilares com ranhuras circunferenciais de secção triangular foi conduzida neste trabalho. O estudo individual de cada bomba capilar foi feito detalhadamente, a fim de se avaliar a eficiência deste novo modelo de bomba capilar como futuro elemento de refrigeração na área espacial.

A investigação da pressão de colapso foi conduzida inicialmente. A pressão de colapso é introduzida neste trabalho como sendo a máxima pressão que o vapor pode assumir no interior da secção de vapor, sem que ele percole nas ranhuras em direção à secção de líquido. Os resultados obtidos indicaram valores em torno de 500Pa para o freon 11 como fluido de trabalho. Este valor está associado à energia de retenção do líquido no capilar formado entre o perfil T interno e a parede interna da bomba capilar. A identificação da pressão de colapso para cada bomba capilar foi de fundamental importância para prever a penetração de vapor na secção de líquido durante a partida de operação, quando a pressão diferencial através do evaporador apresenta oscilações com magnitudes elevadas. Uma comparação dos resultados encontrados no teste de bolhas com os dados experimentais obtidos no CPL apontaram a passagem de vapor à secção de líquido para baixos e médios valores de potência. A existência dessas bolhas de vapor pôde ser observada através de janelas de observação instaladas estrategicamente na linha de líquido.

Numa etapa posterior foi conduzido o estudo sobre o limite capilar de operação. Este limite caracteriza-se pelo máximo valor do fluxo de calor que pode se aplicar na placa de resfriamento, sem que as bombas capilares sofram secagem. As bombas capilares de ranhuras circunferenciais apresentam elevado valor da pressão capilar máxima. Isto é uma consequência da sua própria geometria (ranhuras de secção triangular), que permite a formação de meniscos de dimensões bastante pequenas no interior

das ranhuras. Entretanto, a perda de carga devido ao escoamento no interior das ranhuras cresce exponencialmente com o aumento do fluxo de calor, fazendo com que a curva característica da bomba seja bastante íngreme. Sendo assim, o limite de operação da bomba capilar torna-se inferior quando comparado a outros modelos de bombas. Comparado ao modelo de bomba trapezoidal, observa-se que existe um ângulo ótimo de abertura da ranhura para o qual a pressão de bombeamento disponível conduz a maiores valores para o limite capilar.

No estudo da estabilidade de operação do CPL foi investigada a operação no modo estacionário do circuito bem como o controle da temperatura exercido pelo reservatório, caracterizando o CPL como um sistema de condutância variável. Os resultados obtidos apontaram a boa estabilidade de operação da placa de resfriamento para valores de fluxo mais baixos e/ou elevados. Instabilidades caracterizadas pela oscilação de temperatura na linha de líquido foram observadas para certo intervalo de potência. Um modelo teórico simplificado, desenvolvido para estudar esse comportamento em bombas capilares americanas, foi utilizado para prever essas oscilações e os resultados apresentaram boa concordância com os dados experimentais. O grau de superaquecimento observado na placa caracteriza o regime de ebulição natural no interior das ranhuras. Coeficientes de transferência de calor da ordem de $1,5 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ foram encontrados, operando-se com freon como fluido de trabalho a uma temperatura de $33,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Uma investigação exploratória da dinâmica de operação do CPL durante a partida e no momento de secagem das bombas foi conduzida. A partida de operação demonstrou estar caracterizada por uma sequência de eventos bem definidos. O superaquecimento quase linear da placa de resfriamento leva a aceitar a hipótese da existência de uma camada de vapor isolando total ou parcialmente a parede da bomba capilar do líquido em seu interior. O comportamento hidrodinâmico durante a partida parece estar associado à desintegração dessa camada que, misturando-se de forma turbulenta com o líquido, provoca sua evaporação instantânea com conseqüente produção de um grande volume de vapor. O fenômeno de secagem na bomba capilar, até então associado apenas ao limite capilar de operação, mostrou estar também relacionado com o mecanismo de transferência de calor ocorrendo no interior da bomba. O calor conduzido à secção de líquido da bomba capilar provoca o seu aquecimento que, a depender das condições de operação, pode causar a secagem precoce das bombas. Um modelo

teórico foi desenvolvido neste trabalho para avaliar este comportamento e ambos os resultados, teóricos e experimentais, confirmam o mecanismo de transferência de calor no interior da bomba como uma causa inicial à ocorrência de secagem no interior da secção de líquido de bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

5.2 Recomendações para trabalhos futuros

A complexidade dos fenômenos associados à transferência de calor com mudança de fase torna os circuitos bifásicos de transporte de calor interessante área de pesquisa. Como sugestão a trabalhos futuros, no contexto de placas de resfriamento com bombas de ranhuras circunferenciais, ficam apontados os seguintes temas:

- *Desenvolvimento de um modelo para estabelecer teoricamente o perfil transiente da temperatura local na superfície da placa de resfriamento durante a partida de operação a 1-g:* Este estudo torna-se ainda mais interessante se considerado o contexto de ebulição em superfícies ranhuradas. A identificação do mecanismo de transferência de calor na placa de resfriamento ainda é um tema pouco trabalhado em todo o mundo. O elevado superaquecimento e o brusco resfriamento da placa durante a partida de operação pode ser danoso aos equipamentos/instrumentos eletro-eletrônicos a serem refrigerados.

- *Análise das oscilações da pressão diferencial durante operação estacionária:* As oscilações da pressão diferencial através do evaporador apresentaram magnitudes da ordem de até 30% do valor da pressão total no circuito. Estas oscilações podem causar a penetração de vapor para o lado do líquido, caso elas ultrapassem o valor da pressão de colapso. Este tema tem sido recentemente um desafio aos pesquisadores na área. Alguns atribuem sua causa ao processo de molhamento intermitente da estrutura porosa pelo líquido. Outros acusam a distribuição do escoamento nas diferentes pernas do condensador. No entanto nenhuma explicação conclusiva em torno deste fenômeno foi ainda encontrada.

- *Desenvolvimento de um modelo para simulação térmica do CPL:* Um modelo numérico envolvendo

as iterações entre os diversos componentes do circuito seria de grande valia para facilitar a identificação de problemas. Aqui poderiam ser consideradas todas as condições de contorno existentes sem ganho de excessiva complicação na solução, comparado à solução analítica. A Europa e os EUA possuem softwares para o controle térmico de satélites que têm sido utilizados para simular operação de circuitos bifásicos. Além do mais, o conhecimento prévio das iterações acima mencionadas facilita em muito as tomadas de decisões no projeto de um sistema de refrigeração bifásico para tecnologia de satélites.

6

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] E. Bazzo, M. Groll, O. Brost and S. Colle: "*Circumferentially Grooved Heat Pipes Applied to a Capillary Pumped Two-Phase Loop*", 24th Intersociety Conference on Environmental Systems and 5th Symposium on Space Environmental Control Systems, June 20-23, 1994, Friedrichshafen, Germany. SAE Paper no. 941404.
- [2] F. J. Stenger: "*Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary Pumped Heat Transfer Loops*", NASA TM X-1310, November 1966, USA.
- [3] D. R. Chalmers, J. Pustay, C. Moy, E. J. Krociczek: "*Application of Capillary Pumped Loop Heat Transport systems to large Spacecraft*". AIAA/ASME 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 2-4, 1986, Boston, Massachusetts, AIAA-86-1295, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1633 Broadway, New York, Ny, 10019, USA.
- [4] J. Ku et al: "*Capillary Pumped Loop GAS and Hitchhiker Flight Experiments*", AIAA-86-1249.
- [5] W. Supper: "*Development Status of Two-Phase Heat Transport Technology in Europe*", 1th ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, April 26-28, 1993, Noordwijk, The Netherlands.
- [6] H. Kreeb, R. Siepmann and W. Supper: "*Two-Phase Loop Heat Transport Systems*", 19th Intersociety Conference on Environmental Systems, July 24-26, 1989, San Diego, California, USA. SAE Paper no. 891465.
- [7] A. A. M. Delil et al: "*In Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology: TPX/G557 Development & Pre-Launch Testing*", 23rd Intersociety Conference on Environmental Systems, 1993, Colorado Springs, CO, USA. SAE Paper no. 932301.
- [8] A. A. M. Delil et al: "*In Orbit Demonstration of two-phase Heat Transport Technology: TPX/G557 Flight Results*". 24th Intersociety Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, June 20-23, 1994, Friedrichshafen, Germany. SAE Paper no. 941404.
- [9] Y. F. Maidanik et al: "*Development, Analytical and Experimental Investigation of Loop Heat Pipe*", 7th International Heat Pipe Conference, 1990, D21P, Minsk, USSR.

-
- [10] K.A. Gontcharov et al: "*Thermoregulation of Loops with Capillary Pumping for Space Use*", 22th Intersociety Conference on Environmental Systems, 1992 Seattle, WA, USA.
- [11] Y. F. Maidanik et al: "*Development and Investigation of compact High Pressure Capillary Pumped Loops for the Systems of Thermal Regulation of Spacecraft*", 4th European Symposium on Space Environmental Control Systems, 1991, Florence, Italy.
- [12] M. Furukawa: "*An Overview of the Development Status of the Two-Phase Heat Transport Technology in Japan*", 1th ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, April 26-28, 1993, Noordwijk, The Netherlands.
- [13] J. Ku: "*Overview of Capillary Pumped Loops Technology*", 29th National Heat Transfer Conference, August 8-11, 1993, Atlanta, Georgia, USA. HTD-Vol 236.
- [14] F. Edelstein, R. Brown and K. Koubek: "*Design and Test of a Two-Phase Monogrooved Cold Plate*", AIAA 20th Thermophysics Conference, June 19-21, 1985, Williamsburg, Virginia, USA. AIAA-85-0918, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1633 Broadway, New York, NY, 10019, USA.
- [15] M. G. Grote and J. D. Swanson: "*Design and Test of a Pumped Two-Phase Mounting Plate*", AIAA 20th Thermophysics Conference, June 19-21, 1985, Williamsburg, Virginia, USA. AIAA-85-0918, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1633 Broadway, New York, NY, 10019, USA.
- [16] M. G. Grote, J. A. Stark and E. C. Tefft: "*Enhanced Evaporative Surface for Two-Phase Mounting Plates*", 16th Intersociety Conference on Environmental Systems, July, 1986, USA. SAE Paper no. 860979.
- [17] M. Furukawa et al: "*Development of Two-Phase Fluid Loop Systems for Future Space Platforms*", 19th Intersociety Conference on Environmental Systems, July 24-26, 1989, San Diego, California, USA.
- [18] R. Müller: "*Leistungsvorhersage und Dimensionierung des MBB/ERNO zweiphasen-Kühlkreislaufs*". Interner Bericht 15.10.1987, MBB/ERNO, Bremen, Germany.
- [19] R. Müller: "*Zweiphasenkühlplatte - Testbericht*". Interner Bericht 04.08.1988, MBB/ERNO, Bremen, Germany.
- [20] R. Schlitt: "*Performance Characteristics of Recently Developed High Performance Heat Pipes*". Proceedings 8th International Heat Pipe Conference, Beijing, September 1992
- [21] E. Bazzo, M. Groll and O. Brost: "*Hydrodynamic Analysis and Capillary Limitation of Circumferentially Grooved Heat Pipe Evaporators*", 4th International Heat Pipe Symposium, May, 1994, Tsukuba, Japan.

-
- [22] J. Ku and E.J.Kroliczec: "*A Prototype Heat Pipe Heat Exchanger for the Capillary Pumped Loop Flight Experiment*", AIAA Paper no. 92-2910, 1992.
- [23] J. Ku and L. Ottenstein: "*A Bi-directional Two-Phase/Two-Phase Heat Exchanger*", AIAA Paper no. 93-2852, 1993.
- [24] J. P. Holman : "*Experimental Methods for Engineers*", 5th edition, McGraw-Hill Book Company.
- [25] Schneider et al: "*Técnicas de Pesquisa Experimental*", Apostila de curso, DEM-UFSC, 1991, Florianópolis, SC, Brasil.
- [26] B. Cullimore: "*Startup Transients in Capillary Pumped Loops*", AIAA Paper no. 91-1374, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1633, Broadway, New York, NY 10019, USA.
- [27] M. E. McCabe and T. D. Swanson: "Performance Testing of a Two-Phase Interface Heat Exchanger", SAE Paper no. 89-1462, 1989.
- [28] S. M. You et al: "*Experimental Investigation of Nucleate Boiling Incipience with a Highly-wetting Dielectric Fluid (R-113)*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 33, papaer no. 105-117, 1990.
- [29] D. Antoniuk and J. Phoner: "Deleterious Effects of Non-Condensibile Gas During Capillary Pumped Loop Startup", SAE Paper no. 941408, 1994.
- [30] J. G. Collier and J. R. Thome: "*Convective Boiling and Condensation*", 3rd ed., Oxford University Press, 1994, pp. 131-219.
- [31] E. Hahne and U. Grigull: "*Heat Transfer in Boiling*", 1th ed., Hemisphere Publishing Corporation, 1977, pp. 1-20 and 77-83.
- [32] J. A. Boure et al: "Review of Two-Phase Flow Instability", Nuclear Engineering and Design, vol. 25, 1973, pp. 165-192.
- [33] A. M. Kiper, T.D. Swanson and R. Mcintosh: "*Exploratory Study of Temperature Oscillations Related to Transient Operation of a Capillary Pumped Loop Heat Pipe*", Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference, HTD-96, Vol.1, July 24-27, 1988, Houston, Texas.
- [34] J. Ku et al: "*Functional and Performance Tests of Two Capillary Pumped Loop Engineering Models*", AIAA Paper no. 86-1248, 1986.
- [35] VDI-Wärmeatlas: "*Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*", Verein Deutscher Ingenieure, sechste erweiterte Auflage, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991.

- [36] R. S. Batti, S. Van Oost, W. Supper and H. Wulz: *"Two-Phase Capillary Pumped Loop: A potential Heat Transport System"*, SAE Paper No. 89-1466, 1989.
- [37] D. R. Chalmers, E. J. Kroliczek and J. Ku: *"Design of an Advanced Two-Phase Capillary Cold Plate"*, 16th Intersociety Conference on Environmental Systems, 1986, San Diego, California.
- [38] J. F. Heemskerk: *"Control Aspects of Two-Phase Systems"*, 1st ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, April, 1993, Noordwijk, The Netherlands.
- [39] Y. Ishii et al: *"Development os Two-Phase Fluid Loop Systems for Future Space Platforms"*, SAE Paper no. 89-1470, 1989.
- [40] E. J. Kroliczek, J. Ku and S. Ollendorf: *"Design, Development and Test of a Capillary Pump Loop Heat Pipe"*, AIAA Paper no. 84-1720, 1984.
- [41] E. J. Kroliczek and P. J. Brennan: *"Heat Pipe Technology for Current Spacecraft and High Power Thermal Management"*, SAE Paper no. 85-1353, 1985.
- [42] J. Ku et al: *"Analytical Modeling of the Capillary Pumped Loop"*, 6th International Heat Pipe Conference, 1987, Grenoble, France.
- [43] J. Phoner and D. Antoniuk: *"Recent Enhancements to the Capillary Pumped Loop Systems"*, AIAA Paper no. 91-1375, 1991.
- [44] H. G. Wulz and F. Mestemacher: *"The Principles of Capillary Pumping"*, 1st ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, April, 1993, Noordwijk, The Netherlands.

APÊNDICES

- Apêndice A:** *Avaliação da curva da perda de carga no CPL*
- Apêndice B:** *Equipamentos e instrumentos da bancada experimental*
- Apêndice C:** *Fluido de trabalho do CPL*
- Apêndice D:** *Análise de incerteza no cálculo do semiângulo de abertura, β , do raio efetivo de capilaridade, r_c , e da pressão capilar máxima de bombeamento, Δp_{cm}*
- Apêndice E:** *Avaliação do limite capilar das bombas KP1, KP3 e KP4*
- Apêndice F:** *Perfil estacionário da temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar - Solução analítica*

APÊNDICE A

Avaliação da curva da perda de carga no CPL

A.1 Introdução

Este apêndice trata da avaliação da perda de carga total no CPL experimental deste trabalho. A perda de carga total no circuito é considerada como sendo a perda de carga devido ao escoamento nos seus diversos componentes. Ela pode portanto ser expressa como função da vazão mássica no circuito segundo a expressão:

$$\sum \Delta p_{circ} = \Delta p_{ev} + \Delta p_v + \Delta p_{cd} + \Delta p_l \quad (\text{A.1})$$

onde:

- $\sum \Delta p_{circ}$ = Perda de carga total no circuito
- Δp_{ev} = Perda de carga no evaporador (ou placa de resfriamento)
- Δp_v = Perda de carga na linha de vapor
- Δp_{cd} = Perda de carga no condensador
- Δp_l = Perda de carga na linha de líquido

A perda de carga no evaporador compõe-se da perda de carga na secção de líquido, nas ranhuras e na secção de vapor da bomba capilar. Na abordagem feita neste apêndice, a perda de carga nas ranhuras da bomba capilar não é considerada na avaliação da curva da perda de carga total no circuito, pois isto já é feito no levantamento da curva característica das bombas capilares (apêndice E).

Nas subsecções seguintes é descrita a forma como foi avaliada as diferentes parcelas, mencionadas acima, da perda de carga total no circuito e, ao final, é apresentada a curva da perda de carga no CPL.

A.2 Perda de carga no evaporador, Δp_{ev}

A perda de carga no evaporador é dada pela seguinte expressão:

$$\Delta p_{ev} = \Delta p_{sl} + \Delta p_{sv} + \Delta p_{ranhuras} \quad (\text{A.2})$$

onde Δp_{sl} é a perda de carga na secção de líquido, Δp_{sv} é a perda de carga na secção de vapor e $\Delta p_{ranhuras}$ é a perda de carga nas ranhuras, a qual não é computada neste apêndice. Para o cálculo da perda de carga na secção de líquido e vapor considerou-se o problema do escoamento desenvolvido no interior de um duto (Hagen Poiseuille). No entanto, levou-se em conta a variação da vazão mássica ao longo dessas secções (vide apêndice F), o que provoca um movimento retardado na secção de líquido e acelerado na secção de vapor.

No interior da secção de líquido o escoamento é laminar para todas as condições de fluxo de calor. Portanto, diante das considerações anteriores, foi avaliada uma expressão para o cálculo da perda de carga na secção de líquido:

$$\Delta p_{sl} = \frac{-16 \cdot \mu_l \cdot q \cdot L}{36 \cdot \rho_l \cdot A_{sl} \cdot dh_{sl}^2 \cdot h_{lv}} \quad (\text{A.3})$$

na qual μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido, q é o fluxo de calor absorvido pela bomba capilar, L é o comprimento total da bomba capilar, ρ_l é a densidade do líquido, A_{sl} é a área transversal da secção de líquido, dh_{sl} é o diâmetro hidráulico da secção de líquido e, finalmente, h_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido.

Para o cálculo da perda de carga na secção de vapor, considerou-se o fato de que, para maiores valores do fluxo de calor, o escoamento torna-se turbulento ainda no interior desta secção. Isto é, a velocidade do vapor, uma vez que o movimento é acelerado, alcança um valor que leva a um número de Reynolds

maior que 2300. Diante dessas considerações, um cálculo simplificado nos leva a seguinte expressão para o cômputo aproximado da perda de carga na secção de vapor:

$$\Delta P_{sv} = \frac{-q \cdot \mu_v}{36 \cdot \rho_v \cdot A_{sv} \cdot dh_{sv}^2 \cdot h_{lv}} \left\{ \frac{16 \cdot x_1^2}{L} + 0.0575 \cdot \left[\frac{dh_v}{\mu_v \cdot A_{sv}} \right]^{3/4} \cdot \left[\frac{q}{36 \cdot h_{lv}} \right]^{3/4} \cdot \left[L - \left(\frac{x_1^{11}}{L^7} \right)^{1/4} \right] \right\} \quad (\text{A.4})$$

onde q é o fluxo de calor absorvido pela bomba capilar, μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor, ρ_v é a densidade do vapor, A_{sv} é a área transversal da secção de vapor, dh_{sv} é o diâmetro hidráulico da secção de vapor, h_{lv} é o calor latente de vaporização, L é o comprimento total da bomba capilar e x_1 representa a posição axial na bomba (tomando a origem na entrada da mesma), a partir da qual o escoamento torna-se turbulento.

A.3 Perda de carga nas secções de líquido e vapor, Δp_l e Δp_v

A perda de carga nas linhas de líquido e vapor considera não só a perda de carga devido ao escoamento no interior dos tubos como também através das conexões e acessórios da tubulação. Para isto, adotou-se o conceito de *comprimento equivalente de tubo reto*, L_e .

Desta maneira, a perda de carga nas linhas de líquido, onde o escoamento é sempre laminar, e vapor, onde o escoamento pode ser laminar ou turbulento, é dada pela expressão:

$$\Delta p_{l(v)} = f \frac{4 \cdot L_e}{d_{l(v)}} \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot U^2 \right) \quad (\text{A.5})$$

onde U é a velocidade média na secção do escoamento; $L_e/d_{l(v)}$ é o comprimento equivalente na linha de líquido ou vapor, no caso de tratar-se de acessório ou conexão, ou a relação comprimento/diâmetro do tubo em se tratando de tubo e, finalmente, f é o fator de fricção, que pode assumir os seguintes

valores em vista do tipo de escoamento:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{para escoamento laminar (Re} \leq 2300)$$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \text{para escoamento turbulento (correlação de Blasius, } 2300 < Re < 10^5)$$

A.4 Perda de carga no condensador, Δp_{cd}

A avaliação da perda de carga no interior do condensador considera o processo de mudança de fase em seu interior. Como a perda de carga no condensador foi um dos fatores limitantes em seu projeto, visto que a perda de carga no CPL deve ser minimizada na medida do possível, o seu cômputo foi efetuado no próprio programa elaborado para este projeto. Este programa é apresentado no apêndice B e utiliza o procedimento para o cálculo da perda de carga em condensadores proposto pelo atlas alemão de transferência de calor, o Wärmetlas [36]. Como pode ser visto no esquema deste programa, uma sequência de cálculo foi feita especialmente para se determinar a perda de carga no condensador para várias condições de fluxo de calor.

A.5 Curva da perda de carga total no circuito

A curva da perda de carga total no CPL está ilustrada na figura A.1. Como se pode ver, os valores da perda de carga no circuito são bastante baixos mesmo para elevados valores do fluxo de calor. Isto é característico de sistemas de tubulação que empregam tubos de parede lisa e, sobretudo, confirma a capacidade do CPL em transportar calor por longas distâncias.

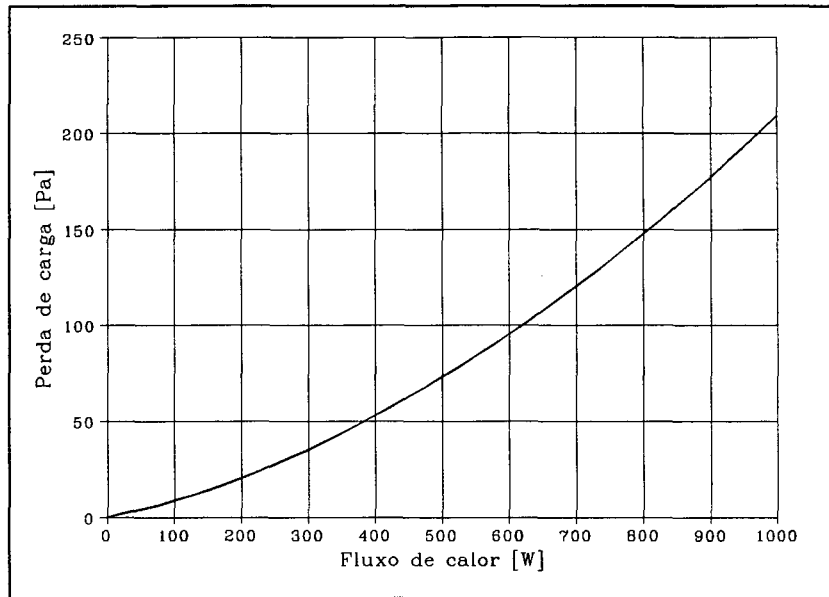


Fig. A.1 - Curva da perda de carga total no CPL.

APÊNDICE B

Descrição da bancada experimental

B.1 Introdução

O CPL experimental projetado, construído e montado para desenvolvimento deste trabalho de tese encontra-se ilustrado na figura B.1. Todas as etapas do seu empreendimento foram administradas e executadas pelo autor deste trabalho e mais técnicos especializados do IKE-Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart. Os recursos financeiros provieram de instituições alemãs de fomento à pesquisa, como o KFA-Forschungszentrum Jülich (financiamento para compra de equipamentos e instrumentos) e o DAAD-Deutscher Akademischer Austauschdienst (manutenção da bolsa de doutorado); da empresa alemã MBB/ERNO Raumfahrttechnik GmbH (financiamento de material de consumo); do próprio IKE (pagamento do corpo técnico) e, finalmente do CNPq-Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (complementação de bolsa de doutorado modalidade "sandwich").

B.2 Descrição dos componentes do CPL experimental

Segundo identificação numérica da ilustração B.1, seguem listados todos os componentes da bancada experimental e sua descrição.

1. **Evaporador** (ou *placa de resfriamento*): Composto de quatro bombas capilares sobre as quais vão montados blocos de alumínio de dimensões 500 x 40 x 40 mm (vide figura B.2). Esses blocos servem de aquecedores e possuem uma resistência elétrica passante do tipo cartucho ($30.25\Omega \times 220V$). O isolamento da placa de resfriamento foi feito com placas de isolante "armaflex" fabricadas pela Armstrong, modelo M99 (espessura = 19mm) e fibra cerâmica espessura 58 mm (fabricado pela Rath, modelo KM 1260).

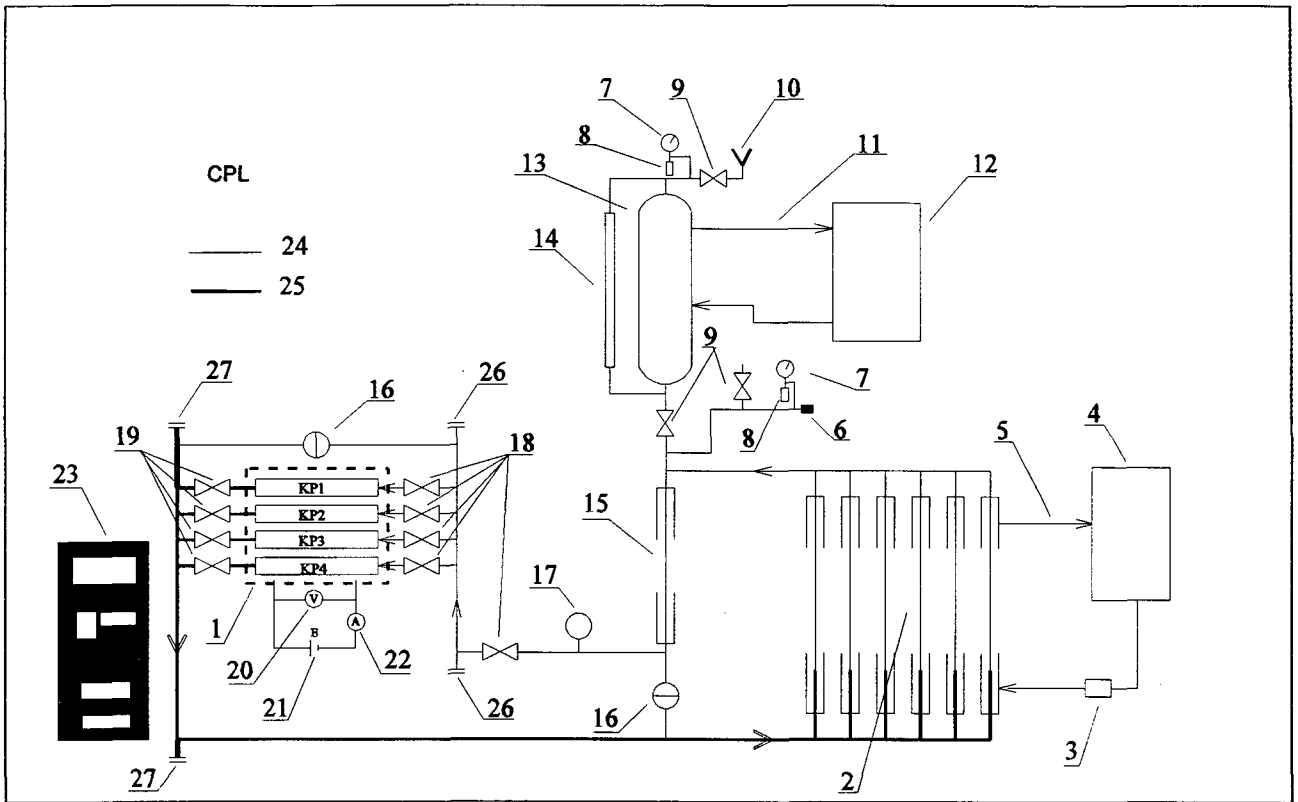


Fig. B.1 - Representação esquemática do CPL experimental.

- 2 . **Condensador:** Do tipo duplo-tubo, construído com tubos de aço inoxidável AISI 316L e conexões também de aço inoxidável da empresa "Swagelok". Ele possui suas pernas dispostas em paralelo, de forma que em todo o trecho o escoamento do fluido de trabalho do CPL e da água de refrigeração se dá de forma contracorrente. O projeto completo do condensador encontra-se na secção B.4 deste apêndice. O isolamento foi feito com placas de isolante "armaflex" fabricadas pela Armstrong, modelo M99 (espessura = 19mm).
- 3 . **Medidor de vazão:** Fabricado pela Kobold, modelo nr. RCM-1118W. Instalado no circuito para medição da vazão da água de refrigeração do condensador. Capacidade de 3 a 25litros/min sob pressões de até 20 bar.
- 4 . **Criostato 1:** Fabricado pela LAUDA, modelo RUK 40 SW, com capacidade máxima de 5 kW. Este criostato foi utilizado para refrigeração da água do condensador.

5. **Mangueiras:** Utilizadas para a circulação da água de refrigeração do condensador. Diâmetro de 3/4". Seu isolamento foi feito com tubos isolantes "armaflex" fabricados pela Armstrong, modelo M15 (espessura = 19mm).
6. **Flange tipo KF:** Fabricado pela Novotek, modelo Kurz NW10 Nr.1521. Instalado na linha de líquido para fins de evacuação do circuito.
7. **Manômetro:** Fabricado pela Mader, modelo Rhorfeder GK 1,6 0-6 bar G 1/4 U. Instalado no circuito para controle da pressão efetiva.
8. **Válvula de segurança:** Fabricado pela Swagelok, modelo 55 RL3 54 em aço inoxidável. Faixa de operação: 0 - 15 bar.
9. **Válvula de agulha:** Fabricado pela Hoke, em aço inoxidável, diâmetro de 8 mm.
10. **Funil de alimentação:** Feito em aço inoxidável, diâmetro de 8 mm. Instalado no CPL na tubulação de vapor do reservatório para fins de carregamento do CPL.
11. **Mangueiras:** Utilizadas para a circulação da água de controle da temperatura do reservatório. Diâmetro de 1/2". Seu isolamento foi feito com tubos isolantes "armaflex" fabricados pela Armstrong, modelo M12 (espessura = 19mm).
12. **Criostato 2:** Fabricado pela LAUDA, modelo RUK 40 SW, com capacidade máxima de 5 kW. Este criostato foi utilizado para o controle de temperatura do reservatório.
13. **Reservatório:** Fabricado no IKE em aço inoxidável. Ele é na verdade um vaso de pressão com dimensões $\phi 160\text{mm} \times 540\text{mm}$ e capacidade de armazenamento de até 12 litros. Em sua volta foi instalada uma serpentina de cobre para circulação da água proveniente do criostato. Ele foi isolado com placas isolantes "armaflex" fabricado pela Armstrong, modelo M99 (espessura 19 mm). A sua instalação foi feita por meio de braçadeiras que o fixam no painel do CPL.

14. **Tubo de vidro:** Estrategicamente instalado ao reservatório para observação visual do deslocamento de líquido para dentro e fora do reservatório. Ele fora de grande valia nas investigações da partida de operação e da condutância variável no CPL .
15. **Subresfriador:** Do tipo duplo-tubo, possuindo uma única perna análoga às do condensador só que um pouco mais curta. Sua instalação no circuito visa garantir o subresfriamento necessário ao fluido de trabalho, a fim de evitar que haja formação de bolhas de vapor antes do evaporador. O isolamento foi feito conjuntamente com o condensador.
16. **Sensor de pressão diferencial:** Fabricado pela empresa Keller, modelo PD-11-0,1, com faixa de operação entre 0 e 100 mbar e precisão de medição de $\pm 0.1\%$.
17. **Sensor de pressão absoluta:** Fabricado pela empresa Keller, modelo PAA-11-20, com faixa de operação até 20 bar e precisão de medição de $\pm 0.1\%$.
18. **Válvula de esfera 1:** Fabricada pela Lutz+Grundlach GmbH, modelo PN25/55-1, com diâmetro de 10 mm. Essas válvulas foram instaladas na linha de líquido e na entrada de cada bomba capilar para permitir a investigação das bombas operando isoladamente na placa de resfriamento. Ela foi pensada ainda para permitir testes de outros tipos de bombas capilares no circuito.
19. **Válvula de esfera 2:** Fabricada pela Lutz+Grundlach GmbH, modelo PN25/55-2, com diâmetro de 20 mm. Essas válvulas foram instaladas saída de cada bomba capilar para permitir a investigação das bombas operando isoladamente na placa de resfriamento e para testes de outros tipos de bombas capilares no circuito.
20. **Voltímetro:** Fabricado pela Kontron Elektronik, modelo DMM 3020 Digital com precisão de medição de $\pm 1\%$. Instalados em cada bloco de alumínio por bomba capilar para medição da tensão nos terminais da resistência elétrica dos blocos.

21. **Fontes de tensão:** Fabricadas pela Heinziger Electronic, modelo PTN 125-10, capacidade máxima de 1000 W. Foi utilizada uma fonte de tensão por bomba capilar para o fornecimento de ddp às resistências elétricas dos blocos aquecedores de alumínio.
22. **Amperímetro:** Fabricado pela Kontron Elektronik, modelo DMM 3020 Digital com precisão de medição de $\pm 1\%$. Instalados em cada bloco de alumínio por bomba capilar para medição da tensão nos terminais da resistência elétrica dos blocos.
23. **Módulo de aquisição de dados:** Consiste em um sistema de aquisição de dados fabricado pela I. Instrumentation, modelo PCI-20009C, com capacidade para 35 canais; um computador PACOMP 386, 66 Mhz com monitor super VGA e um software de aquisição de dados feito no IKE, programado para armazenar 27 leituras de temperatura, uma leitura de pressão diferencial, uma leitura de pressão absoluta e uma leitura de vazão da água de refrigeração do condensador.
24. **Linha de líquido:** Tubo em aço inoxidável fabricado pela Lutz+Grundlach, especificação SS ϕ 10x1,0mm. Destinado ao transporte de líquido do condensador de volta à placa de resfriamento. Seu isolamento foi feito com isolante armaflex fabricado pela Armstrong, modelo M10 (espessura 19mm).
25. **Linha de vapor:** Tubo em aço inoxidável fabricado pela Lutz+Grundlach, especificação SS ϕ 20x1,0mm. Destinado ao transporte de vapor do evaporador ao condensador. Seu isolamento foi feito com isolante "armaflex" fabricado pela Armstrong, modelo M20 (espessura 19mm).
26. **Janela de observação 1:** Fabricada pela PINK Vakuumtechnik. Instalada na linha de líquido na entrada das bombas capilares para observação do estado do líquido nesta região.
27. **Janela de observação 2:** Fabricada pela PINK Vakuumtechnik. Instalada na linha de vapor na saída das bombas capilares para observação do estado do vapor nesta região.

- **Termopares:** Fabricados pela Rössel Messtechnik, modelos GG-220-2K-0,2M em NiCr-Ni. Instalados em número de 25 ao longo do circuito, na placa de resfriamento e no reservatório para levantamento do perfil de temperatura no CPL. Eles foram instalados na superfície dos tubos por meio de braçadeiras com interposição de teflon e fita adesiva de alumínio mais pasta térmica. A instalação no reservatório foi feita apenas com o uso de pasta térmica e fita adesiva de alumínio. Detalhes da instalação dos termopares na placa de resfriamento encontram-se ilustrados na figura B.2.
- **Termoelementos com manta:** Fabricados pela Rössel Messtechnik, modelos AL-KB-1,5-250-2 em NiCr-Ni (0.25m). Em número de 2, eles foram instalados no condensador do lado da água de refrigeração para medir sua temperatura na entrada e saída da zona de condensação (resfriador e subresfriador), a fim de avaliar-se o fluxo de calor rejeitado no CPL. As mantas dos termoelementos foram inseridos no interior do tubo de água (feito em cobre) e os bornes foram posicionados no sentido contrário ao escoamento.

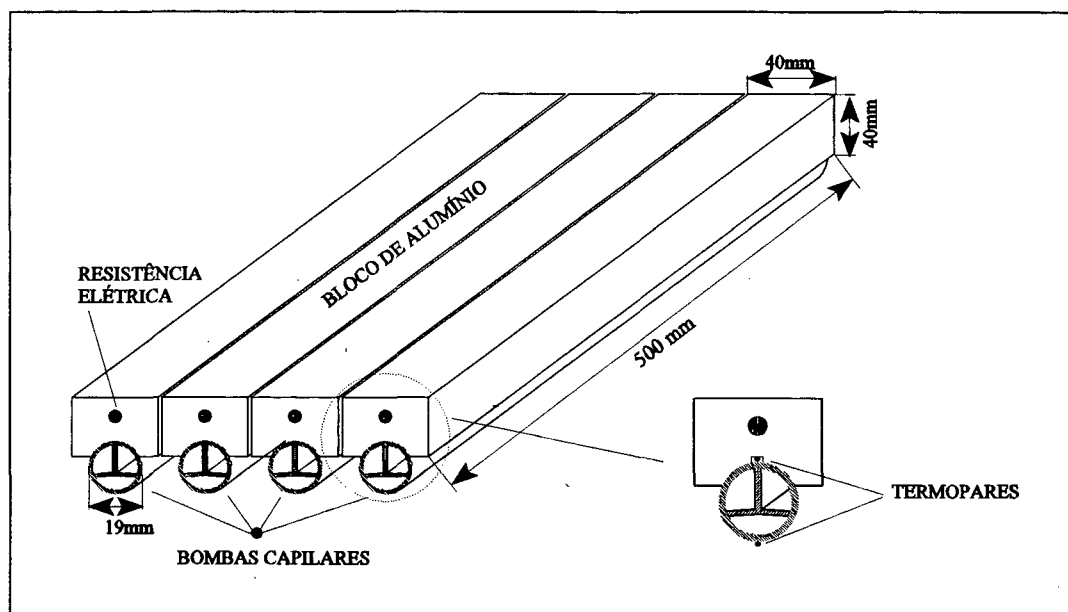


Fig. B.2 - Aspectos construtivos da placa de resfriamento e detalhes da instalação dos termopares.

Conforme ilustra a figura, os termopares na placa de resfriamento foram instalados no duto formado pelo canal do bloco aquecedor de alumínio, para medição da temperatura na secção de vapor, e na

superfície do semicilindro inferior da bomba capilar, para medição da temperatura na secção de líquido. No lado da secção de vapor foram instalados 4 termopares ao longo do duto acima mencionado. A inserção destes termopares foi feita com tiras de teflon confeccionadas de tal forma a conferir também uma boa fixação dos bornes do termopar nas diferentes posições axiais. Na verdade duas tiras foram inseridas de cada lado da bomba capilar para evitar formação de folgas entre o bloco aquecedor e a bomba capilar. O interior do duto foi preenchido com pasta térmica para melhorar a condução de calor naquela região.

No lado da secção de líquido foram instalados quatro termopares separados ao longo do eixo axial da bomba capilar. Sua fixação foi feita com ajuda dos próprios suportes de fixação da bomba capilar ao bloco de alumínio.

B.3 Planilha de custos dos componentes do CPL experimental

A tabela B.1 a seguir fornece uma lista com os principais componentes do circuito experimental, os custos para a sua aquisição e a instituição financiadora.

DESCRIÇÃO	UN	CUSTOS (DM)	INSTITUIÇÃO FINANCIADORA
PLACA DE RESFRIAMENTO	04	--	MBB/ERNO
FONTES DE TENSÃO	04	20 000,00	KFA
MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE DADOS	01	17 000,00	KFA
MEDIDOR DE VAZÃO P/ ÁGUA	01	2 000,00	KFA
SENSOR DE PRESSÃO TOTAL	01	500,00	KFA
SENSOR DE PRESSÃO DIFERENCIAL	02	1 800,00	KFA
CRIOSTATO	02	55 000,00	KFA
MANÔMETROS	02	250,00	KFA
CONDENSADOR	01	3 000,00	MBB/ERNO
RESERVATÓRIO	01	--	IKE
MATERIAL DE CONSUMO	--	6 000,00	MBB/ERNO & IKE
TOTAL	--	105 550,00	--

Tabela B.1 - Relação de equipamentos e instrumentos do CPL experimental.

Ao final do programa de doutoramento "sandwich" no lado da Alemanha, foi possível trazer-se a bancada experimental completa, como doação do governo alemão, ao laboratório LABSOLAR/NCTS da UFSC. O CPL está atualmente sendo modificado para atender às necessidades de novas pesquisas na área.

B.4 Projeto do condensador do CPL

a) Generalidades

O material selecionado para fabricação do condensador do CPL foi o aço inoxidável para os tubos, tanto do lado da água de refrigeração quanto do lado do fluido de trabalho, e para as conexões do lado do fluido de trabalho. As conexões do lado da água de refrigeração foi de latão e, finalmente, a tubulação da água de refrigeração que entra e sai das pernas do condensador foi de cobre. As conexões foram feitas com acessórios roscados "Swagelok" com exceção daquelas entre o condensador e as linhas de líquido e vapor que foram soldadas. O projeto foi conduzido de tal forma a permitir a desmontagem do corpo do condensador ou ainda para permitir ampliação futura do mesmo. A figura B.3 ilustra o esquema de montagem do condensador e sua conexão ao CPL.

CPL - SECÇÃO DE CONDENSAÇÃO

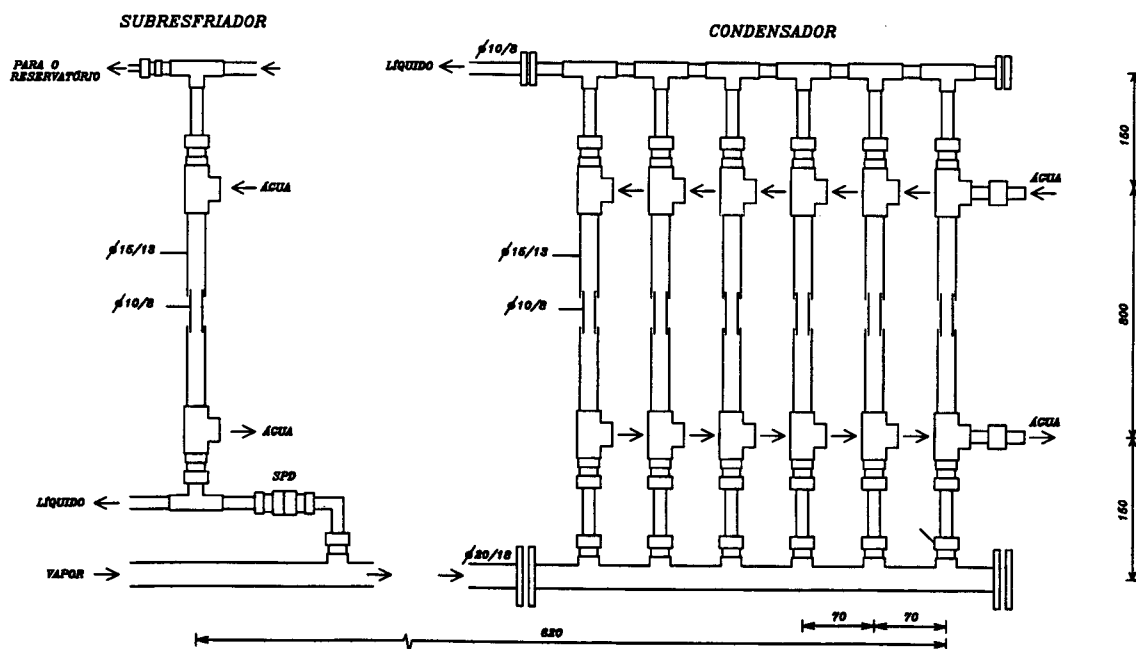


Fig. B.3 - Seção de condensação do CPL experimental.

Na tabela B.2 apresentada a seguir encontram-se todas as características do condensador projetado. O programa elaborado para o dimensionamento e determinação do coeficiente global de troca térmica bem como da perda de carga total no condensador é apresentado mais adiante.

TIPO DE CONDENSADOR:		Duplo-tubo	
DIMENSÃO DOS TUBOS:		Tubo externo: 15 mm X 13 mm	
		Tubo interno : 10 mm X 8 mm	
NÚMERO DE ELEMENTOS:		06	
PARA CADA ELEMENTO	<i>Comprimento</i>	Secção de condensação:	404 mm
		Secção de subresfriamento:	289 mm
	<i>Vazão mássica</i>	Água:	0,13 Kg/min
		Freon 11:	0,07 Kg/min
	<i>Perda de carga</i>	Água:	Condensador : 1105,0 Pa
		Subresfriador : 791,0 Pa	
	Freon 11:	Condensador : 70,0 Pa	
		Subresfriador : 0,9 Pa	
<i>Coefficiente de película</i>	Água:	Condensador : 1723 W/m ² K	
		Subresfriador : 1854 W/m ² K	
	Freon 11:	Condensador : 2076 W/m ² K	
		Subresfriador : 215 W/m ² K	

Tabela B2 - Características do condensador.

b) Programa para o dimensionamento do condensador

• Nomenclatura:

<i>Símbolo</i>	<i>Significado</i>	<i>Unidade</i>
c	Calor específico	J / Kg K
d	Diâmetro	m
e	Espessura do tubo	m
F	Área	m ²
g	Aceleração da gravidade	m / s ²
Gr	Número de Grashof	--
Gz	Número de Graetz	--
δHv	Calor latente de vaporização	J / Kg
K	Coefficiente global de troca térmica	W / m ² K
L	Comprimento	m
m	Vazão mássica	Kg / s
N	Número de elementos	--
Nu	Número de Nuβelt	--
Pr	Número de Prandtl	--
q	Fluxo de calor	W
Rd	Fator de incrustação	--
Re	Número de Reynolds	--
T	Temperatura	°C
W	Velocidade	m / s
α	Coefficiente de película	W / m ² K
β	Coefficiente de expansão térmica	1 / K
δP	Perda de carga	Pa
δTm	Média logarítmica da diferença de temperatura	°C
η	Viscosidade dinâmica	Kg / m s
λ	Condutividade térmica	W / m K
ρ	Densidade	Kg / m ³

<i>Subíndices</i>	<i>Significado</i>
a	Externo
ab	Estimativa
f	Freon 11
ff	Película de freon
ges	Total
i	Interno
k	Secção de condensação ou condensador
l	Líquido
max	Máximo
u	Secção de subresfriamento ou subresfriador
v	Vapor
wand	Parede do tubo
w	Água
1	Início da secção de condensação
2	Início da secção de subresfriamento
3	Fim da secção de subresfriamento

• Bibliografia:

- [1] VDI-Wärmeatlas
- [2] J. P. Holman - Heat Transfer, 1981
- [3] D. A. Kern - Process Heat Transfer, 1950

PROJETO DO CONDENSADOR

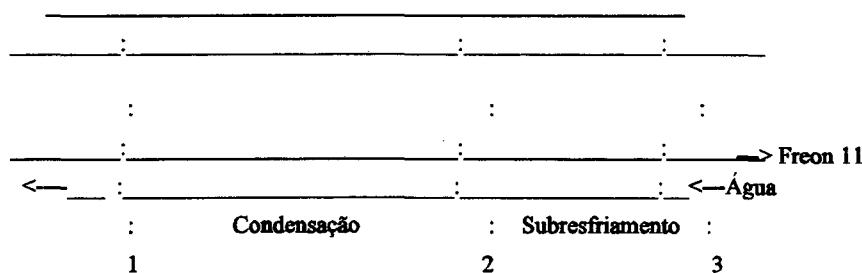
Tipo de condensador : Associação paralela de duplo-tubos

Potência máxima a dissipar : 1200 Kw

Condições de contorno: Condensação no interior do tubo interno

Fluido no interior do tubo interno: Freon 11 (fluido quente, índice f)

Fluido no espaço anular entre os tubos: Água (refrigerante, índice w)



No circuito

1. Evaporador :

$$q_{ges} = 1200$$

$$d_{Hv} = 179450$$

$$m_{fges} = \frac{q_{ges}}{d_{Hv}} \Rightarrow m_{fges} = 0.007$$

2. Criostato :

$$m_{wges} = \frac{8}{60} \Rightarrow m_{wges} = 0.133$$

Obs: Potência máxima = 5 kW

2. Estimativa das grandezas N, L1 e Nw:

$$N_{ab} = 6$$

$$L_{uab} = .28915858$$

$$N_{wab} = 6$$

3. Escolha dos tubos:

Interno : Diâmetro : $d_{fa} = 0.010$

Espessura : $e = 0.001 \Rightarrow d_{fi} = d_{fa} - 2e$

Externo : Diâmetro : $d_{wa} = 0.015$

Espessura : $e = 0.001 \Rightarrow d_{wi} = d_{wa} - 2e$

..... SECCÃO DE SUBRESFRIAMENTO

1. Propriedades termofísicas dos fluidos:

Temperatura para levantamento das propriedades :Tf:=23
 Twand:= 12.8
 Tw:= 12
 $T_{ff} = \frac{T_{wand} + T_f}{2}$

Freon 11	Água
Tf:=30	Tw2 := ?
Tf3:= 15	Tw3:= 12
$m_f = \frac{m_{fges}}{N_{ab}}$	$m_w = \frac{m_{wges}}{N_{wab}}$
cf:=871	cw:= 4186
rf:= 1463.4	rw:= 999.2
rff:= 1487.0	
hf:= .00043	hw:= .00125
hff:= .00044	
hfwand = .00046	hwwand = .0012
lf:= .089	lw:= .593
lff:= .090	
lfwand = .092	lwwand = .594
Rdf:= .001	Rdw:= .001
g := 9.806	
$b := \frac{1}{T_{ff} + 273.15}$	

2. Balanço de calor:

$q_f = m_f c_f (T_{f3} - T_{f2}) \implies q_f = -14.561$

$q_w = -q_f \quad (\text{Balanço}) \quad q = q_w$

$T_{w2} = \frac{q_w}{m_w c_w} + T_{w3} \implies T_{w2} = 12.157$

3. Média logarítmica da diferença de temperatura:

$$d'm := \frac{(Tf2 - Tw2) - (Tf3 - Tw3)}{\ln \left(\frac{Tf2 - Tw2}{Tf3 - Tw3} \right)} \quad \Rightarrow \quad d'm = 8.325$$

4. Cálculo da área de troca térmica e do coeficiente global de transferência de calor (estimativa):

$$Fab := p \cdot dfa \cdot Luab \quad \Rightarrow \quad Fab = 0.009$$

$$Kab := \frac{q}{Fab \cdot d'm} \quad \Rightarrow \quad Kab = 192.545$$

5. Cálculo dos números adimensionais característicos:

FREON 11	ÁGUA
	$dwh := dwi - dfa$
$Ffi = p \frac{dfi^2}{4}$	$Fwi = p \frac{dwi^2 - dfa^2}{4}$
$Wf = \frac{mf}{r f Ffi} \Rightarrow Wf = 0.015$	$Ww = \frac{mw}{r w Fwi} \Rightarrow Ww = 0.41$
$Ref = \frac{Wf r f dfi}{hff} \Rightarrow Ref = 409.64$	$Rew = \frac{Ww r w dwh}{hw} \Rightarrow Rew = 984.147$
$Prf = \frac{hff c_f}{l f} \Rightarrow Prf = 4.258$	$Prw = \frac{h w c_w}{l w} \Rightarrow Prw = 8.824$
$Prfwand = \frac{hfwand c_f}{l fwand} \Rightarrow Prfwand = 4.355$	$Prwwand = \frac{hwwand c_w}{l wwand} \Rightarrow Prwwand = 8.457$
$Grf = g \cdot b \cdot dfi^3 \cdot (Tf - Twand) \frac{r f f^2}{hff^2}$	
$Gzf = Ref Prf \frac{dfi}{Luab}$	

6. Cálculo do número de Nusselt e do coeficiente de transferência de calor

6.1 Freon 11:

Escoamento laminar, [2]:

$$Nuf = 1.75 \left[Gzf + .012 (Gzf Grf^{.33333})^4 \right]^{.33333} \left(\frac{hf}{hfwand} \right)^{.14}$$

$$Nuf = 19.313$$

[1], [3]:

$$G = 2.25 \frac{1 + .01 Grf^{\frac{1}{3}}}{\log(Ref)}$$

$$Nuf = G \left[\left(3.66^3 + 1.61^3 Ref Prf \frac{dfi}{Luab} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \left(\frac{Prf}{Prfwand} \right)^{.11}$$

$$Nuf = 12.249$$

Assim,

$$af = \frac{Nuf f}{dfi} \quad \Rightarrow \quad af = 214.853$$

6.2 Água:

a) escoamento laminar, [1]:

$$Nu_{w1} := 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{-.8} \quad fg := 1.615 \cdot \left[1 + .14 \cdot \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{-.5} \right]$$

$$Nu_{w2} := fg \cdot \left(Rew \cdot Prw \cdot \frac{d_{wh}}{Luab} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{w3} := \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Prw} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Rew \cdot Prw \cdot \frac{d_{wh}}{Luab} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$Nu_w := \left(Nu_{w1}^3 + Nu_{w2}^3 + Nu_{w3}^3 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Prw}{Prw_{wand}} \right)^{.11} \quad \Rightarrow \quad Nu_w = 9.381$$

b) escoamento turbulento, [1]:

$$t := .86 \cdot \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{.84} + \left[1 - .14 \cdot \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{.6} \right]$$

$$Nu_w := t \cdot \left[\left(3.66^3 + 1.61^3 \cdot Rew \cdot Prw \cdot \frac{d_{fi}}{Luab} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \cdot \left(\frac{Prw}{Prw_{wand}} \right)^{.11} \Rightarrow$$

Assim ,

$$a_w := \frac{Nu_w \cdot l_w}{d_{wh}} \quad \Rightarrow \quad a_w = 1.854 \cdot 10^3$$

7. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor:

$$K := a_w \frac{af}{af + a_w} \Rightarrow K = 192.545$$

8. Comparação do valor calculado com o valor estimado do coeficiente global de transferência de calor:

$$K_{ab} = 192.545 \quad K = 192.545$$

9. Não havendo concordância:

$$F_g := \frac{q}{K \cdot d \cdot m}$$

$$L_u := \frac{F_g}{p \cdot d \cdot f_a} \Rightarrow L_u = 0.289$$

$$L_{uab} = L_u$$

Então retorne ao item 2.

10. Havendo concordância:

Cálculo da perda de carga:

Freon 11	Água
Para escoamento laminar [1]:	Para escoamento laminar [1]:
	$f := 1.5$
$dP_f := \frac{64}{Re_f} \cdot L_{ur} \cdot f \cdot \frac{W_f^2}{d f^2}$	$dP_w := f \cdot \frac{64}{Re_w} \cdot L_{ur} \cdot w \cdot \frac{W_w^2}{d w h^2}$
$\Rightarrow dP_f = 0.949$	$\Rightarrow dP_w = 791.119$
	Para escoamento turbulento :
	$\Rightarrow dP_w := \frac{.3164}{Re_w^{.25}} \cdot L_{ur} \cdot w \cdot \frac{W_w^2}{d w h^2}$

11. Resultado da secção de subresfriamento:

FREON 11	ÁGUA
Tf2=30	Tw2 = 12.157
Tf3 = 15	Tw3 = 12
mf60=0.067	mw60=1.333
af=214.853	aw=1.854 · 10 ³
dPf=0.949	dPw=791.119
Lu = 0.289	

..... SECCÃO DE CONDENSAÇÃO

1. Estimativa do comprimento Lk:

Lkab = .404

2. Propriedades termofísicas:

Temperatura para levantamento das propriedades: Tf = 30
 Twand = 20.7
 Tw = 13

Freon 11	Água
Tf1 := 30	Tw1 := ?
Tf2 := 30	Tw2 = 12.157
cf1 := 890	hwwand = .0010
cfv := 557	lwwand = .603
rfl = 1464	
r fv = 7.143	
hfl = .0003997	
hfv = .0000113	
lfl = .087	
lfv = .0090	

3. Balanço de calor:

$$q := m_f d h_v \Rightarrow q = 200$$

$$T_{w1} := T_{w2} + \frac{q}{m_w c_w} \Rightarrow T_{w1} = 14.307$$

4. Média logarítmica da diferença de temperatura:

$$d\Gamma_m := \frac{(T_{f1} - T_{w1}) - (T_{f2} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{T_{f1} - T_{w1}}{T_{f2} - T_{w2}}\right)} \Rightarrow d\Gamma_m = 16.745$$

5. Cálculo da área de troca térmica e do coeficiente global de transferência de calor

(estimativa):

$$F_{ab} := p \cdot d_f a L_{kab} \Rightarrow F_{ab} = 0.013$$

$$K_{ab} := \frac{q}{F_{ab} d\Gamma_m} \Rightarrow K_{ab} = 941.026$$

6. Cálculo dos números adimensionais característicos:

Freon 11	Água
$W_f := \frac{m_f}{r_f v_f F_{fi}} \Rightarrow W_f = 3.104$	$W_w := \frac{m_w}{r_w F_{wi}} \Rightarrow W_w = 0.41$
$Re_f := \frac{W_f r_f v_d f_i}{h_f v} \Rightarrow Re_f = 1.57 \cdot 10^4$	$Re_w := \frac{W_w r_w d_w h}{h_w} \Rightarrow Re_w = 984.147$
$Pr_f := \frac{h_f v c_f v}{l_f v} \Rightarrow Pr_f = 0.699$	$Pr_w := \frac{h_w c_w}{l_w} \Rightarrow Pr_w = 8.824$
	$Pr_{wwand} := \frac{h_{wwand} c_w}{l_{wwand}} \Rightarrow Pr_{wwand} = 6.942$

7. Cálculo do número de Nusselt e do coeficiente global de transferência de calor:

7.1 Freon 11 [1], [2]:

$$af := .555 \cdot \left[\frac{[r f (r f - r f v)] \cdot g \cdot l f^3 \cdot dHv}{h f \cdot d f i \cdot (T f - T w a n d)} \right]^{\frac{1}{4}} \Rightarrow af = 1.673 \cdot 10^3$$

$$af := \left[.943 \cdot 77 \cdot \left[\left(\frac{Lkab}{d f a} \right)^{.25} \right] \cdot \left[\frac{l f^3 \cdot r f^2 \cdot dHv \cdot g}{h f i \cdot (T f - T w a n d) \cdot Lkab} \right]^{.25} \right] \Rightarrow af = 2.076 \cdot 10^3$$

7.2 Água:

a) Para escoamento laminar, [1]

$$Nuw1 := 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d f a}{d w i} \right)^{-.8} \quad fg := 1.615 \cdot \left[1 + .14 \cdot \left(\frac{d f a}{d w i} \right)^{-.5} \right]$$

$$Nuw2 := fg \cdot \left(Rew \cdot Prw \cdot \frac{d w h}{Lkab} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nuw3 := \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Prw} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Rew \cdot Prw \cdot \frac{d w h}{Lkab} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$Nuw := \left(Nuw1^3 + Nuw2^3 + Nuw3^3 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Prw}{Prw w a n d} \right)^{.11} \Rightarrow Nuw = 8.716$$

b) Para escoamento turbulento, [1]

$$t := .86 \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{.84} + \left[1 - .14 \left(\frac{d_{fa}}{d_{wi}} \right)^{.6} \right]$$

$$Nu_w := t \cdot \left[\left(3.66^3 + 1.6^3 \cdot Re_w Pr_w \frac{d_{fi}}{L_{kab}} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_w + 1} \right)^{.11} \Rightarrow$$

Assim,

$$a_w := \frac{Nu_w \cdot w}{d_{wh}} \Rightarrow a_w = 1.723 \cdot 10^3$$

8. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor:

$$K := \frac{a_w \cdot a_f}{a_w + a_f} \Rightarrow K = 941.515$$

9. Comparação do valor calculado com o valor estimado do coeficiente global de transferência de calor:

$$K_{ab} = 941.026 \quad K = 941.515$$

10. Não havendo concordância:

$$F_g := \frac{q}{K \cdot d \cdot m}$$

$$L_k := \frac{F_g}{p \cdot d_{fa}} \Rightarrow L_k = 0.404$$

$$L_{kab} = L_k$$

Então retorne ao item 1 (secção de condensação)

11. Havendo concordância:

Perda de carga :

Freon 11	Água
<p>Para escoamento laminar , [1]:</p> <p>$t_r := 2$</p> <p>$t_s := 400$</p> <p>$q := p$</p> $dPr := \frac{.3164}{mf \cdot \frac{dfi}{Ffi} \cdot hf_v} \left(\frac{mf}{Ffi} \right)^2 \cdot \frac{Lk}{2 \cdot dfi \cdot rfv} \cdot t_r$ <p>$dPs := g \cdot Lk \cdot t_s \cdot \sin(q)$</p> $dPb := \left(\frac{mf}{Ffi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{rfv} - \frac{1}{rfl} \right)$ <p>$dPf := dPr + dPs + dPb$</p> <p style="text-align: right;">$\Rightarrow dPf = 68.56$</p>	<p>Para escoamento turbulento , [1]:</p> <p>$f := 1.5$</p> $dPw := f \cdot \frac{64}{Rew} \cdot Lk \cdot r_w \cdot \frac{Ww^2}{dwh \cdot 2}$ <p style="text-align: right;">$\Rightarrow dPw = 1.105 \cdot 10^3$</p> <hr/> <p>Para escoamento turbulento , [1]:</p> $dPw := \frac{.3164}{Rew^{.25}} \cdot Lk \cdot r_w \cdot \frac{Ww^2}{dwh \cdot 2}$ <p style="text-align: right;">\Rightarrow</p>

12. Resultado da secção de condensação:

Freon 11	Água
$Tf1 = 30$	$Tw1 = 14.307$
$Tf2 = 30$	$Tw2 = 12.157$
$mf60 = 0.067$	$mw60 = 1.333$
$af = 2.076 \cdot 10^3$	$aw = 1.723 \cdot 10^3$
$dPf = 68.56$	$dPw = 1.105 \cdot 10^3$
$Lk = 0.404$	

13. RESULTADO FINAL - Dados do condensador:

$$d_{fa} \cdot 1000 = 10 \quad \text{mm}$$

$$d_{wa} \cdot 1000 = 15 \quad \text{mm}$$

$$L_g = L_u + L_k \quad \Rightarrow \quad L_g \cdot 1000 = 692.949 \quad \text{mm}$$

$$N_{ab} = 6$$

$$N_{wab} = 6$$

Apêndice C

Fluido de trabalho do CPL

C.1 Introdução

Este apêndice trata do fluido de trabalho do CPL. Os fatores considerados na escolha do fluido mais adequado à operação do circuito bem como o porque da escolha do freon-11 são apresentados. Finalmente, são conduzidos os cálculos para determinação do volume de fluido para operação do CPL.

C.2 Seleção do fluido de trabalho

O fluido de trabalho executa a função de elemento transportador de calor no CPL. Em vista disto, a sua seleção é de fundamental importância para se garantir um bom desempenho operacional do circuito. A seguir estão listados os fatores mais relevantes na escolha do fluido de trabalho a ser empregado no CPL:

- *Calor latente de vaporização (h_{lv})*: Elevados valores desta grandeza permitem, para uma quantidade de calor fixa, uma vazão mássica menor no circuito, o que reduziria a perda de carga ($m \propto q/h_{lv}$).
- *Tensão superficial do líquido (σ_l)*: Quanto maior a tensão superficial do fluido, maior será a capacidade de bombeamento capilar do sistema ($\Delta p_{cm} \propto \sigma$).
- *Densidade (ρ)*: Fluidos mais densos tendem a escoar a velocidades mais baixas, o que resulta em redução da perda de carga do sistema.
- *Viscosidade (μ)*: Baixo valor da viscosidade conduz igualmente a baixos valores da perda de carga.

- *Temperatura de congelamento (T_c):* Em valores baixos, descarta-se a possibilidade de congelamento no condensador ou subresfriador, o que impediria a operação do sistema.
- *Pressão de vapor à temperatura de operação (p_v):* A utilização de fluidos com baixo valor desta grandeza permite o emprego de tubos e acessórios menos densos, contribuindo assim para a redução de peso do sistema.

Além dos aspectos já mencionados, fatores ligados à segurança, como combustibilidade, toxicidade, estabilidade e compatibilidade com os componentes do circuito, devem ser ainda levados em consideração.

Fundamentalmente por razões de segurança, o fluido de trabalho selecionado para este trabalho foi o freon 11. A temperatura de operação selecionada foi de 30°C, correspondente a uma pressão de saturação no reservatório de 1,27 bar. As Figuras C.1 e C.2 ilustram, respectivamente, os diagramas *Temperatura-Entalpia* e *Temperatura-Calor latente de vaporização* para o freon 11.

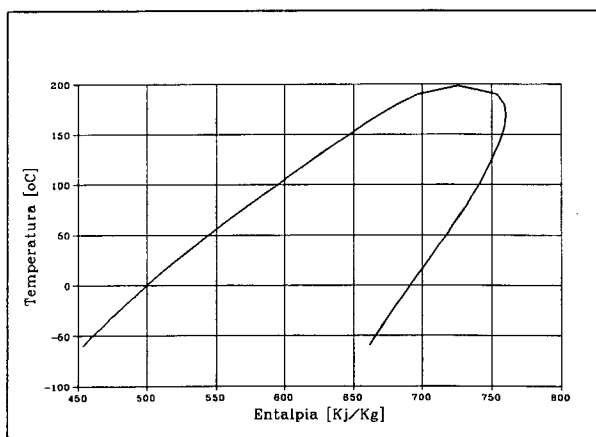


Fig. C.1 - Diagrama Temperatura-Entalpia para o freon 11.

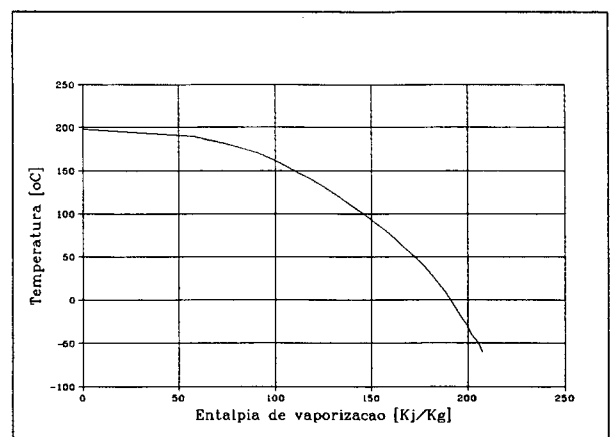


Fig. C.2 - Diagrama Temperatura-Calor latente de vaporização para o freon 11.

A despeito da amônia ser um excelente fluido para operação de CPL's, ela é tóxica e seu uso exige extremo controle e instalações laboratoriais adequadas. Entretanto, a amônia tem sido selecionada

como fluido mais eficiente em sistemas de refrigeração na área espacial. Mais especificamente, o seu emprego na tecnologia tanto de tubos de calor como de sistemas bifásicos tem crescido assustadoramente. Para fins de comparação, a Tabela C.1 apresenta as propriedades termofísicas de alguns fluidos refrigerantes a 30°C.

PRORIEDADE	UND	AMÔNIA	FREON 11	FREON 113
h_{lv}	kJ/kg	1138,0	179,4	150,3
σ	N/m	0,0191	0,0176	0,0184
ρ_l	kg/m ³	595	1470	1562
ρ_v	kg/m ³	9,03	7,21	4,13
μ_l	kg/ms	1.316e-04	3.997e-04	6.220e-04
μ_v	kg/ms	1.181e-05	1.111e-05	1.040e-05
T_c	°C	-80	-111	-35
p_v	bar	11,67	1,27	0,54

Tabela C.1 - Propriedades termofísicas de alguns fluidos refrigerantes a 30°C.

C.3 Cálculo do volume necessário de freon 11 do circuito

O cálculo do volume mínimo e máximo de fluido a ser inserido no CPL deve levar em consideração a natureza do CPL como circuito de condutância variável. Isto é, ele deve compensar as flutuações do volume de líquido no interior do condensador (necessários ao bloqueio parcial do condensador), requisitadas por variações do fluxo de calor absorvido pelo CPL. Desta maneira, o reservatório do CPL deve ser dimensionado para acomodar o deslocamento de líquido entre as seguintes condições extremas:

- 1) CPL operando com o mínimo fluxo de calor na fonte (evaporador) sob mínima temperatura no sumidouro (condensador), o que resulta no bloqueio máximo do condensador;

2) CPL operando com o máximo fluxo de calor na fonte sob máxima temperatura no sumidouro, o que resulta no condensador totalmente ativo (nenhum bloqueio).

Entretanto, no CPL experimental deste trabalho utilizou-se um reservatório já disponível nas instalações do IKE. Assim, só houve necessidade de calcular-se o volume mínimo de fluido para operação do circuito. Este cálculo foi feito com base no volume do reservatório, no volume do circuito e no volume ocupado pelo vapor em operação, como descrito a seguir:

$$V_{\min, \text{fluid}} = V_{\text{circ}} \quad (\text{C.1})$$

$$V_{\max, \text{fluid}} = V_{\text{circ}} + V_{\text{res}} - V_{\text{v, oper}} \quad (\text{C.2})$$

onde $V_{\min, \text{fluid}}$ e $V_{\max, \text{fluid}}$ são respectivamente o volume mínimo e máximo de freon 11 a ser inserido no CPL, V_{circ} é o volume do circuito sem contar o reservatório, V_{res} é o volume do reservatório e $V_{\text{v, oper}}$ é o volume ocupado pelo vapor em operação, isto é, o volume da linha de vapor mais o volume da secção de vapor no interior da placa de resfriamento. Assim:

$$V_{\text{circ}} = V_{\text{ev}} + V_{\text{v}} + V_{\text{cd}} + V_{\text{l}} \quad (\text{C.3})$$

$$V_{\text{res}} = V_{\text{util}} + V_{\text{tub, abast}} \quad (\text{C.4})$$

$$V_{\text{v, oper}} = V_{\text{v}} + V_{\text{sv}} + V_{\text{cd}} \quad (\text{C.5})$$

onde V_{ev} é o volume interior do evaporador, V_{v} é o volume interior da linha de vapor, V_{cd} é o volume interior do condensador, V_{l} é o volume interior da linha de líquido, V_{util} é o volume útil do reservatório, $V_{\text{tub, abast}}$ é o volume das tubulações de abastecimento do reservatório e finalmente, V_{sv} é o volume da

secção de vapor no evaporador. O volume do condensador é também considerado no cálculo do volume de vapor em operação, pois na condição de máxima capacitância do circuito (condensador totalmente ativo) o condensador está totalmente preenchido com vapor.

Efetuada os cálculos encontrou-se os seguintes valores aproximados para o volume de freon no CPL:

$$V_{\text{min,fluid}} = 2,50 \text{ l}$$

$$V_{\text{max,fluid}} = 12,50 \text{ l}$$

O volume de freon 11 utilizado no circuito foi pois de 6 litros, a fim de permitir uma boa visualização do deslocamento de líquido para dentro e fora do reservatório através do visor instalado (tubo de vidro, vide apêndice B).

C.4 Carregamento do circuito

O carregamento do fluido de trabalho no CPL é uma tarefa que deve ser conduzida de forma bastante cuidadosa. Além do mais, o circuito deve estar completamente desprovido de impurezas e muito bem evacuado. Tudo isto deve ser levado em conta para evitar a penetração ou formação de gases não condensáveis no circuito.

No carregamento do CPL experimental com freon 11 procedeu-se da seguinte maneira esquematicamente descrita a seguir:

TAREFA	AÇÃO	OBJETIVO	OBSERVAÇÃO
I	Evacuamento 1	Evacuar o CPL para limpeza	Executado após teste de detecção de vazamentos.
II	Lavagem com R 113	Afastar impurezas e gorduras	O R113 é bom de se trabalhar, pois não evapora à temperatura ambiente.
III	Evacuamento 2	Evacuar o CPL para carga	
IV	Carregamento com R 11	Carregar 6 litros de R 11 no CPL.	Garantir vedação completa na passagem do líquido para o circuito; Evitar escape de fluido para atmosfera.

Tab. C.2 - Procedimento de carregamento do CPL experimental.

Conclusivamente, deve-se ressaltar ainda que é bastante aconselhável efetuar uma completa destilação do fluido de trabalho antes do seu carregamento. No caso do CPL experimental, foram executadas duas destilações em série utilizando um sistema fechado para destilação simples nas instalações laboratoriais do instituto de química da universidade de Stuttgart.

APÊNDICE D

Análise de incerteza no cálculo do semiângulo de abertura, β , do raio efetivo de capilaridade, r_c e da pressão capilar máxima de bombeamento, Δp_c

D.1 Introdução

Neste apêndice é feita a determinação da incerteza das grandezas β , r_c e Δp_{cm} a partir da combinação dos erros das grandezas medidas envolvidas em seu cálculo. Essas grandezas medidas são a largura da abertura da ranhura, b_1 , a largura da base da ranhura, b_2 , e a profundidade da ranhura, y . Os erros associados a essas medidas foram fornecidos pela empresa fabricante das bombas capilares, a MBB/ERNO, e assumem o valor de 10% do resultado base.

D.2 Expressões para a determinação do erro de β , r_c e Δp_{cm}

O cálculo do semiângulo de abertura da ranhura é feito por considerações geométricas (vide fig. 4.6) segundo a seguinte expressão:

$$\beta = \arctan \frac{(b_1 - b_2)}{2y} \quad (\text{D.1})$$

O raio de capilaridade é determinado segundo a expressão (eq. 4.10):

$$r_c = \frac{2 \cdot \cos \beta}{1 - \sin \beta} \cdot \left(\frac{b_2}{2}\right) \quad (\text{D.2})$$

E, finalmente, a pressão capilar máxima é dada por:

$$\Delta p_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (D.3)$$

Portanto, da análise da combinação de erros [24], a indeterminação dos erros relativos destas grandezas é feita segundo as seguintes expressões:

$$\frac{IR \beta}{\beta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \beta}{\partial b_1} \cdot \frac{IR b_1}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta}{\partial b_2} \cdot \frac{IR b_2}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \cdot \frac{IR y}{\beta}\right)^2} \quad (D.4)$$

$$\frac{IR r_c}{r_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial r_c}{\partial \beta} \cdot \frac{IR \beta}{r_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_c}{\partial b_2} \cdot \frac{IR b_2}{r_c}\right)^2} \quad (D.5)$$

$$\frac{IR(\Delta p_{cm})}{\Delta p_{cm}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta p_{cm}}{\partial r_c} \cdot \frac{IR r_c}{r_c}\right)^2} \quad (D.6)$$

D.3 Resultados

De posse dos valores de b_1 , b_2 e y para cada das quatro bombas capilares investigadas neste trabalho, calculou-se os resultados base (RB) e os erros relativos (IR) das grandezas β , r_c e Δp_{cm} . Na secção D.4 encontra-se o programa utilizado para os cálculos. Os resultados estão apresentados na tabela D.1 apresentada a seguir.

Bomba capilar	b_1		b_2		y		β		r_c		Δp_{cm}	
	RB (μm)	IR (%)	RB (μm)	IR (%)	RB (μm)	IR (%)	RB (graus)	IR (%)	RB (μm)	IR (%)	RB (μm)	IR (%)
KP1	66,7	10,0	16,8	10,0	167,0	10,0	8,5	16,8	19,5	10,3	1805,5	10,3
KP2	80,0	10,0	19,0	10,0	231,0	10,0	7,5	16,6	21,7	10,2	1624,1	10,2
KP3	66,7	10,0	11,5	10,0	85,0	10,0	18,0	14,8	15,8	11,1	2224,5	11,1
KP4	66,7	10,0	15,2	10,0	155,6	10,0	9,4	16,3	17,9	10,4	1964,1	10,4

Tab. D.1 - Valores das incertezas dos resultados calculados do semiângulo de abertura da ranhura, β , do raio de capilaridade, r_c e da pressão capilar máxima de bombeamento, Δp_{cm} .

D.4 Programa para o cálculo dos valores das grandezas β , r_c e Δp_{cm} e seus desvios

1. Semiângulo de abertura, $\beta = f(b_1, b_2, y)$

$$\beta = \arctan \frac{(b_1 - b_2)}{2y}$$

$$\Delta \beta = \sqrt{\left(\frac{\partial \beta}{\partial b_1} \cdot \frac{\Delta b_1}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta}{\partial b_2} \cdot \frac{\Delta b_2}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \cdot \frac{\Delta y}{\beta}\right)^2}$$

2. Raio efetivo de capilaridade, $r_c = f(\beta, b_2)$

$$r_c = \frac{2 \cdot \cos(\beta)}{1 - \sin(\beta)} \cdot \frac{b_2}{2}$$

$$\frac{\Delta r_c}{r_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial r_c}{\partial \beta} \cdot \frac{\Delta \beta}{r_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_c}{\partial b_2} \cdot \frac{\Delta b_2}{r_c}\right)^2}$$

3. Pressão capilar máxima, $\Delta p_{cm} = f(r_c)$

$$\Delta p_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c}$$

$$\frac{\Delta(\Delta p_{cm})}{\Delta p_{cm}} = \frac{\Delta r_c}{r_c}$$

Grandezas medidas das ranhuras das bombas:

b1 - Largura da abertura da ranhura

b2 - Largura da base da ranhura

y - Profundidade da ranhura

$$\beta(b1, b2, y) := \arctan((b1 - b2) / (2 * y));$$

$$\beta := \beta(b1, b2, y); b2 := b2; d\beta := (derbet * \beta(b1, b2, y));$$

$$db2 := db2; \sigma := 17600;$$

$$rc(\beta, b2) := \cos(\beta) * b2 / (1 - \sin(\beta));$$

APÊNDICE E

Avaliação do limite capilar das bombas KP1, KP3 e KP4

E.1 Introdução

Neste apêndice são apresentados os valores do limite capilar de transferência de calor das bombas capilares avaliados pela análise hidrodinâmica. Esses limites são avaliados pela intersecção entre a curva da perda de carga do circuito e a curva característica da bomba capilar como funções do fluxo de calor aplicado na bomba. Desta forma, a incerteza do resultado do valor do fluxo determinado está associado aos erros no levantamento daquelas duas curvas. Por um lado, a curva da perda de carga total nos componentes do circuito foi avaliada com base nos cálculos das perdas de carga nos diversos componentes e linhas de vapor e líquido. Por outro lado, a curva característica da bomba foi avaliada segundo programa desenvolvido para análise hidrodinâmica de bombas capilares de ranhuras circunferenciais feito por Bazzo et al [21]. Ela é função da pressão capilar máxima da bomba e, portanto, envolve os erros no cálculo desta grandeza (avaliados no apêndice D).

A fim de se estimar a incerteza do resultado no levantamento do limite capilar de transferência de calor procedeu-se da seguinte forma.

- 1 - Levantou-se a curva característica da bomba para ambos os limites, inferior e superior, da pressão capilar máxima, isto é para $\Delta p_{cm} = \Delta p_{cm} + IR(\Delta p_{cm})$, diga-se curva c1, e para $\Delta p_{cm} = \Delta p_{cm} - IR(\Delta p_{cm})$, diga-se curva c2;
- 2 - Levantou-se a curva da perda de carga no circuito, diga-se curva c3, desprezando-se os erros associados;
- 3 - Determinou-se os valores do fluxo de calor para as duas intersecções: q_1 para c1 X c3 e q_2 para c2 X c3.

4 - Finalmente, a incerteza do resultado do limite capilar de transferência de calor foi dada por:

$$IRq_{\text{lim}} = \pm \left| \frac{q_1 - q_2}{2} \right|$$

Onde q_{lim} é o limite capilar de transferência de calor dado em watts. Procedendo-se desta maneira encontrou-se uma incerteza de medição de cerca de 5% para q_{lim} . Assim, os resultados apresentados neste apêndice assumem a forma:

$$q_{\text{lim}} = \bar{q}_{\text{lim}} \pm 0,05 \bar{q}_{\text{lim}}$$

E.2 Avaliação do limite capilar de transferência de calor

a) Bomba capilar KP1

O limite encontrado para bomba KP1 foi de 180 W. A figura E.1 ilustra o resultado.

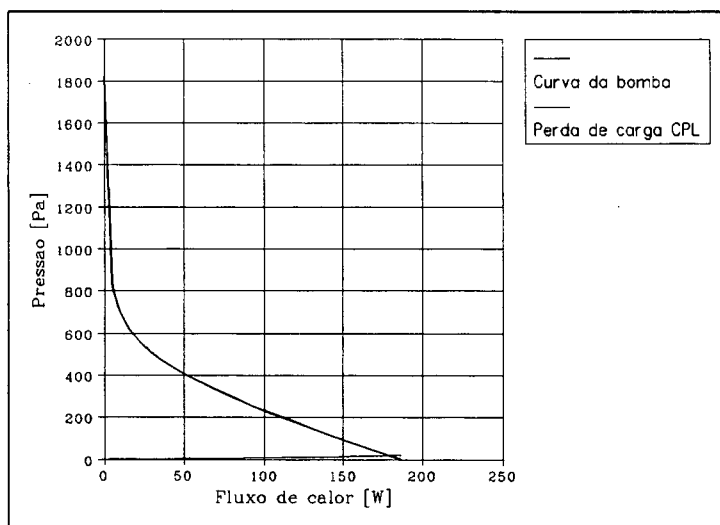


Fig. E.1 - Curva característica da bomba KP1 e curva da perda de carga total no CPL.

b) Bomba capilar KP3

O limite encontrado para bomba KP3 foi de 59 W. A figura E.2 ilustra o resultado.

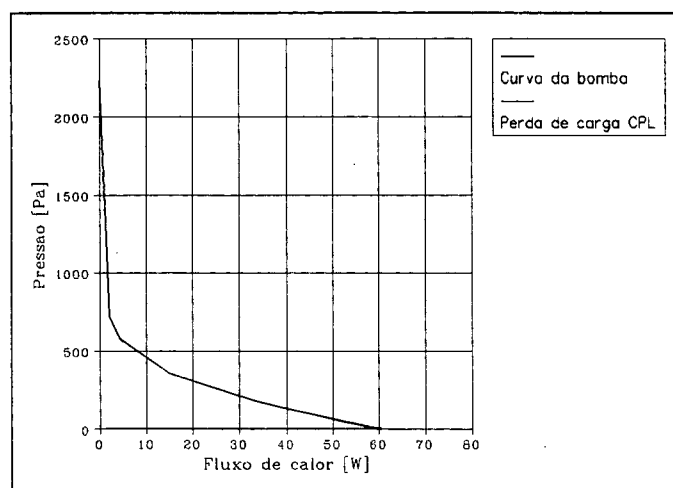


Fig. E.2 - Curva característica da bomba KP3 e curva da perda de carga total no CPL.

c) Bomba capilar KP4

O limite encontrado para bomba KP4 foi de 156 W. A figura E.3 ilustra o resultado.

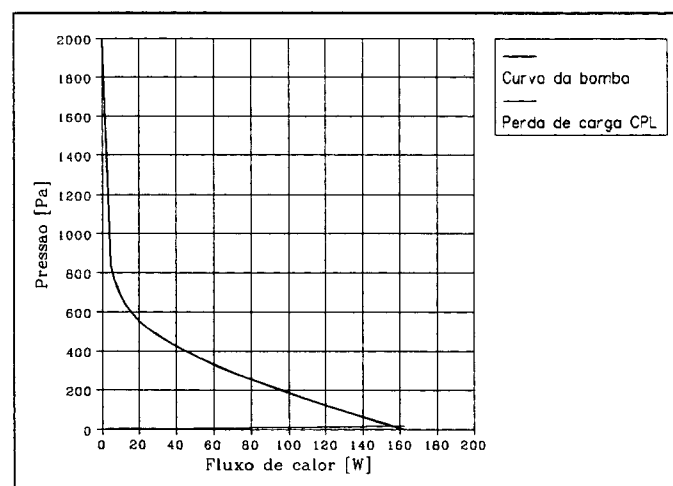


Fig. E.3 - Curva característica da bomba KP4 e curva da perda de carga total no CPL.

APÊNDICE F

Perfil estacionário da temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar

Solução analítica

F.1 Determinação da solução analítica

O perfil de temperatura na secção de líquido é obtido a partir da solução da equação diferencial já adimensionalizada abaixo:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} = \varphi(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \quad (\text{F.1})$$

onde:

$$\varphi(\eta) = \varphi_0(1 - \eta) \quad \varphi_0 = \frac{(m_t c_p / L)}{(k_t S_t / R^2)} \quad \theta = \frac{T_v - T}{q_L'' \cdot R / k_t} \quad \eta = \frac{x}{L} \quad \xi = \frac{y}{R}$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$\theta(0, \xi) = C_1 \quad , \text{onde} \quad C_1 = \frac{T_v - T_i}{q_L'' R / k} \quad (\text{F.1a})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \xi}(\eta, 0) = 1 \quad (\text{F.1b})$$

$$\theta(\eta, 1) = 0 \quad (\text{F.1c})$$

As variáveis q''_L e m_t são incógnitas no problema, de forma que mais duas equações se tornam necessárias para a solução do problema. Estas equações são:

- Conservação global da energia na bomba capilar:

$$q_L = q - m_t h_{lv} \tag{F.2}$$

- Condição de fluxo na fronteira entre a secção de líquido e vapor (x, R):

$$-k_l \int_0^L \frac{\partial T(x,R)}{\partial y} dx = -m_t h_{lv} \tag{F.3}$$

A solução analítica é obtida pois resolvendo-se o sistema formado pela equação F.1 sujeita às condições de contorno F.1a a F.1c, equação F.2 e equação F.3. Este problema foi resolvido iterativamente segundo o algoritmo apresentado abaixo:

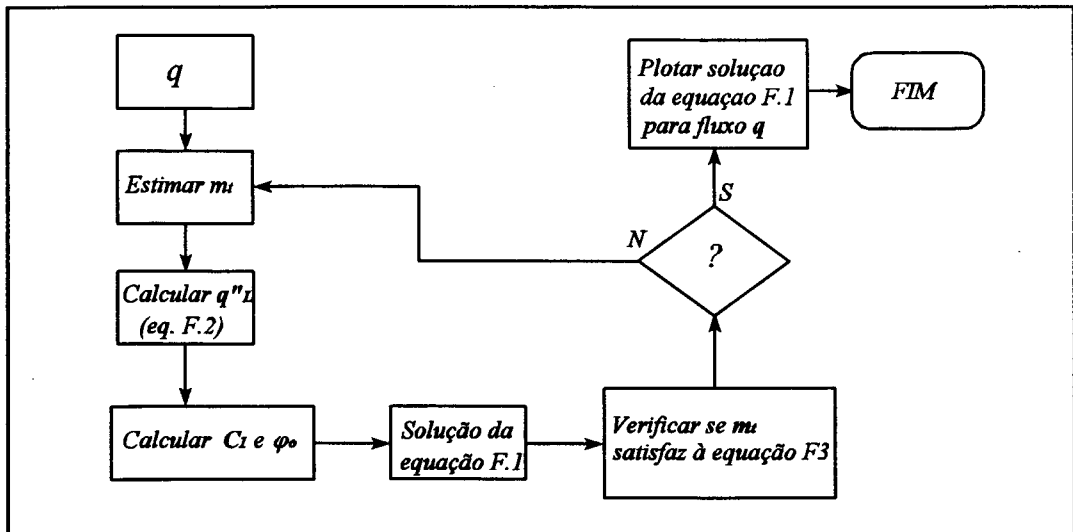


Fig. F.1 - Algoritmo para solução do sistema de equações F.1, F.2 e F.3.

a) Solução da equação diferencial

A solução da equação F.1 será do tipo:

$$\theta(\eta, \xi) = \theta_p(\xi) + \theta_H(\eta, \theta) \quad (\text{F.4})$$

onde os subíndices P e H referem-se respectivamente à solução particular e homogênea da equação diferencial F1.

• Solução particular $\theta_p(\xi)$:

Uma solução particular é facilmente encontrada a partir da solução da equação diferencial ordinária:

$$\frac{d^2\theta_p}{d\xi^2} = 0 \quad (\text{F.5})$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$\theta_p(1) = 0 \quad e \quad \frac{d\theta_p}{d\xi}(0) = 1 \quad (\text{F.5a})$$

Resolvendo esta equação, encontra-se

$$\theta_p(\xi) = \xi - 1 \quad (\text{F.6})$$

• Solução homogênea $\theta_H(\eta, \xi)$:

A equação homogênea associada é da forma:

$$\frac{\partial^2 \theta_H}{\partial \xi^2} = \varphi(\eta) \frac{\partial \theta_H}{\partial \eta} \quad (\text{F.7})$$

com condições de contorno:

$$\theta_H(\eta, 1) = 0 \quad (\text{F.7a})$$

$$\frac{\partial \theta_H}{\partial \xi}(\eta, 0) = 0 \quad (\text{F.7b})$$

$$\theta_H(0, \xi) = f(\xi) = C_1 - \xi + 1 \quad (\text{F.7c})$$

A solução desta equação é obtida pelo método de separação de variáveis. Sua forma é dada pelo produto de auto-funções $X(\eta)$ e $Y(\xi)$ tal que,

$$\theta_H(\eta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(\eta) \cdot \frac{1}{\|Y_n\|} Y_n(\xi) \int_0^1 Y_n(\xi) d(\xi) \quad (\text{F.8})$$

Foram encontradas as seguintes soluções para as auto-funções, seus auto-valores e norma:

$$X_n(\eta) = (1 - \eta)^{\frac{\lambda_n^2}{\phi_0}} \quad Y_n(\xi) = \cos(\lambda_n \xi)$$

$$\|Y_n\| = 1/2 \qquad \lambda_n = \left(\frac{2n-1}{2}\right)\pi$$

Finalmente, substituindo estes termos na equação F.8 e resolvendo-a, encontramos a solução homogênea associada a equação diferencial F.1. A solução geral da equação F.1 será portanto:

$$\theta(\eta, \xi) = \xi - 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} (1 - \eta)^{\frac{\lambda_n^2}{\varphi_0}} \frac{\cos(\lambda_n \xi)}{\lambda_n} \left[C_1 (-1)^{(n-1)} + \frac{1}{\lambda_n} \right] \quad (\text{F.9})$$

F.2 Resultados

O sistema formado pelas equações F.1, F.2 e F.3 para determinação da solução fechada da equação F.9, com os valores da vazão mássica, m_t , e fluxo de calor, q_L , convergidos, foi resolvido iterativamente segundo algoritmo da figura F.1. O programa é apresentado na próxima secção. Para fins de ilustração e complementação dos resultados foram plotados os perfis bidimensionais de temperatura para fluxos de calor de 50W, 100W, 150W e 200W (figuras F.2 a F.5).

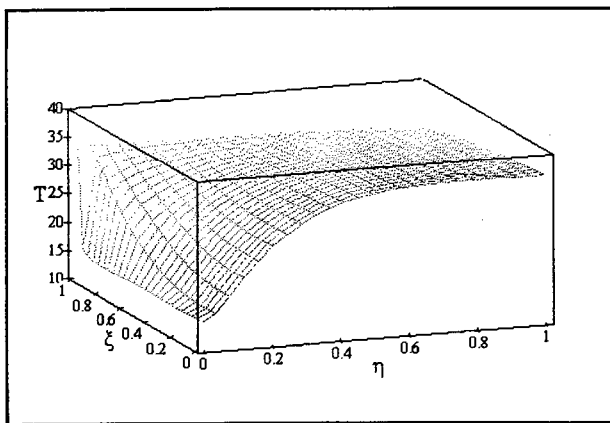


Fig. F.2 - Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q = 50W$).

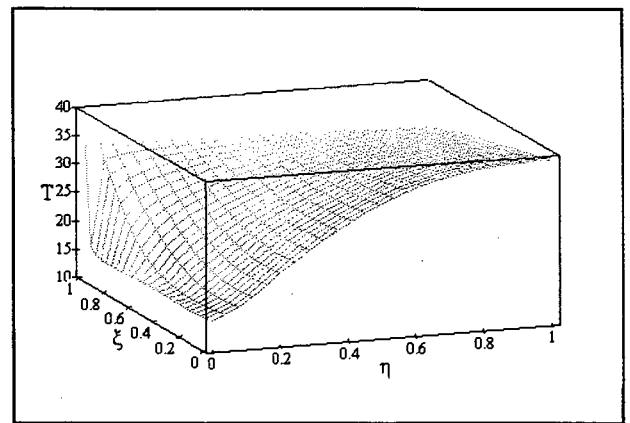


Fig. F.3 - Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q = 100W$).

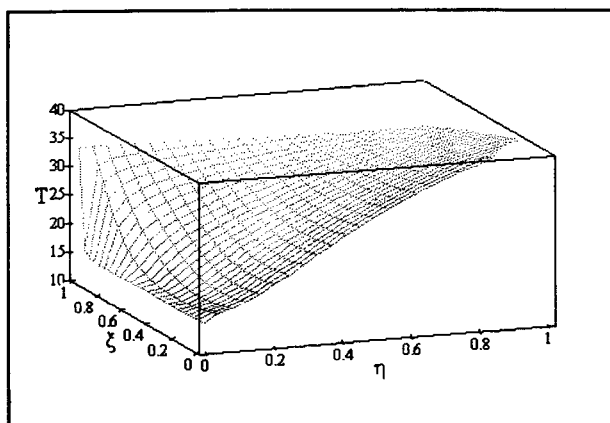


Fig. F.3 - Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q = 150W$).

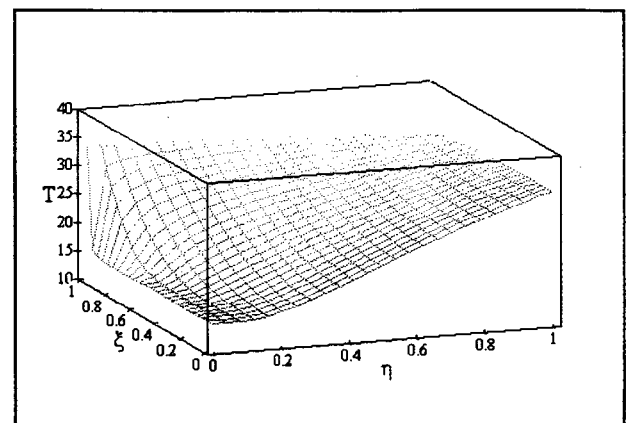


Fig. F.5 - Perfil de temperatura do líquido no interior da secção de líquido da bomba capilar ($q = 200W$).

Nas figuras, T representa a temperatura do líquido em graus celsius e os valores adimensionais η e ξ

representam respectivamente a posição axial adimensional (x/L) e a posição radial adimensional (y/R) na bomba capilar (vide figura 4.40 no capítulo 4).

F.3 Programa para determinação do perfil de temperatura do líquido

PROGRAM TELES

Version 09/02/96

```
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DIMENSION XLAMB(200),Q(200),XMT(2000),XMTF(200),QLF(200),C1F(200),
           PHI0F(200),TEMP(200,50)
```

```
OPEN(1,FILE='TELES1.DAT')
```

```
OPEN(2,FILE='TELES2.DAT')
```

```
XHLV=179400.0
```

```
PI=ACOS(-1.0)
```

```
M=50
```

```
MM=2000
```

```
XKK=0.087
```

```
CP=890.0
```

```
TI=15.0
```

```
TV=33.5
```

```
R=0.005
```

```
XL=0.5
```

```
ST=0.0002634046914663
```

CÁLCULO DOS AUTOVALORES

```
DO 10 N=1,200
```

```
XLAMB(N)=0.5*PI*FLOAT(2*N-1)
```

```
10 CONTINUE
```

DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA PARA CADA VALOR DE FLUXO DADO

```
DO 20 K=1,M
  Q(K)=10.*FLOAT(K)
  DO 30 J=1,MM-1
    XMT(J)=FLOAT(J)/FLOAT(MM)*Q(K)/XHLV
    QL=(Q(K)-XMT(J)*XHLV)*3.0/(XL/(0.02*PI))
    C1=(TV-TI)*XKK/(R*QL)
    PHI0=(XMT(J)*CP/XL)/(XKK*ST/(R**2))

    CALL SOMAT(C1,XLAMB,PHI0,SOMA)

    XMTC=-(QL*XL/XHLV)*(1.0-2.0*SOMA)
    ERRO=ABS(100.0*(XMT(J)-XMTC)/XMTC)
    write(*,*) k,xmtc,ql,c1,phi0
    IF(ERRO.LE.0.5) THEN
      read(*,*)
      XMTCF(K)=XMTC
      QLF(K)=QL
      CIF(K)=C1
      PHI0F(K)=PHI0
      WRITE(*,100) J,K,Q(K),XMTCF(K),QLF(K),CIF(K),PHI0F(K)
      GOTO 20

      ELSE IF((ERRO.LE.1.0).AND.(Q(K).GT.230.0)) THEN
        read(*,*)
        XMTCF(K)=XMTC
        QLF(K)=QL
        CIF(K)=C1
        PHI0F(K)=PHI0
        Write(*,100) J,K,Q(K),XMTCF(K),QLF(K),CIF(K),PHI0F(K)
        GOTO 20

    END IF
  30 CONTINUE
20 CONTINUE
```

CÁLCULO DO PERFIL DE TEMPERATURA PARA CADA VALOR DE FLUXO DADO

DO 40 K=1,M

DO 50 KK=1,50

WRITE(*,*) 'KK',KK

X =0.02*FLOAT(KK)

WRITE(*,*) 'PASSOU1'

IF(PHI0F(K).GT.0.000000001) THEN

CALL SOMAT2(K,X,C1F,XLAMB,PHI0F,SOMA2)

WRITE(*,*) 'PASSOU2'

THETA=-1.0+2.0*SOMA2

TEMP(K,KK)=TV-THETA*(QLF(K)*R/XKK)

ENDIF

50 CONTINUE

WRITE(1,100) J,K,Q(K),XMTF(K),QLF(K),C1F(K),PHI0F(K)

40 CONTINUE

IMPRESSÃO DOS PERFIS DE TEMPERATURA

DO 60 KK=1,50

WRITE(2,200) 0.02*FLOAT(KK),(TEMP(K,KK),K=1,25)

60 CONTINUE

CLOSE(1)

CLOSE(2)

100 FORMAT(1X,I4,1X,I3,F7.2,1X,F9.5,1X,F7.2,1X,F7.2,1X,F7.4)

200 FORMAT(1X,F4.2,25(1X,F7.2))

STOP

END

FIM DO PROGRAMA PRINCIPAL

SUBROUTINE SOMAT(C1,XLAMB,PHI0,SOMA)

```
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DIMENSION XLAMB(200)
SOMA=0.0
DO 10 I=1,100
    SOMA = SOMA+(C1+(-1.0**(FLOAT(I+1))/XLAMB(I)))*PHI0/(XLAMB(I)**2.0
        PHI0)
10 CONTINUE
RETURN
END
```

SUBROUTINE SOMAT2(K,X,C1F,XLAMB,PHI0F,SOMA2)

```
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DIMENSION XLAMB(200),C1F(200),PHI0F(200)
WRITE(*,*) 'PASSOU2'
SOMA2=0.0
DO 10 I=1,100
    WRITE(*,*) PHI0F(K),XLAMB(I),C1F(K),K,I
    SOMA2 = SOMA2+EXP((XLAMB(I)**2/PHI0F(K))*LOG(1.0-X))/XLAMB(I)*
        (C1F(K)*(-1.0)**(I+1)+1.0/XLAMB(I))
10 CONTINUE
WRITE(*,*) 'PASSOU3'
RETURN
END
```
