

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

**INVESTIGAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE  
CIRCUITOS DE BOMBAS CAPILARES**

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

EDSON BAZZO

FLORIANÓPOLIS, ABRIL DE 1996

**INVESTIGAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE  
CIRCUITOS DE BOMBAS CAPILARES**

**EDSON BAZZO**

ESTA TESE FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**DOUTOR EM ENGENHARIA**

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



-----  
PROF. SERGIO COLLE, D.Sc. - Orientador



-----  
PROF. ANTONIO FABIO C. DA SILVA, Dr.Eng.Mec. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:



-----  
PROF. SERGIO COLLE, D.Sc. - Presidente



-----  
PROF. LEONARDO GOLDSTEIN JR., Ph.D. - Relator



-----  
PROF. RICARDO DIAS M. DE CARVALHO, Ph.D.



-----  
PROF. PAULO CESAR PHILIPPI, Dr.Eng.



-----  
PROF. CLOVIS RAIMUNDO MALISKA, Ph.D.



-----  
PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS, Dr.



Dedico este trabalho para

Maria Luiza,  
Rafaella e Paula

## **Agradecimentos**

Ao Prof. Sergio Colle pela orientação, pelo incentivo e pela oportunidade que me foi dada em participar dos trabalhos no âmbito do convênio UFSC/IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme da Universidade de Stuttgart.

Ao pessoal técnico da UFSC, que direta ou indiretamente tem colaborado na realização dos trabalhos de laboratório. Ao acadêmico Gabriel M. dos Santos pela sua colaboração nos trabalhos de micrografia realizados nas bombas capilares. Ao prof. Júlio César Passos, pelas sugestões valiosas e importantes para conclusão da tese, ao prof. Antonio Carlos R. Nogueira, demais professores e amigos que em maior ou menor grau têm também prestado sua colaboração para conclusão deste trabalho.

Ao CNPq pelo apoio financeiro prestado por conta de minha permanência no IKE.

## **Agradecimentos Especiais**

Ao Prof. Manfred Groll pelo apoio decisivo, orientação efetiva e por toda a atenção dispensada na discussão de resultados ao tempo em que permaneci no IKE-Institut für Kernenergetik und Energiesysteme da Universidade de Stuttgart para realização dos trabalhos experimentais.

Ao Eng. Ortwin Brost pelo apoio dispensado junto às atividades de laboratório e pela participação permanente na discussão dos trabalhos. Ao Eng. Rudi Kulenovic pelo apoio dispensado nos trabalhos de aquisição, instalação e calibração dos instrumentos de medição. Aos Sr. Manfred Knupfer, Sr. Horst Angerer e acadêmico Oliver Kirschner pela sua participação importante na montagem da bancada experimental. A todo o pessoal do IKE que de uma forma ou de outra tem dado sua colaboração, contribuindo para o pleno sucesso deste trabalho.

À empresa ERNO Raumfahrttechnik GmbH pela confiança e pela licença concedida para utilização das bombas capilares e demais componentes de sua propriedade utilizados na bancada experimental. Ao Dr. Reinhárd Schlitt e Eng. Robert Müller pelo apoio dispensado.

Ao KFA-Forschungszentrum Jülich pela liberação dos necessários recursos financeiros para aquisição de equipamentos e instrumentos de medição utilizados na bancada experimental. Ao Dr. H. D. Talarek pelo apoio também decisivo e pela preocupação dispensada para agilização nos procedimentos de aquisição dos itens solicitados.

## **Besondere Danksagung**

An Herrn Prof. Manfred Groll für seinen entscheidenden Einsatz in der Sache, seine Betreuung und für all seine Aufmerksamkeit, die er der Diskussion der Ergebnisse gewährte, in der Zeit als ich mich zur Durchführung meiner experimentellen Arbeiten am IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme befand.

An Herrn Dipl.-Ing. Ortwin Brost für seine Mitwirkung an den Laboraktivitäten und für die ständige Teilnahme an Diskussionen über laufende Arbeiten. An Herrn Dipl.-Ing. Rudi Kulenovic für die Unterstützung bei der Beschaffung, dem Aufbau und der Kalibrierung der Meßgeräte. An die Herren Manfred Knupfer, Horst Angerer und Oliver Kirschner für die wichtige Teilnahme am Aufbau der Versuchsanlage. An die übrigen Personen des IKE, die auf die eine oder andere Weise Mitarbeit geleistet und damit zum vollen Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben.

An die Firma ERNO Raumfahrttechnik GmbH für das vertrauensvolle Überlassen der Kapillarpumpen und anderer Bauteile, die für die Vervollständigung der Versuchsanlage notwendig waren. An die Herren Dr. Reinhard Schlitt und Dipl.-Ing. Robert Müller für diverse Anregungen.

An das KFA - Forschungszentrum Jülich für die Bewilligung der erforderlichen finanziellen Mittel für Beschaffung der Geräte und Meßinstrumente, die für die Versuchsanlage benutzt wurden. An Herrn Dr. Horst Dieter Talarek für die ebenso entscheidende Unterstützung und für die Fürsorge, die er bei der Beschleunigung der Beschaffung der gewünschten Geräte zeigte.

## Índice

Simbologia.	xii
Biografia do autor.	xv
Resumo.	xv
Abstract.	xvi
Zusammenfassung.	xvii
1- Introdução.	1
2- Circuitos de bombas capilares.	4
2.1- Fundamentos.	4
2.2- Estágio atual de desenvolvimento. Progressos recentes.	9
2.3- Problemas operacionais.	16
3- Bombas capilares de ranhuras circunferenciais.	21
3.1- Princípio de funcionamento.	21
3.2- Parâmetros geométricos importantes.	24
3.3- Dimensões principais.	32
3.4- Cálculo do raio efetivo de capilaridade	34
3.5- Pressão de bombeamento capilar esperada.	37
4- Comportamento hidrodinâmico das bombas capilares.	38
4.1- Formulação matemática para limite capilar.	38
4.2- Análise de resultados.	49
5- Trabalho experimental.	61
5.1- Descrição da bancada de testes.	61
5.2- Levantamento de dados.	66
6- Apresentação e análise dos resultados experimentais.	70
6.1- Comentários preliminares.	70
6.2- Comportamento térmico na partida.	71
6.3- Testes no modo capilar.	79
6.4- Testes no modo assistido por bomba mecânica.	89
6.5- Capacidade de reativação após a secagem.	91
6.6- Análise final dos resultados.	94
7- Conclusões.	97
Referências.	100

Apêndices:	106
A1- Conceito de limite capilar e raio efetivo de capilaridade.	107
A2- Bancada experimental.	110
A3- Micrografia da estrutura capilar.	120
A4- Critério de escolha do fluido de trabalho.	129
A5- Propriedades físicas do fluido de trabalho.	133
A6- Resultados experimentais	134
A6.1- Tratamento dos sinais.	134
A6.2- Testes no modo capilar.	139
A6.3- Testes no modo assistido por bomba mecânica.	157
A7- Programas computacionais.	165
A7.1- Cálculo do limite capilar.	165
A7.2- Tratamento e organização dos dados.	175
A8- Resultados computacionais.	
Cálculo do limite capilar.	182
A9- Cálculo simplificado do limite capilar.	186



## Figuras e Tabelas

Fig. 1-	Esquema simplificado de um circuito de dupla-fase adaptado com evaporador de bombas capilares.	4
Fig. 2-	Diagrama correspondente às perdas de carga de um circuito de bomba capilar.	6
Fig. 3-	Raios do menisco formado na estrutura capilar.	7
Fig. 4-	Esquema simplificado de um circuito de dupla-fase adaptado com evaporador de bombas capilares e bomba mecânica.	7
Fig. 5-	Limites de transporte de calor.	8
Fig. 6-	Tipos existentes de bombas capilares.	9
Fig. 7-	Bomba capilar desenvolvida e testada para a GSFC/NASA.	10
Fig. 8-	Bomba capilar desenvolvida e testada pela Dornier.	12
Fig. 9-	Evaporador de placa plana ranhurada adaptada a uma estrutura capilar porosa plana de polietileno (TPX).	13
Fig.10-	Evaporador de ranhuras internas circunferenciais e estrutura porosa tubular de polietileno (TPX).	13
Fig.11-	Bomba capilar desenvolvida e testada pela Lavochkin Association.	15
Fig.12-	Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.	21
Fig.13-	Comportamento do menisco ao longo da ranhura circunferencial.	22
Fig.14-	Detalhe interno da bomba capilar, mostrando os canais na entrada e na saída do líquido e do vapor, respectivamente.	23
Fig.15-	Detalhe interno da bomba capilar, mostrando os canais de entrada e de saída do líquido e do vapor, respectivamente, na forma montada para testes no modo assistido por bomba mecânica.	24
Fig.16-	Corte transversal da bomba capilar	25
Fig.17-	Ranhuras de secção transversal	25
Fig.18-	Pressões $p_v$ e $p_l$ atuantes sobre o menisco formado no interior da ranhura	26
Fig.19-	Influência de $\theta_w$ sobre parâmetros geométricos que determinam a forma do menisco no interior da ranhura	27
Fig.20-	Comportamento do menisco em ranhuras trapezoidais. Condição de carga térmica máxima em que $y$ é máximo e $R_l$ é mínimo.	28
Fig.21-	Esquema de uma ranhura de secção trapezoidal, mostrando a dependência entre o raio do menisco $R_l$ , com as variáveis $A_w$ , $y$ e $\theta$ .	31
Fig.22-	Dimensões geométricas da bomba capilar. (Vista em corte transversal).	32
Fig.23-	Microfotografia correspondente à parede ranhurada da bomba capilar nº 1.	33

Fig.24- Influência das perdas de carga ao longo do circuito, na formação inicial do menisco.	40
Fig.25- Curva característica proposta para circuitos de bombeamento capilar.	41
Fig.26- Forças atuantes no volume de controle do filete de líquido.	42
Fig.27- Fluxos de calor e de massa no volume de controle do filete de líquido.	43
Fig.28- Distribuição do fluxo de calor sobre a superfície externa da bomba capilar.	44
Fig.29- Variação da vazão mássica de líquido ao longo de uma ranhura.	44
Fig.30- Volume de controle do filete de líquido.	47
Fig.31- Pressão de bombeamento capilar versus potência aplicada. Caso (a) em que $p_l(\psi_0) = p_v$	50
Fig.32- Bomba capilar em corte transversal.	51
Fig.33- Variação de $R_l$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	51
Fig.34- Variação de $d_h$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	52
Fig.35- Variação de $A_w$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	52
Fig.36- Variação de $\theta$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	53
Fig.37- Variação de $y$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	53
Fig.38- Variação de $m$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	54
Fig.39- Variação de $v$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	54
Fig.40- Parâmetros geométricos importantes e sua variação decorrente das perdas de carga do líquido no interior da ranhura circunferencial.	55
Fig.41- Influência das perdas de carga do circuito sobre a curva característica da bomba capilar.	56
Fig.42- Variação de $R_l$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	57
Fig.43- Variação de $A_w$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	58
Fig.44- Variação de $v$ ao longo da ranhura da bomba capilar.	58
Fig.45- Condição operacional do circuito de bomba capilar.	59
Fig.46- Comparação entre os limites operacionais para Freon 11 e para amônia, considerando mesmo circuito de bomba capilar.	60
Fig.47- Esquema geral da bancada de testes.	61
Fig.48- Vista frontal da bancada de testes.	62
Fig.49- Localização dos termopares na placa evaporadora.	64
Fig.50- Detalhes relativos à montagem das bombas capilares e blocos de alumínio equipados com resistências elétricas.	64
Fig.51- Fixação do tampão de polietileno no canal de líquido para ensaio do circuito no modo capilar.	65
Fig.52- Localização dos termopares na região do evaporador.	69
Fig.53- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 7. (Testes desenvolvidos no modo capilar).	72
Fig.54- Detalhes relativos ao comportamento térmico da bomba capilar nº 7 em início de operação.	73
Fig.55- Distribuição de termopares na bomba capilar nº 7.	75
Fig.56- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 7.	76
Fig.57- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 4. (Testes desenvolvidos no modo capilar).	77
Fig.58- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 1. (Modo assistido por bomba mecânica)	78
Fig.59- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4. (Teste desenvolvido no modo capilar).	80

Fig.60- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4. (Teste desenvolvido no modo capilar).	81
Fig.61- Comportamento térmico da bomba capilar nº 7. (Teste desenvolvido no modo capilar).	83
Fig.62- Pressão absoluta e pressão diferencial no evaporador (Bomba capilar nº 4).	85
Fig.63- Comportamento térmico da placa evaporadora (Bombas capilares nºs 1, 4, 6 e 7).	87
Fig.64- Comportamento térmico da placa evaporadora e pressão absoluta no circuito de bomba capilar (Bombas capilares nºs 1, 4, 6 e 7).	88
Fig.65- Comportamento térmico da bomba capilar nº 1. (Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).	90
Fig.66- Processo de secagem e de recuperação da bomba capilar nº 5. (Comportamento térmico no modo capilar).	92
Fig.67- Processo de secagem e de recuperação da placa evaporadora. (Bombas capilares nºs 3, 4, 6 e 7).	93
Fig.68- Potências medidas correspondentes às bombas capilares nºs 1, 2, 4, 6 e 7. Comparação com potências esperadas (Testes no modo capilar).	95
Tab.1- Valores médios correspondentes às bombas capilares do evaporador.	33
Tab.2- Dados utilizados para análise hidrodinâmica das bombas capilares.	50
Tab.3- Atividades programadas para testes no modo assistido por bomba mecânica.	67
Tab.4- Atividades programadas para testes no modo capilar.	67
Tab.5- Potências limites medidas no modo capilar e no modo assistido por bomba mecânica (20 % da sua rotação nominal).	94



## Simbologia

<b>a</b>	Espaçamento entre ranhuras na bomba capilar (m).
<b>A, A<sub>w</sub></b>	Área da secção transversal do filete de líquido (m <sup>2</sup> ).
<b>A<sub>ev</sub></b>	Área interna de troca de calor correspondente a uma bomba capilar (m <sup>2</sup> ).
<b>b</b>	Largura entre paredes no topo da ranhura (m).
	Espaçamento entre arames de telas (m).
<b>b<sub>i</sub></b>	Largura medida entre paredes no topo da ranhura (m).
<b>b<sub>m</sub></b>	Largura média entre paredes no topo da ranhura (m).
<b>c<sub>p</sub>, c<sub>pl</sub></b>	Calor específico do líquido (J/kg.K).
<b>d</b>	Diâmetro do arame usado em estruturas capilares de tela (m).
<b>d<sub>h</sub></b>	Diâmetro hidráulico do filete de líquido ao longo da ranhura (m).
<b>f</b>	Coefficiente de atrito viscoso.
<b>Fl</b>	Fator de perda de carga de líquido em tubos de calor.
<b>g</b>	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> ).
<b>h<sub>ev</sub></b>	Coefficiente interno de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> .K).
<b>h<sub>lv</sub></b>	Calor latente de evaporação (J/kg).
<b>I, I<sub>max</sub></b>	Corrente elétrica (A).
<b>K</b>	Permeabilidade da estrutura capilar.
<b>L</b>	Comprimento ativo da bomba capilar (m)
<b>Le</b>	Comprimento do evaporador de tubos de calor (m)
<b>l<sub>h</sub></b>	Comprimento efetivo da ranhura onde ocorre evaporação (m)
<b>m</b>	Vazão mássica de líquido ao longo da ranhura (kg/s)
<b>m<sub>b</sub>, m<sub>max</sub></b>	Vazão mássica total que deixa uma bomba capilar (kg/s)
<b>n</b>	Número de ranhuras da bomba capilar ou de tubos de calor
<b>p</b>	Pressão local no volume de controle (Pa)
<b>p<sub>c</sub></b>	Pressão de bombeamento capilar (Pa)
<b>p<sub>cm</sub></b>	Pressão máxima de bombeamento capilar (Pa)
<b>p<sub>er</sub></b>	Perímetro molhado do filete de líquido (m)
<b>p<sub>i</sub></b>	Pressão exercida pelo líquido sobre o menisco (Pa)
<b>p<sub>v</sub></b>	Pressão exercida pelo vapor sobre o menisco (Pa)
<b>q</b>	Potência uniformemente distribuída sobre uma ranhura da bomba capilar (W/m)
<b>Q, Q<sub>max</sub></b>	Potência térmica total aplicada sobre uma bomba capilar (W)
<b>r, r<sub>v</sub></b>	Raio do tubo ou de cilindros circulares (m)
<b>r<sub>c</sub></b>	Raio efetivo de capilaridade do menisco (m)
<b>r<sub>e</sub></b>	Raio externo da bomba capilar (m)
<b>r<sub>esf</sub></b>	Raio da esfera de estruturas capilares de esferas compactadas (m).
<b>Re</b>	Número de Reynolds.
<b>R<sub>eq</sub>, R<sub>i</sub></b>	Resistência elétrica (Ω).
<b>r<sub>h</sub></b>	Raio hidráulico da ranhura (m).
<b>r<sub>i</sub></b>	Raio interno da bomba capilar (m).

$R_{\max}$	Raio do menisco para $\psi=-\pi/6$ (m).
$R_1, R_2$	Raios do menisco formado na estrutura capilar (m).
$R_{1\min}$	Raio mínimo do menisco para $\psi=-\pi/2$ (m).
$s_b, s_t, s_\beta$	Desvio padrão correspondente a $b_m, t_m$ e $\beta_m$ , respectivamente.
$s_{rc}$	Desvio padrão correspondente ao valor estimado de $r_c$ .
$s_{bt}, s_{b\beta}, s_{t\beta}$	Covariança correspondente a $b_m, t_m$ e $\beta_m$ , respectivamente.
$t$	Profundidade da ranhura (m).
$t_i$	Profundidade medida da ranhura (m).
$T_i$	Temperatura relativa ao termopar $i$ ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$t_m$	Profundidade média da ranhura (m).
$t_s$	Coefficiente de Student.
$T_p, T_1, T_2, \dots$	Temperaturas medidas ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$T_v$	Temperatura de saturação ou de trabalho no circuito ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$T_l$	Temperatura do líquido na entrada do evaporador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$U_b, U_t, U_\beta$	Incerteza na medição de $b, t$ e $\beta$ , respectivamente (m).
$U_{rc}$	Incerteza no cálculo de $r_c$ (m).
$U_{pcm}$	Incerteza no cálculo de $p_{cm}$ (Pa).
$v$	Velocidade do líquido nas ranhuras (m/s).
$V, V_i$	Voltagem (V).
$y$	Afastamento do menisco em relação ao topo da ranhura (m).
$y_{\max}$	Afastamento máximo do menisco em relação ao topo da ranhura (m).
$\beta$	Metade do ângulo de abertura da ranhura (graus).
$\beta_i$	Metade do ângulo medido de abertura da ranhura (graus).
$\beta_m$	Metade do ângulo médio de abertura da ranhura (graus).
$\Delta b, \Delta t$ e $\Delta \beta$	Intervalo de confiança dos valores medidos para $b, t$ e $\beta$ , respectivamente.
$\Delta h$	Diferença de entalpia associada ao processo de evaporação (J/kg).
$\Delta p_b$	Perda de carga no interior da bomba capilar (Pa).
$\Delta p_c$	Perda de carga complementar ao longo do circuito (Pa).
$\Delta p_{cm}$	Pressão de bombeamento capilar (Pa).
$\Delta p_{evp}$	Perda de carga no evaporador (Pa).
$\Delta p_{cds}$	Perda de carga no condensador (Pa).
$\Delta p_g$	Perda de carga gravitacional (Pa).
$\Delta p_i$	Perda de carga ao longo do volume de controle $i$ (Pa).
$\Delta p_l$	Perda de carga na linha de líquido (Pa).
$\Delta p_v$	Perda de carga na linha de vapor (Pa).
$\Delta T_i$	Erro de leitura relativo ao termopar $i$ ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$\epsilon$	Porosidade da estrutura capilar.
$\theta$	Ângulo de contato formado pelo menisco.
$\theta_w$	Ângulo de contato mínimo.
$\mu_l$	Viscosidade do líquido (Pa.s).
$\xi$	Coefficiente de qualidade do fluido de trabalho ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).
$\rho, \rho_l$	Massa específica do líquido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).
$\sigma$	Tensão superficial do fluido de trabalho (N/m).
$\tau$	Coefficiente de Thompson.
$\tau_o$	Tensão devido ao atrito viscoso.
$\psi$	Posição angular ao longo da ranhura.
$\psi_o$	Posição angular na linha de contato entre perfil e parede ranhurada.
$\phi_0, \phi_1, \phi_2$ e $\phi_3$	Coefficientes angulares

## **Biografia do Autor**

Edson Bazzo é formado em Engenharia Mecânica pela UFSC em 1976. Concluiu mestrado também pela UFSC em 1979 na área de Ciências Térmicas. É Professor Adjunto no Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, onde tem lecionado disciplinas relacionadas com Mecânica dos Fluidos, Transferência de Calor, Geração e Distribuição de Vapor, Turbinas de Vapor e Conservação de Energia. Como pesquisador, tem se dedicado ao estudo de fontes alternativas de energia, economia de energia e em trabalhos relacionados com geração e distribuição de vapor. Mais recentemente, vem se dedicando também ao estudo de tubos de calor e circuitos de bombas capilares.



## Resumo

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais são apresentadas como solução alternativa para o gerenciamento térmico de satélites e estações orbitais, em substituição a tubos de calor ou circuitos convencionais de transferência de calor de dupla-fase. Tubos de alumínio  $\phi$  20 mm são utilizados para a fabricação de sete bombas capilares. Os tubos possuem ranhuras internas circunferenciais, de tamanho suficientemente pequeno para criar o efeito de capilaridade desejado. Sua capacidade de bombeamento capilar foi calculada em torno de 1328 Pa.

Um modelo matemático foi desenvolvido para cálculo da sua capacidade térmica e para análise hidrodinâmica das bombas capilares. Usando Freon 11 como fluido de trabalho, fluxos de calor da ordem de  $10,2 \text{ kW/m}^2$  foram calculadas, relativamente a sua superfície interna de troca de calor calculada em  $0,025 \text{ m}^2$ . Em particular para amônia, valores equivalentes a  $66,3 \text{ kW/m}^2$  foram também calculados.

Vários testes foram realizados para determinação do desempenho térmico do circuito, em duas situações distintas, no modo assistido por bomba mecânica e no modo capilar. Partida do circuito, limite capilar e capacidade de reativação após a secagem foram itens investigados. Freon 11 foi utilizado como fluido de trabalho. No modo assistido por bomba mecânica, foram medidas fluxos de calor de até  $28 \text{ kW/m}^2$ . No modo capilar, foram medidas fluxos de calor de até  $12 \text{ kW/m}^2$ . A operação do circuito foi bem sucedida. Entretanto, problemas pendentes necessitam ainda de investigação complementar de modo a efetivamente tornar bombas capilares de ranhuras circunferenciais competitivas para uso em circuitos de transferência de calor de dupla-fase.

## Abstract

Circumferentially grooved capillary pumps have been proposed as an alternative solution to be used in spacecraft thermal control systems. Seven capillary pumps were made of 20 mm o.d. aluminum tubes and were assembled as the evaporator cold plate, to be applied to a two-phase heat transfer loop for performance testing. The capillary pumps possess fine circumferential grooves with slightly different geometries. The corresponding capillary pressure head was calculated in the range of 1328 Pa.

A mathematical model was developed to study the capillary pump behaviour. Employing the Navier-Stokes equation, a non-linear equation system was derived, accounting for the geometrical characteristics of the capillary pump and for the variation of meniscus radius, liquid cross section, contact angle and liquid velocity along the groove length. Using Freon 11 as the working fluid, heat fluxes up to  $10,2 \text{ kW/m}^2$  have been calculated for internal heat transfer surface of the capillary pump equal to  $0,025 \text{ m}^2$ . In case of ammonia, heat fluxes up to  $66,3 \text{ kW/m}^2$  have been calculated.

Various tests have been carried out in order to determine the real performance of the loop, in both mechanically pumped mode and capillary pumped mode. Start-up, heat transport limits and repriming after dry-out were investigated. Freon 11 has been used as the working fluid. In the mechanically pumped mode, heat fluxes up to  $28 \text{ kW/m}^2$  have been measured. In the capillary pumped mode, heat fluxes up to  $12 \text{ kW/m}^2$  have been measured. The loop operation was successful. Nevertheless, some problems must be still investigated, in order to make circumferentially grooved capillary pumps competitive, to use in two-phase heat transfer loops.

## Zusammenfassung

Kapillarpumpen mit Umfangsrillen sind eine alternative Lösung für die Thermalkontrolle von Satelliten und Orbitalstationen. Sie ersetzen Wärmerohre und gewöhnliche Zweiphasen-Wärmetauscher-Kreisläufe. Für die Herstellung von sieben Kapillarpumpen werden Aluminiumrohre mit Durchmesser 20 mm benutzt. Die Rohre besitzen innere Umfangsrillen mit ausreichend kleinen Dimensionen, um den gewünschten Kapillareffekt zu erzeugen. Die kapillare Pumpleistung wurde errechnet zu ungefähr 1328 Pa.

Es wurde ein mathematisches Modell für die Berechnung der maximalen Leistungsfähigkeit und die strömungsmechanische Analyse von Kapillarpumpen erstellt. Mit Freon 11 als Arbeitsmedium wurden Wärmeströme in der Größenordnung von  $10,2 \text{ kW/m}^2$  ermittelt, bezogen auf die innere Wärmeübertragungsfläche von  $0,025 \text{ m}^2$ . Speziell für Ammoniak wurden entsprechende Werte von  $66,3 \text{ kW/m}^2$  berechnet.

Für die Bestimmung des thermischen Verhaltens des Kreislaufs wurden verschiedene Tests für zwei Arbeitsprinzipien durchgeführt, zum einen mit Wirkung einer mechanischen Pumpe, zum anderen durch Kapillarwirkung. Anlaufphase, Kapillargrenze und Wiederanlauf nach dem Austrocknen wurden erforscht. Als Arbeitsmedium wurde Freon 11 benutzt. Bei Betrieb der mechanischen Pumpe wurden Wärmeströme bis  $28 \text{ kW/m}^2$  gemessen. Im Kapillarbetrieb wurden Ströme bis  $12 \text{ kW/m}^2$  gemessen. Der Kreislauf arbeitet sehr zufriedenstellend. Einige anstehende Probleme bedürfen allerdings noch weiterer Untersuchung, um Kapillarpumpen mit Umfangsrillen für den Einsatz in Zweiphasenkreisläufen konkurrenzfähig zu machen.



## 1- INTRODUÇÃO

Tubos de calor axialmente ranhurados têm encontrado grande aceitação no gerenciamento térmico de satélites de comunicação, sondas espaciais e de muitas aplicações industriais. Como circuitos convencionais de dupla fase, tubos de calor são capazes de transportar considerável quantidade de energia, sob pequenas diferenças de temperatura e sem a necessidade de bombas mecânicas para circulação do fluido térmico entre condensador e evaporador. O efeito de capilaridade, garantido pela tensão superficial, proporciona o trabalho de bombeamento requerido para deslocar líquido do condensador para o evaporador.

A estrutura capilar, por si só, é capaz de promover o bombeamento do líquido do condensador para o evaporador. Para se obter maior capacidade de bombeamento capilar e garantir mínima resistência ao fluxo de líquido, diversos tipos de estrutura capilar têm sido desenvolvidos. Com esse objetivo, material sinterizado, estruturas constituídas por telas, ou simplesmente superfícies axialmente ranhuradas vem sendo amplamente utilizadas. Em particular, tubos de calor axialmente ranhurados têm sido preferidos por também apresentarem maior durabilidade, confiabilidade e valores relativamente altos de coeficientes de transferência de calor por convecção. A utilização de artérias ou a opção pelo uso de estruturas compostas também se apresenta como solução alternativa para maximização da capacidade térmica de tubos de calor.

Naturalmente, a capacidade de transferência de calor fica limitada pela capacidade de bombeamento capilar, ou por outros parâmetros relacionados com o limite de evaporação, ou ação do vapor no interior do tubo de calor. Como consequência, dependendo da sua aplicação, um número relativamente alto de tubos de calor pode ser necessário para atender maiores taxas de demanda térmica. Com a evolução de programas espaciais, maiores e mais complexas estruturas espaciais vem sendo desenvolvidas. No sentido de minimizar peso e de atender maior demanda de carga térmica, a tecnologia de tubos de calor convencionais vem evoluindo para circuitos de bombas capilares. Em comparação com tubos de calor, os circuitos de bombas capilares têm a vantagem de operar com menores perdas de carga e, conseqüentemente, transportar maior quantidade de calor por longas distâncias. Bombas capilares foram originalmente desenvolvidas para substituir tubos de calor, ou circuitos convencionais de dupla-fase, em aplicações espaciais que requeiram altas taxas de demanda térmica. Um circuito de bomba capilar opera da mesma forma que um tubo de calor, mas com a diferença que líquido flui através de tubo próprio, separadamente do fluxo de vapor.

Circuitos de bombas capilares (CPL - Capillary Pumped Loop) são sistemas de dupla-fase, capazes de transferir calor sob pequenas diferenças de temperatura e mínima potência externa requerida. Não necessitam de bombas mecânicas. A estrutura capilar é requerida

somente na região do evaporador. As linhas de líquido e de vapor têm paredes lisas. O condensador pode ser projetado também com tubos lisos e, qualquer que seja a concepção adotada, deverá apresentar perdas de carga equivalentes às de trocadores de calor convencionais. O fluido de trabalho é circulado por ação das forças de tensão superficial desenvolvidas nas bombas capilares.

A praticidade do CPL foi inicialmente demonstrada por Stenger (1966). Entretanto, somente a partir do final da década de 70, novos esforços foram retomados nos EUA, quando bombas capilares foram reconsideradas para o gerenciamento térmico de satélites e outras estruturas espaciais. NASA/GSFC (Goddard Space Flight Center) e OAO Corporation reiniciaram testes com o objetivo de viabilizar o uso de CPL em futuras plataformas e estações espaciais. A partir de 1984, Ku, Kroliczek et al (1984) publicaram os primeiros resultados, comprovando o bom desempenho de bombas capilares e demonstrando a habilidade do CPL para operar sob diferentes cargas térmicas e sob pequenas diferenças de temperatura. Amônia tem sido selecionada como fluido de trabalho. Ainda nos EUA, no decorrer dos últimos 13 anos, diversos testes foram realizados em circuitos de dupla-fase, tendo a frente a NASA/GSFC, OAO Corporation, General Electric Astro, Martin Marietta, Dynatherm Corporation, NSI Technology Services Co. e outras empresas. Potências de até 25 kW foram alcançadas com relativo sucesso. Circuitos de bombas capilares adaptados com bombas mecânicas, para operação no modo assistido, também foram testados. Nessa condição, potências de até 50 kW puderam ser aplicadas.

A partir de 1985, estudos foram iniciados também por pesquisadores da Europa. ESA/ESTEC, National Aerospace Lab. (NLR) da Holanda, Dornier GmbH e ERNO Raumfahrttechnik GmbH da Alemanha, SABCA da Bélgica, CNES e Matra Marcony Space da França, British Aerospace Systems Ltd. da Inglaterra são algumas das empresas européias atualmente envolvidas na execução de projetos de bombas capilares destinadas à isothermalização de satélites ou de estações orbitais. Seguindo programa proposto pela ESA, esforços conjuntos têm se concentrado na preparação de um CPL em escala reduzida, TPX (Two-Phase loop eXperiment), 200 W/amônia, envolvendo a NLR e a SABCA. O TPX já foi testado em órbita em fevereiro de 1994. Resultados preliminares foram publicados por Delil et al (1994). Diversos outros testes vem sendo sistematicamente realizados em laboratório, sob diferentes níveis de potência, máximo de 7,5 kW, usando amônia ou Freon como fluido de trabalho (ex.: Kreeb et al, 1989; Oost et al, 1989; Feuillatre et al, 1991).

Na Rússia, pesquisas têm se orientado na construção de bombas capilares capazes de produzir alta pressão de bombeamento capilar. Lavochkin Association, Institute of Thermophysics, Odessa Institute e NPO Energia são instituições russas atualmente envolvidas nas pesquisas voltadas para o desenvolvimento de bombas capilares (Maidanik et al, 1991). Sistemas compactos de CPL têm sido testados em condições de micro-gravidade, a bordo do observatório espacial GRANAT e HORIZONT.

Analisando o desempenho de diversas configurações de estrutura capilar, estudos também estão sendo divulgados por pesquisadores japoneses. NASDA, Tsukuba Space Center, Toshiba Corporation, National Space Development e Ishikawagima-Harima Heavy Industries Co., Ltd. são empresas japonesas atualmente envolvidas na pesquisa voltada para o desenvolvimento de CPL. Os primeiros resultados foram publicados por Furukawa et al (1987).



A nível geral, diversos pesquisadores vem se empenhando no estudo de bombas capilares, condensador e outros componentes vitais ao bom desempenho de CPL. Diversos outros trabalhos têm sido publicados e, em grande parte, seguem relacionados na bibliografia do presente trabalho (ex.: Anderson et al, 1993; Meyer et al, 1993 e Wolf, 1992).

Participando deste esforço conjunto, na busca de melhores alternativas de projeto, a UFSC iniciou trabalhos neste campo a partir de 1992, no âmbito de um convênio internacional, que fazem a UFSC, o IKE-Universidade de Stuttgart e o KFA-Forschungszentrum Jülich da Alemanha. Trabalhos teóricos e experimentais foram iniciados em bombas capilares de ranhuras circunferenciais, de fabricação da empresa ERNO-Raumfahrttechnik da Alemanha, com a finalidade de avaliar seu desempenho sob diferentes condições de carga e de torná-las competitivas para uso a nível geral. Comportamento térmico do circuito em início de operação, comportamento térmico do circuito em condições de operação normal, capacidade limite de transporte de calor, capacidade de recuperar bombas capilares em situação de colapso e comportamento térmico de vários evaporadores instalados em paralelo, foram todos itens investigados e se constituem no objetivo principal do presente trabalho.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão completa sobre o assunto, envolvendo bombas capilares em desenvolvimento nos Estados Unidos, na Europa e na Ásia, citando diversos trabalhos que foram publicados no período de 1984 a 1995. Em particular, reunindo primeiros resultados relativos ao presente trabalho, três artigos foram publicados em eventos internacionais na Europa e no Japão. O primeiro artigo foi publicado no "1st ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology" em Noordwijk e apresenta resultados experimentais obtidos no modo assistido por bomba mecânica (Bazzo et al, 1993). As curvas relativas ao comportamento térmico do circuito, para testes conduzidos no modo assistido por bomba mecânica são apresentadas no Capítulo 6. O segundo artigo foi publicado no "4th International Heat Pipe Symposium" em Tsukuba, enfocando uma análise do comportamento hidrodinâmico de bombas capilares de ranhuras circunferenciais (Bazzo et al, 1994-1). A metodologia de cálculo adotada para análise hidrodinâmica, envolvendo o desenvolvimento de uma formulação matemática específica e sua aplicação às bombas capilares testadas em laboratório, é apresentada no Capítulo 4. O terceiro artigo foi publicado no "24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems" em Friedrichshafen, envolvendo resultados preliminares obtidos na segunda etapa dos trabalhos experimentais, para testes conduzidos no modo capilar (Bazzo et al, 1994-2). Os resultados finais, representando o comportamento térmico das bombas capilares de ranhuras circunferenciais, são apresentados no Capítulo 6.



## 2- CIRCUITOS DE BOMBAS CAPILARES

### 2.1- FUNDAMENTOS

Os circuitos de bombas capilares são originariamente projetados para atender aplicações espaciais e têm por objetivo principal gerenciar termicamente painéis de componentes eletrônicos, transportando calor por longas distâncias para ambientes sob temperaturas mais baixas. Os circuitos de bombas capilares podem ser descritos como sistemas bifásicos para transporte de calor. São constituídos por evaporadores, condensadores, um reservatório para controle da temperatura de operação e por linhas para transporte do líquido e do vapor. O esquema mostrado na Figura 1 representa um circuito de dupla-fase para transporte de calor, construído para operar no modo capilar. Uma ou mais bombas capilares são incorporadas ao evaporador. Não há a necessidade de bombeamento mecânico. Líquido se desloca do condensador para o evaporador unicamente por ação capilar. Não há partes móveis e, portanto, são sistemas livres de vibrações. Ao contrário de tubos de calor, o líquido que retorna do condensador pode ser sub-resfriado.

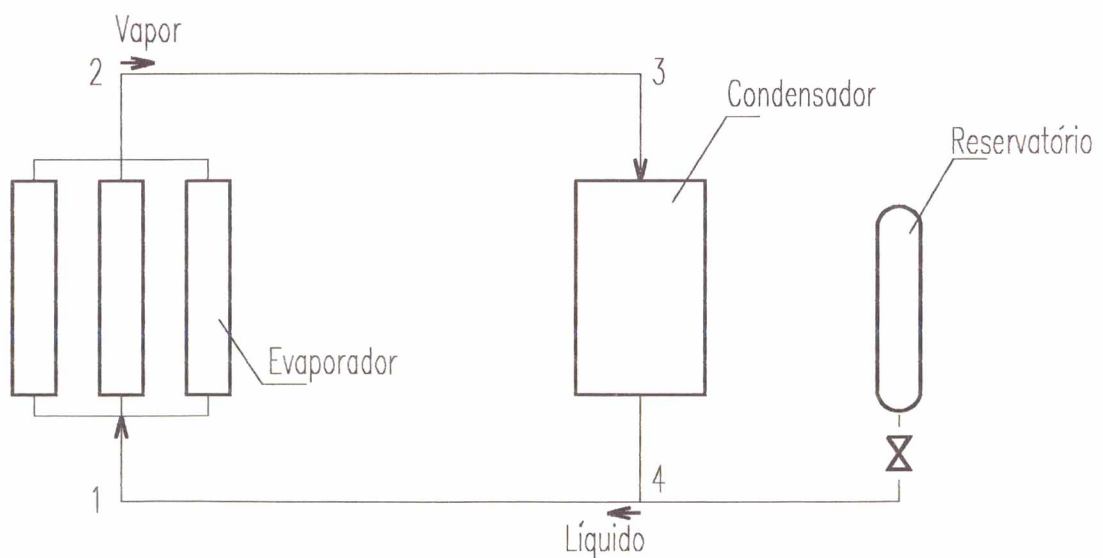


Fig 1- Esquema simplificado de um circuito de dupla-fase adaptado com evaporador de bombas capilares.

Amônia ou Freon vêm sendo frequentemente adotados como fluido de trabalho. O controle da quantidade de líquido (inventário) é regulado através do reservatório, de modo a manter a temperatura desejada de operação. Para iniciar operação no circuito, calor é inicialmente aplicado ao reservatório, de modo que a pressão suba e que líquido seja deslocado para o interior do circuito. Nessas condições, tendo o reservatório como o componente mais aquecido do sistema, fica assegurada completa inundação do evaporador e total eliminação das bolhas de vapor, eventualmente presentes no circuito. Após a partida, parte do líquido retorna ao reservatório, até que se estabeleça o equilíbrio desejado entre reservatório e circuito. Em operação normal, o bombeamento de líquido se ajusta na quantidade requerida pelo circuito, de acordo com a potência aplicada sobre o evaporador. A pressão mantida no reservatório regula a pressão e a temperatura de operação no circuito.

O reservatório deve ser convenientemente instrumentado, de modo a prontamente responder às variações de carga no circuito. Qualquer alteração na taxa de calor aplicada sobre os evaporadores, ou da temperatura ambiente na região do condensador, deve ser sentida pelo reservatório de modo a, imediatamente, compensar o inventário de líquido no interior do circuito, aumentando ou diminuindo a área ativa para troca de calor no condensador. Para se obter um desempenho satisfatório, independente de qualquer variação de carga, é importante que a temperatura do vapor seja mantida.

A preocupação com o bom desempenho de circuitos de bombas capilares vem envolvendo a participação de muitos pesquisadores também no projeto de novos condensadores. Embora nem sempre seja tão simples, o condensador deve ser dimensionado de modo a rejeitar todo o calor absorvido na seção evaporadora, incluindo-se condensação e sub-resfriamento do fluido de trabalho. Na prática, temperaturas que variam entre 1 e 10 °C menores do que a temperatura do vapor saturado são requeridas para o líquido que retorna do condensador, dependendo do projeto e do nível de potência aplicado no evaporador (Cullimore, 1991). Diversos requisitos têm sido considerados ou perseguidos no projeto de novos condensadores, incluindo-se aqui altos coeficientes de transferência de calor, pequenas perdas de carga, bom desempenho sob condições de gravidade zero, mínimo peso e baixo custo de fabricação.

O evaporador se constitui no componente mais importante do circuito. Nele são incorporadas as bombas capilares, responsáveis pela circulação do fluido de trabalho ao longo do circuito. As bombas capilares têm a função de succionar líquido do condensador para a região do evaporador. Ao receber calor na estrutura capilar, líquido evapora e se desloca ao longo das linhas de vapor, de volta ao condensador. A maioria dos evaporadores testados até a presente data tem usado bombas capilares construídas com tubos de alumínio, extrudados com sulcos trapezoidais axiais na sua superfície interna (TAG - Trapezoidal Axial Grooves). Recentes avanços no projeto de evaporadores têm resultado no emprego de estruturas capilares que correspondessem a uma maior capacidade de bombeamento capilar, menor peso estrutural e alto coeficiente de transferência de calor.

A exemplo do que ocorre com tubos de calor, a capacidade máxima de transporte de calor de um circuito pode estar associada ao efeito de limite capilar, limite sônico, limite por arraste ou limite por ebulição nucleada. Entretanto, para operação sob temperaturas moderadas, na faixa de 122 a 628 K, tendo a amônia ou Freon como fluido de trabalho, a capacidade máxima de transporte de calor está normalmente associada ao efeito de limite capilar.

De acordo com o conceito de limite capilar, a potência máxima do circuito é limitada pela capacidade de bombeamento máximo das bombas capilares e, para que ocorra bombeamento, é condição essencial que a pressão capilar seja sempre superior às perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito, isto é,

$$P_{cm} \geq \sum \Delta P_x \quad (1)$$

ou

$$P_{cm} \geq \Delta P_{evp} + \Delta P_v + \Delta P_{cds} + \Delta P_l + \Delta P_g \quad (2)$$

onde

- $P_{cm}$  = Pressão máxima de bombeamento capilar (Pa)
- $\Delta P_{evp}$  = Perda de carga no evaporador (Pa)
- $\Delta P_v$  = Perda de carga na linha de vapor (Pa)
- $\Delta P_{cds}$  = Perda de carga no condensador (Pa)
- $\Delta P_l$  = Perda de carga na linha de líquido (Pa)
- $\Delta P_g$  = Perda de carga gravitacional (Pa)

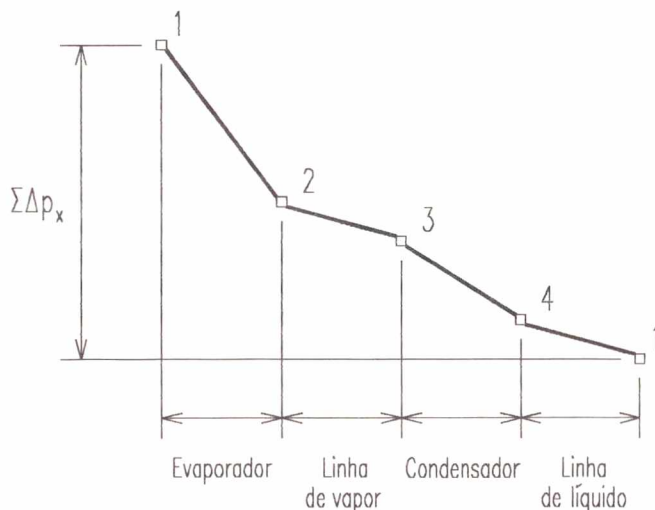


Fig. 2- Diagrama correspondente às perdas de carga de um circuito de bomba capilar.

Um diagrama típico de perda de carga é mostrado na Figura 2, para o caso particular em que  $\Delta P_g = 0$ . Os números 1,2,3 e 4 correspondem aos pontos marcados no circuito mostrado na Figura 1. Evidentemente, por representar escoamento de líquido através de estruturas porosas ou através de pequenas ranhuras circunferenciais, espera-se que maiores perdas de carga ocorram no evaporador. Por outro lado, dependendo do diâmetro das tubulações, perdas de carga decorrentes do deslocamento de líquido ou de vapor podem ser significativamente menores, podendo ser desconsideradas.

A pressão de bombeamento capilar se ajusta no sentido de compensar forças de atração entre moléculas, que atuam sobre a superfície de separação líquido-vapor do fluido de trabalho no interior da estrutura capilar. Na condição limite, caso em que a potência aplicada ao circuito é máxima, para que ocorra equilíbrio,

$$P_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (3)$$

onde  $r_c$  representa o raio efetivo de capilaridade do menisco (m) e  $\sigma$  a tensão superficial do fluido de trabalho (N/m). Isto é, a capacidade máxima de bombeamento capilar está associada ao raio efetivo de capilaridade no limite em que o menisco assume a forma correspondente



ao menor raio permitido pela estrutura capilar. Conforme mostrado no Apêndice 1, o raio efetivo de capilaridade é calculado com base nos raios  $R_1$  e  $R_2$  do menisco formado na estrutura capilar (ver Figura 3).

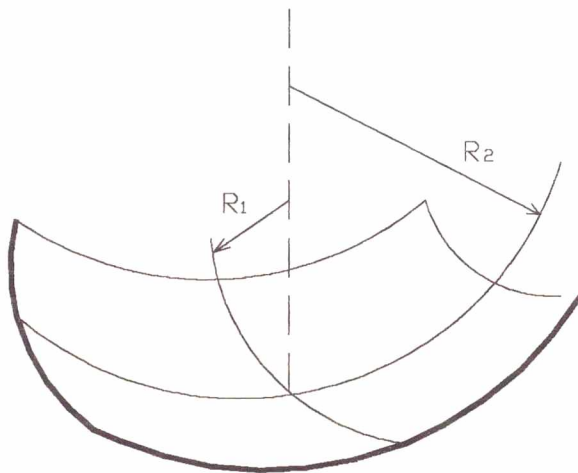


Fig. 3- Raios do menisco formado na estrutura capilar.

Devido à proximidade das paredes, o menisco tende a tomar a forma correspondente à área mínima, no sentido de buscar equilíbrio de forças resultantes da atração entre moléculas. Com o aumento da perda de carga, o equilíbrio de forças é mantido até o instante em que a diferença de pressão entre vapor e líquido atuante no menisco seja superior à pressão máxima de bombeamento capilar. Isto é, o menisco retrocede até o limite correspondente à pressão máxima de bombeamento capilar, interrompendo-se o fluxo de líquido ao longo da estrutura porosa ou das ranhuras e, por isso, causando a secagem da bomba capilar (dry-out).

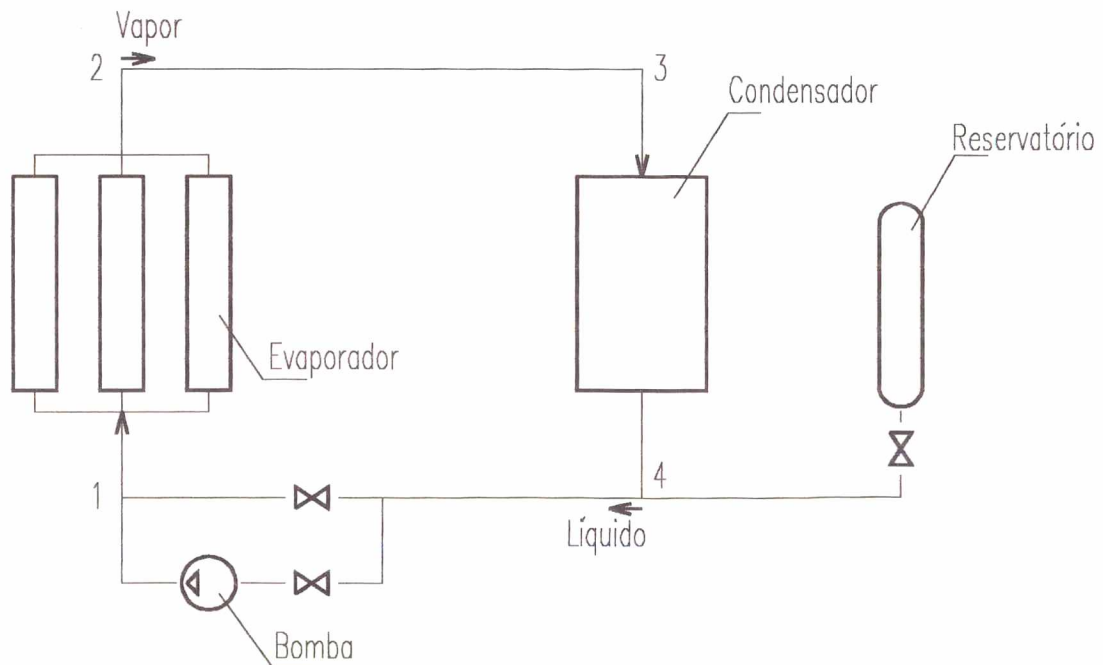


Fig 4- Esquema simplificado de um circuito de dupla-fase adaptado com evaporador de bombas capilares e bomba mecânica.

Potências maiores podem ser atingidas no modo assistido por bomba mecânica (também chamado por modo híbrido). Nesse caso, uma bomba mecânica é adaptada ao

circuito, de modo a atuar em série com as bombas capilares do evaporador. Para complementar, válvulas de controle, ou mesmo válvulas de bloqueio simples, podem ser instaladas no circuito, na forma apresentada pela Figura 4. Dessa forma, o circuito fica apto a operar tanto no modo capilar, quanto no modo assistido por bomba mecânica.

A adaptação de uma bomba mecânica objetiva associar as características operacionais de um circuito de bombas capilares, com o alto fluxo e alta capacidade de pressão desenvolvida por bombas mecânicas. Nesse caso, perde-se uma vantagem importante do circuito capilar, relativamente aos circuitos convencionais, a absoluta ausência de bombas mecânicas para circulação do fluido de trabalho. Bombas mecânicas necessitam de energia para movimentar o fluido de trabalho e são constituídas por partes móveis, susceptíveis portanto aos efeitos indesejáveis do desgaste e das vibrações.

Naturalmente que, para garantir pleno funcionamento do circuito capilar, é importante que se analisem também outros efeitos que eventualmente promovam o colapso da bomba capilar, antes mesmo que o limite capilar seja alcançado. Como ocorre com tubos de calor, um possível efeito associado a outras limitações sobre a capacidade de transporte de calor de um circuito de bomba capilar é mostrado na Figura 5. O tipo de limitação é determinado pelo menor valor encontrado para a temperatura de operação do circuito. O valor correspondente a cada caso deve ser calculado levando-se em conta as propriedades do fluido de trabalho e características geométricas da bomba capilar.

O limite sônico deve ser considerado para análise dos circuitos de bombas capilares especialmente destinados a operar sob elevadas temperaturas, na ordem de 1000 K, tendo o sódio ou o potássio como fluido de trabalho. Nesse caso, para temperaturas inferiores a 1000 K, a velocidade do vapor pode se igualar à velocidade do som, limitando a capacidade de transporte de calor devido ao aparecimento de ondas de choque ao longo da linha de vapor. A condição de limite sônico pode ser alcançada nos casos em que houver baixa densidade de vapor associada a altas velocidades do vapor na saída do evaporador. Anderson (1993) estudou e apresentou os primeiros resultados de um CPL especialmente projetado para operar sob elevadas temperaturas, tendo o sódio como fluido de trabalho. Ele considerou o efeito do limite sônico no cálculo do diâmetro da linha de vapor.

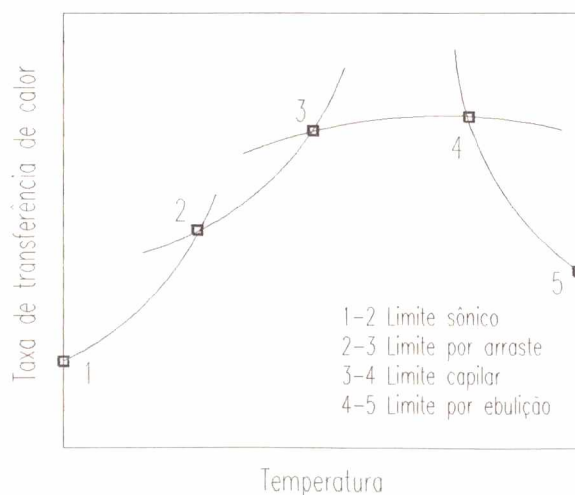


Fig. 5- Limites de transporte de calor

O limite por arraste deve ser considerado apenas nos casos em que líquido e vapor se movem em direção oposta no interior da bomba capilar. O limite é alcançado no momento em que a velocidade do vapor for suficientemente alta para vencer o efeito de tensão superficial e arrastar líquido da estrutura capilar, de volta na direção do condensador. Como consequência imediata, maior volume de líquido passa a circular no interior do circuito, reduzindo a capacidade da estrutura capilar em transportar calor do evaporador para o condensador.

A análise do limite por ebulição envolve o comportamento térmico relacionado com a teoria de ebulição nucleada. O limite será alcançado quando houver intensa formação de bolhas no interior da própria estrutura capilar. A formação de bolhas não é desejável, porque elas podem causar pontos quentes e obstruir a circulação do fluido térmico (Dunn, 1994).

O fluido de trabalho deve apresentar compatibilidade química com o material de fabricação do circuito e deve ser selecionado de modo a garantir a eficiência térmica desejada. Por apresentar melhores características térmicas, confiabilidade e menor peso, amônia tem sido comumente selecionada como fluido de trabalho. Por razões de segurança, para estudos desenvolvidos a nível de laboratório em ambientes terrestres, também Freon vem sendo frequentemente selecionado como fluido de trabalho.

## 2.2- ESTÁGIO ATUAL DE DESENVOLVIMENTO. PROGRESSOS RECENTES.

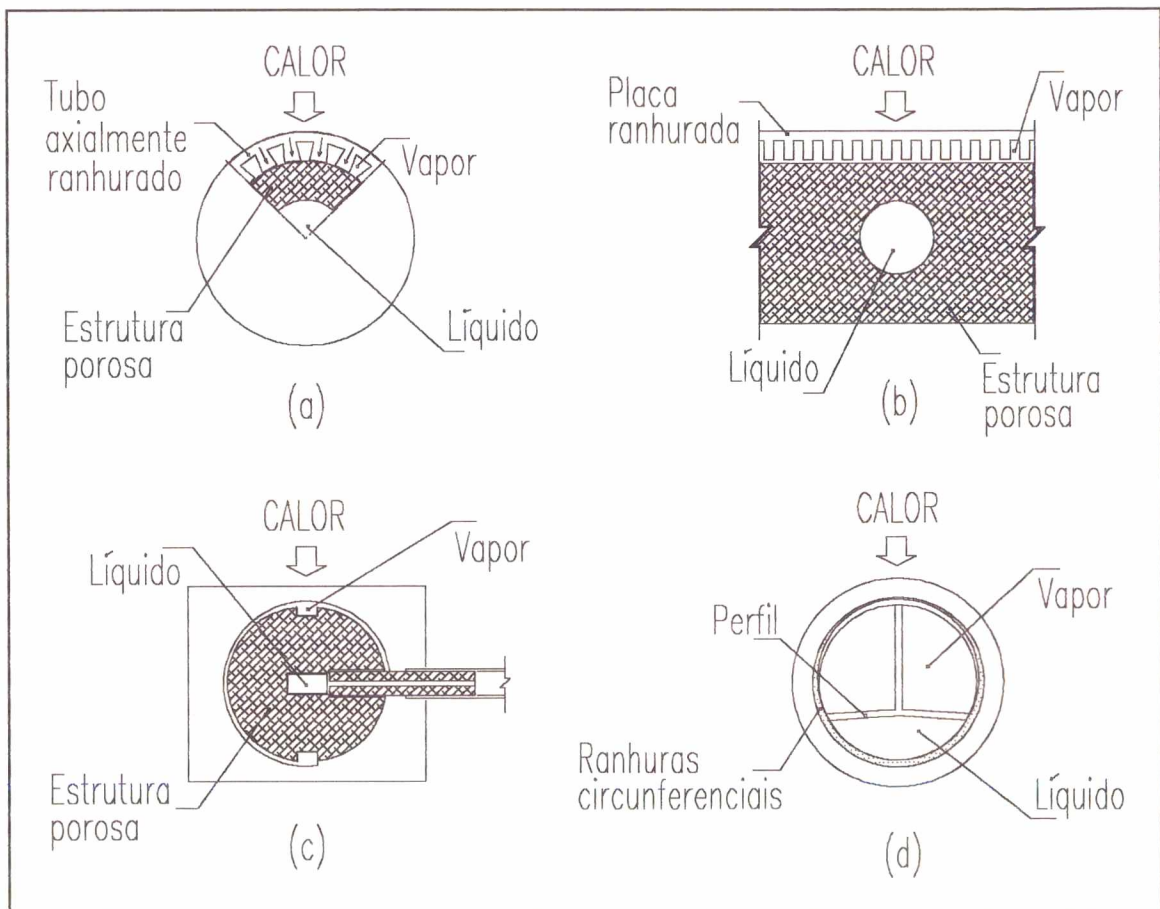


Fig. 6- Tipos existentes de bombas capilares.

Nos últimos anos, bombas capilares vêm sistematicamente recebendo atenção especial, por se apresentarem como solução para novos desafios apresentados no gerenciamento térmico de projetos avançados de satélites e de estações espaciais, seja em substituição a circuitos



convencionais de transferência de calor, ou seja em substituição a tubos de calor. Circuitos convencionais de transferência de calor necessitam de bombas mecânicas para circulação do fluido térmico. Bombas capilares atuam como evaporadores e dispensam o uso de bombas mecânicas. Além de atender altas taxas de demanda térmica, não há partes móveis e não há o efeito indesejável de desgaste ou de vibrações. A Figura 6 apresenta em corte transversal os tipos existentes e atualmente em desenvolvimento de bombas capilares. O princípio de funcionamento correspondente a cada caso em particular na Figura 6 é descrito nos parágrafos subsequentes. Em geral a bomba capilar consiste de tubos ou de placas convenientemente montadas, com canais interligados por uma estrutura capilar, que promova força suficiente para deslocamento do líquido e do vapor no interior do circuito. Vários tipos de materiais têm sido testados para atuar como estrutura capilar, incluindo-se fibras de alumina/sílica, teflon ou plástico poroso, fibras de quartzo, titânio e pó de níquel sinterizado. Somente material poroso ou paredes finamente ranhuradas têm capacidade para superar as perdas de carga e promover a circulação do fluido no interior do circuito. Outras alternativas, por apresentarem valores relativamente altos do raio efetivo de capilaridade, em geral não dispõem de potencial suficiente para superar as perdas de carga ou de bombear líquido do condensador para o evaporador nas potências desejadas.

As Figuras 6a, 6b e 6c representam estruturas capilares constituídas por material poroso, atualmente em uso ou ainda em desenvolvimento por empresas ligadas ao setor espacial dos Estados Unidos e da Europa. A opção por tubos de ranhuras circunferenciais, na forma mostrada pela Figura 6d, foi inicialmente apresentada pela empresa MBB/ERNO (Alemanha) como tubos de calor de alta capacidade térmica. Na expectativa de viabilizá-los, agora, como solução alternativa ao uso de bombas capilares constituídas por material poroso, sua aplicação em circuitos de transferência de calor de dupla-fase se constitui no objetivo central do presente trabalho. Em todos os quatro casos, líquido é continuamente deslocado por ação capilar devido ao processo de evaporação que ocorre na interface líquido/vapor.

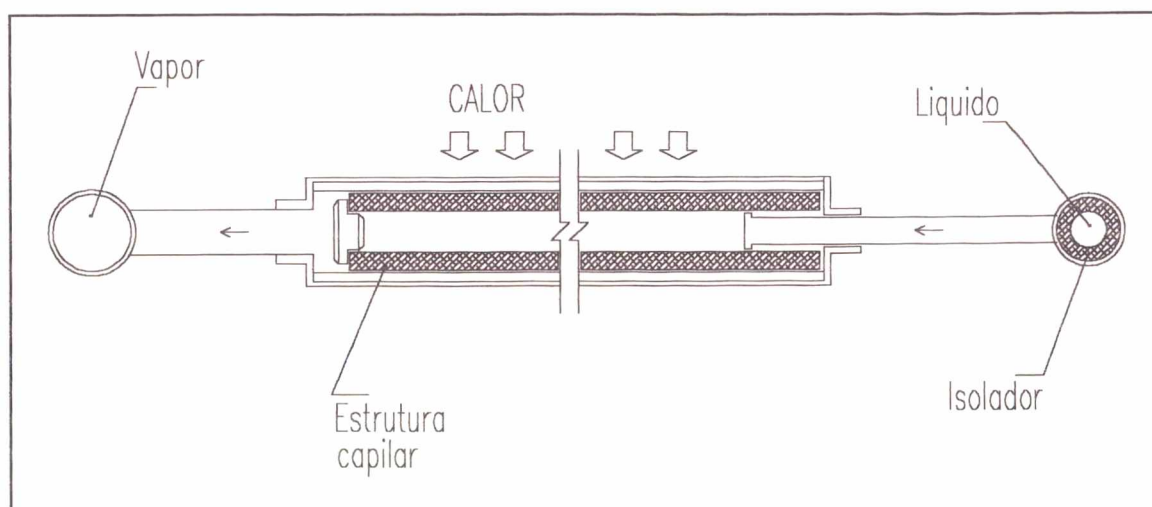


Fig. 7- Bomba capilar desenvolvida e testada para a GSFC/NASA.

Nos Estados Unidos, a maioria dos projetos envolvendo pesquisas relacionadas com circuitos de bombas capilares tem sido conduzida pela NASA/GSFC e por empresas

conveniadas. A Figura 7 mostra com mais detalhes a concepção de uma bomba capilar desenvolvida e testada para a NASA/GSFC (Kroliczek and Brennan, 1992; Ku, 1993). Potências de até 25 kW foram alcançadas, o equivalente a  $15 \text{ W/cm}^2$  ( $150 \text{ kW/m}^2$ ) de taxa de calor, em circuitos montados com várias bombas capilares em paralelo, tendo amônia como fluido de trabalho. A bomba capilar consiste de um tubo de material poroso fixado no interior de um tubo de alumínio de superfície interna axialmente ranhurada. Polietileno de alta densidade com tamanho de poros variável na ordem de 10 a 15 microns vem sendo correntemente utilizado como estrutura capilar. Nessas condições, pressões de bombeamento capilar na ordem de 3000 Pa são desenvolvidas, usando amônia a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  como fluido de trabalho. Líquido flui axialmente no centro da bomba capilar. Mediante aplicação de calor, bolhas de vapor se formam na interface do tubo poroso com a superfície interna do tubo de alumínio. Durante o processo de evaporação, meniscos são formados nas interfaces líquido/vapor de acordo com as forças capilares necessárias para promover a circulação do fluido ao longo do circuito. Líquido é continuamente succionado pela estrutura porosa, se deslocando radialmente no sentido do tubo de alumínio, na quantidade igual à massa de vapor formada. O líquido se aquece até o limite da temperatura de saturação pré-fixada no reservatório. O efeito de tensão superficial impede a migração de bolhas de vapor para o interior da estrutura capilar. O vapor se desloca ao longo de pequenas ranhuras, diretamente ao coletor de vapor, localizado na saída da bomba capilar. Uma ou mais bombas em paralelo podem ser instaladas entre o tubo de acesso e coletor de vapor. Não há a necessidade de se controlar a vazão de líquido através das bombas capilares. O fluido de trabalho é naturalmente succionado na quantidade exata requerida pelo calor aplicado sobre cada uma das bombas, para converter líquido em vapor saturado.

Para evitar um eventual retorno de vapor, ou para bloquear o deslocamento de gases não condensáveis, um isolador é instalado no tubo que dá acesso às bombas capilares. Em caso de sobrecarga de calor, se qualquer uma das bombas secar, a presença do isolador elimina a possibilidade de retorno de vapor para a linha de líquido ou possibilidade de migração de bolhas de vapor para as bombas adjacentes. O isolador se constitui de um tubo de polietileno poroso inserido no interior do tubo de acesso às bombas capilares. Tal recurso tem realmente demonstrado sucesso em isolar falhas individuais entre as diversas bombas capilares (Ku, 1993). Por outro lado, uma desvantagem importante da presença de isoladores é o aumento da perda de carga no fluxo de líquido e evidente redução na capacidade de bombeamento das bombas capilares. Cullimore (1991) estimou valores para a perda de carga nos isoladores da ordem de 410 Pa, valores esses aparentemente altos se comparados à pressão máxima de bombeamento capilar, na ordem de 3.000 Pa, tendo a amônia como fluido de trabalho a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Wulz and Embacher (1990) investigaram estruturas capilares com capacidades de bombeamento de até 8.000 Pa, mas com sensível redução na permeabilidade do material e consequente aumento na perda de carga do líquido ao fluir pela própria estrutura capilar. Diversos tipos de materiais, atualmente sob investigação, envolvem a opção por teflon, material cerâmico, níquel e titânio, com perspectivas de se operar bombas capilares com capacidades de bombeamento superiores a 10.000 Pa. Naturalmente que, ao buscar novas soluções, há que se considerar também importantes fatores relacionados não apenas com a permeabilidade do material, mas também com a resistência mecânica, compatibilidade com o fluido de trabalho, facilidade e com os custos na sua fabricação. Discussão complementar sobre este assunto está reservado para capítulos posteriores, por conta da análise de desempenho de bombas capilares constituídas por ranhuras circunferenciais.



Progresso notável foi efetivamente alcançado em um circuito de bomba capilar, especialmente projetado para ser testado em condições de micro-gravidade, a bordo de uma nave espacial, em meados da década de 1980. Cargas térmicas de até 550 W puderam ser simuladas com absoluto êxito. Em termos de aplicação espacial, como resultado concreto, circuitos de bombas capilares têm sido indicados para o controle de temperatura de vários instrumentos do EOS (Earth Observing System) da AM Platform e tem sido proposto para o controle térmico de satélites de comunicação avançados e plataformas espaciais (Kroliczek and Brennan, 1992; Ku, 1993).

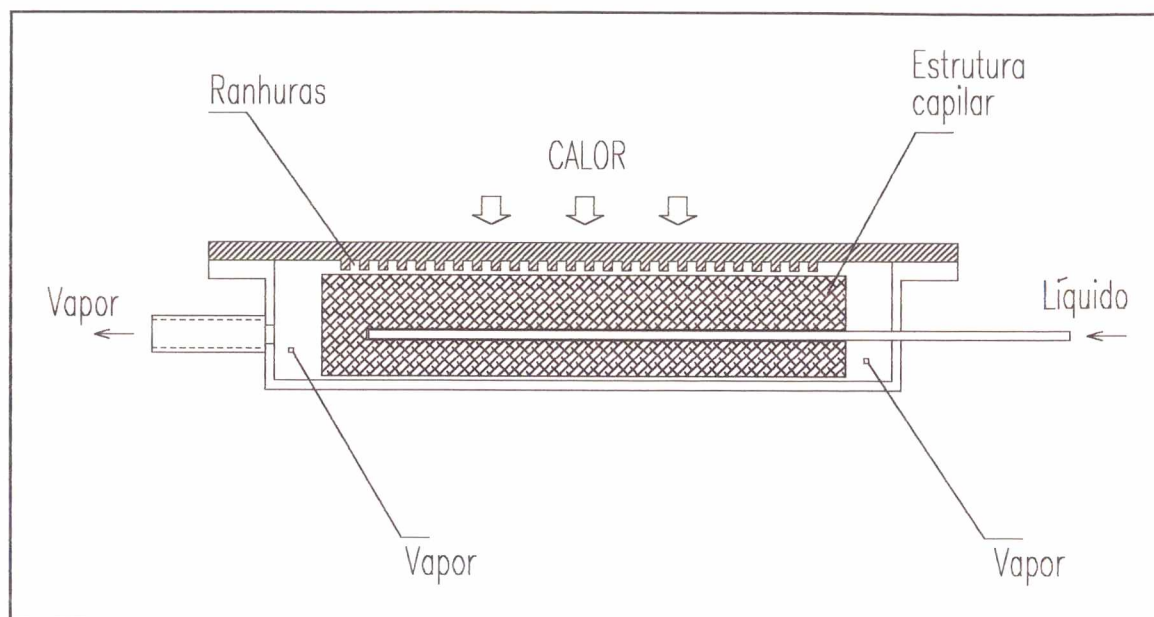


Fig. 8- Bomba capilar desenvolvida e testada pela Dornier.

Estudos divulgados na Europa apontam para o desenvolvimento de bombas capilares tubulares e de bombas capilares constituídas por placas planas. A concepção de bomba capilar desenvolvida e testada pela Dornier (Alemanha) apresenta estrutura capilar plana e inserida entre placas de alumínio. A Figura 8 mostra com detalhes a concepção da bomba capilar desenvolvida pela Dornier (Kreeb et al, 1989). A estrutura capilar é plana e inserida entre placas de alumínio. O tamanho de poros da estrutura capilar varia entre 10 e 40 microns. Freon, água e amônia têm sido adotados como fluido de trabalho. Líquido flui axialmente ao longo de vários tubos dispostos em paralelo e incorporados à placa inferior. Mediante aplicação de calor, bolhas de vapor se formam na interface da placa porosa com a superfície ranhurada da placa superior. Líquido é continuamente succionado pela placa porosa, se deslocando para cima, na quantidade igual à massa de vapor formada. O líquido se aquece até o limite da temperatura de saturação. O vapor se desloca ao longo das ranhuras, naturalmente na direção da saída da bomba capilar.

Seguindo programa proposto pela ESA, esforços conjuntos têm se concentrado na preparação e testes do TPX (Two-Phase loop eXperiment), envolvendo a NLR da Holanda e SABCA da Bélgica. O programa objetiva testar e comparar o desempenho de dois evaporadores distintos, em condições de micro-gravidade, usando amônia como fluido de trabalho. Nas Figuras 9 e 10 estão esquematizados em corte transversal os dois evaporadores utilizados.



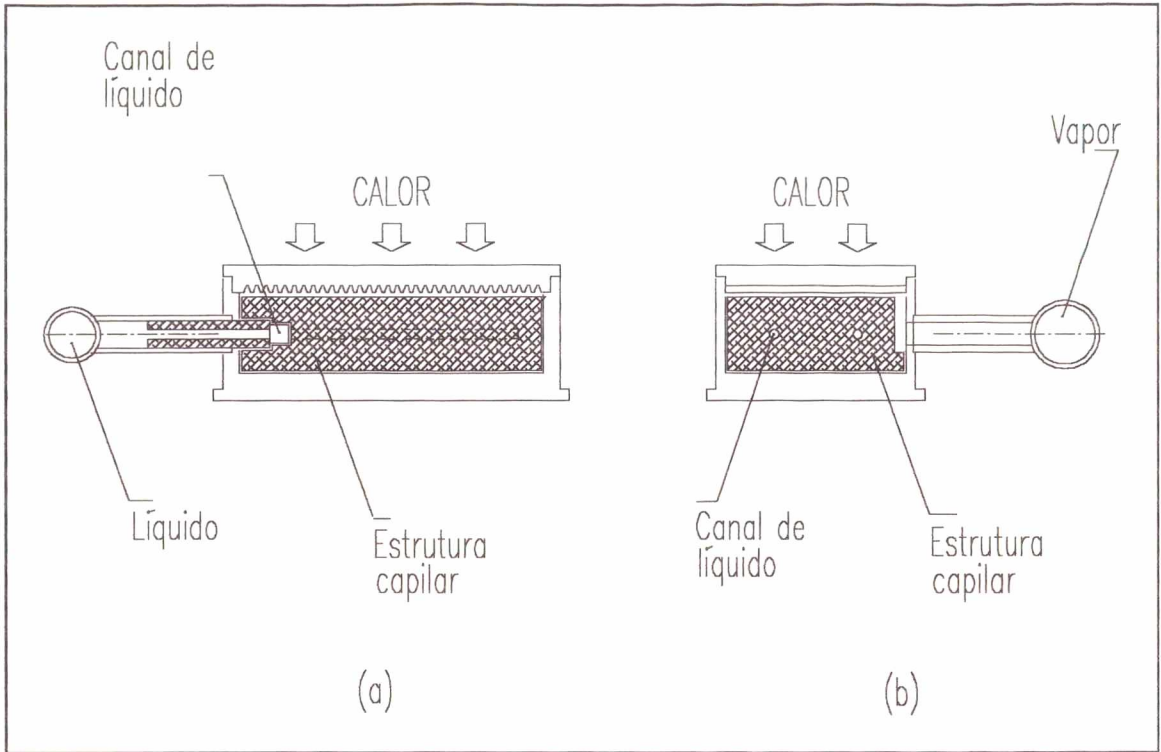


Fig. 9- Evaporador de placa plana ranhurada adaptada a uma estrutura capilar porosa plana de polietileno (TPX).

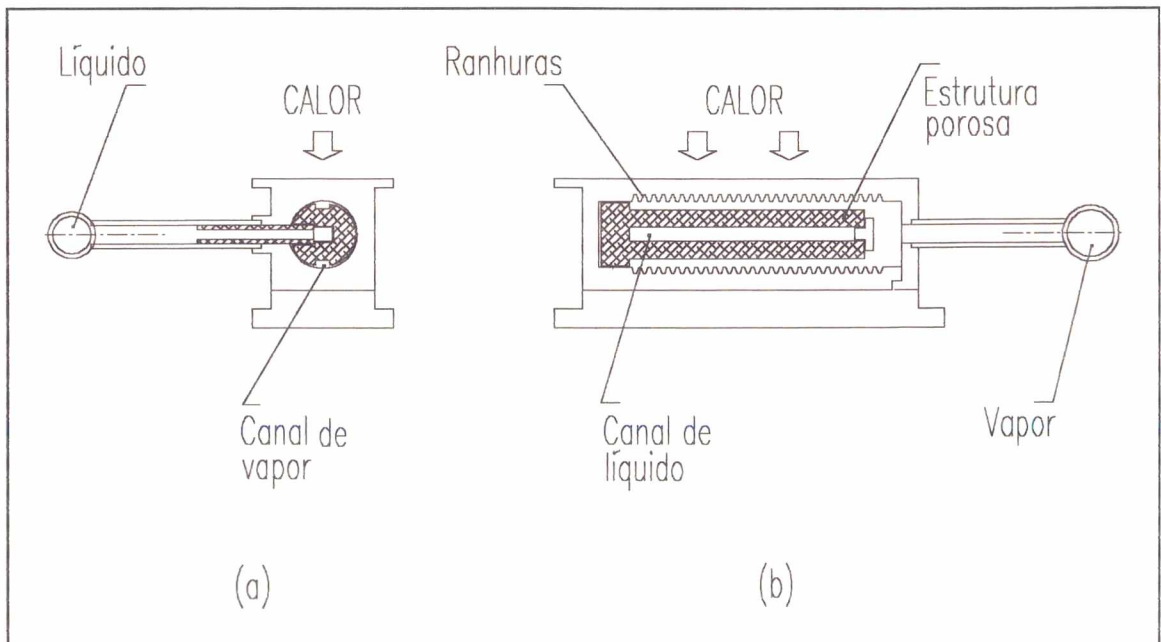


Fig. 10- Evaporador de ranhuras internas circunferenciais e estrutura porosa tubular de polietileno (TPX).

Na Figura 9, o evaporador é constituído por uma placa plana ranhurada, acoplada a uma estrutura porosa também plana de polietileno de porosidade 30  $\mu\text{m}$ . Para amônia, pressões de bombeamento capilar da ordem de 2.200 Pa em condições térmicas de até 155 W são esperadas. Líquido é continuamente succionado pela estrutura porosa, enquanto o vapor formado flui ao longo das ranhuras, na direção da saída da bomba capilar.

Na Figura 10, o evaporador é constituído por um bloco de alumínio furado e internamente usinado com ranhuras internas circunferenciais, adaptado com estrutura porosa tubular de polietileno e porosidade 30  $\mu\text{m}$ . Para amônia, pressões de bombeamento capilar da ordem de 1800 Pa em condições térmicas de até 150 W são esperadas. O vapor formado flui ao longo das ranhuras circunferenciais, até outras duas ranhuras axiais, usinadas na própria estrutura capilar, de onde segue para a tubulação de saída do vapor.

Testes preliminares a bordo do US Space Shuttle (STS-60), em fevereiro de 1994, demonstraram que ambos os evaporadores corresponderam satisfatoriamente aos valores previstos em projeto (Delil et al, 1994). Observações relacionadas com o comportamento transiente apontam o evaporador cilíndrico como a opção mais apropriada às oscilações de carga térmica do sistema. Testes adicionais ainda estão programados, para um futuro próximo, de modo a complementar os trabalhos e melhor avaliar o desempenho térmico de ambos os evaporadores.

Embora não represente necessariamente a melhor opção de bomba capilar, evaporadores de formato cilíndrico são compactos e mais leves do que evaporadores de formato plano. Se for o caso, bombas capilares tubulares podem ter a espessura de parede significativamente menor para resistir altas pressões do fluido de trabalho, sem a necessidade de modificar o evaporador com a instalação de reforços estruturais. Quando necessário, evaporadores cilíndricos podem ser facilmente conectados em paralelo, bem como ser adaptados a placas planas termoestabilizadoras, de modo a atender maiores capacidades térmicas.

A Figura 11 mostra a concepção de bomba capilar desenvolvida e testada pela Lavochkin Association na Rússia (Maidanik et al, 1991). Pó de níquel sinterizado com tamanho efetivo de poros na ordem de 1,5 microns tem sido utilizado como estrutura capilar. Nessas condições, pressões de bombeamento capilar na faixa de 10.000 a 50.000 Pa podem ser desenvolvidas, usando amônia como fluido de trabalho.

A bomba capilar proposta pela Lavochkin Association consiste de um tubo de material poroso fixado dentro de um tubo externo de aço inoxidável e de superfície interna axialmente ranhurada. Até recentemente, novos testes foram desenvolvidos também na Alemanha, em convênio com a ERNO (Meyer et al, 1993). A bomba capilar é consequência de estudos anteriores sobre tubos de calor de alta pressão capilar, desenvolvidos e testados já a partir de 1972. Nesse sentido, trabalhos conjuntos foram conduzidos pelo Institute of Thermophysics, Lavochkin Association e Applied Mechanics Inc. (Maidanik et al, 1992). O objetivo inicial era viabilizar tubos de calor que apresentassem desempenho satisfatório sob qualquer orientação no campo gravitacional. A idéia evoluiu finalmente para circuitos de bombas capilares. Nesse caso em particular, uma diferença básica fica claramente constatada. O reservatório (ou acumulador de líquido para termo-regularização) é incorporado diretamente na bomba capilar. Testes estão sendo conduzidos também em bombas capilares convencionais, com o reservatório de fato instalado junto à linha de líquido, na entrada do evaporador.

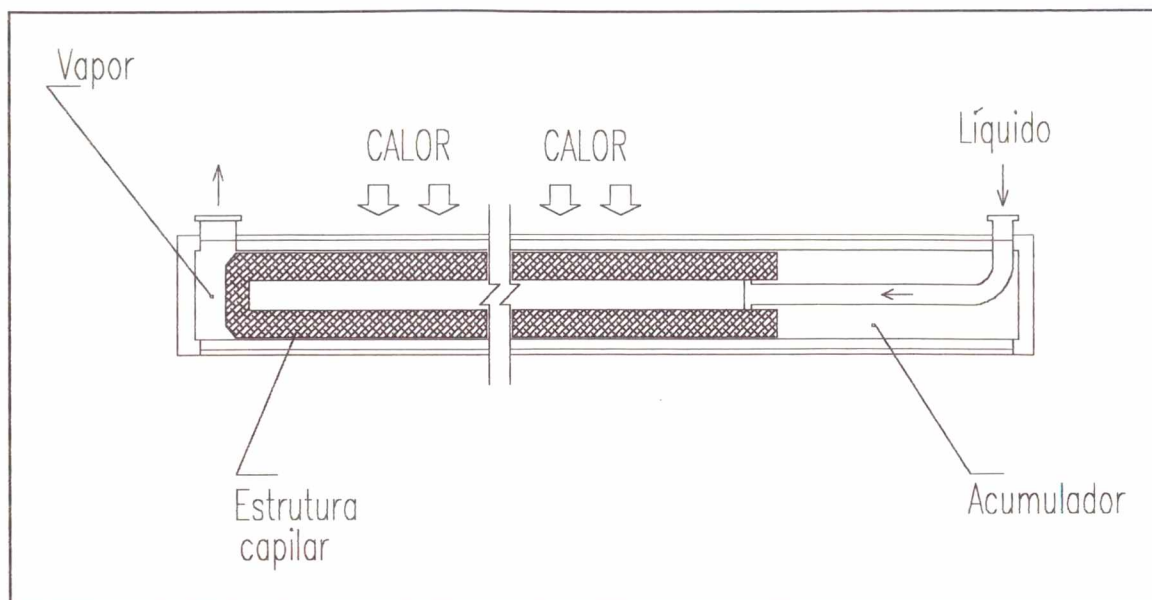


Fig. 11- Bomba capilar desenvolvida e testada pela Lavochkin Association.

Na concepção de bomba capilar, na forma esquematizada pela Figura 11, o princípio de funcionamento é similar ao apresentado pela bomba capilar desenvolvida pela NASA/GSFC. Líquido flui axialmente no centro da bomba capilar. Mediante aplicação de calor, bolhas de vapor se formam na interface do tubo poroso com a superfície interna e ranhurada do tubo de aço inoxidável. Líquido é continuamente succionado pela estrutura porosa, se deslocando radialmente no sentido do tubo externo, na quantidade igual à massa de vapor gerado. O vapor se desloca ao longo de ranhuras axiais, saindo da bomba capilar na direção do condensador.

Os pesquisadores russos vêm se dedicando ao estudo de estruturas porosas tubulares, que correspondam a maiores capacidades de bombeamento capilar. Utilizando-se de técnicas especiais, estruturas capilares a base de níquel e titânio são construídas com tamanho de poros variáveis entre 1 e 10 microns, o suficiente para criar pressões de bombeamento capilar que variam entre 10.000 e 50.000 Pa. Testes vêm sendo conduzidos em bombas capilares construídas a base desse material, usando Freon 152, Freon 11 e amônia como fluidos de trabalho. Testes preliminares com amônia têm já demonstrado capacidades térmicas da ordem de 2 kW. No caso, tal valor foi limitado pela potência dos aquecedores instalados na bancada experimental. Resultados conclusivos são ainda aguardados para comparação com resultados experimentais de outros circuitos de bombas capilares.



## 2.3- PROBLEMAS OPERACIONAIS

Testes de bombas capilares constituídas por estruturas de material poroso têm demonstrado bom desempenho e suficiente potencial para atender aos requisitos de controle térmico de estações orbitais ou de satélites de tecnologia avançada. Naturalmente, persistem ainda problemas de ordem operacional, que precisam ser melhor investigados e há o interesse permanente na busca de alternativas que proporcionem maior confiabilidade e maior capacidade de bombeamento capilar. Por exemplo, a ocorrência de colapso em início de operação, ou em condições de regime permanente, tem sido frequentemente observada (Kroliczek et al, 1992; Ku, 1993). São situações adversas, ainda não completamente explicadas e que precisam ser investigadas. Enquanto em operação normal, pouco antes de ocorrer colapso, as temperaturas no evaporador caem, para em seguida subir a valores acima da temperatura de saturação do reservatório. O colapso pode ser causado pela presença de gases não condensáveis ou pela expansão de vapor no interior da estrutura capilar. A ocorrência de colapso foi também observada durante rápida redução na potência aplicada no evaporador. Por exemplo, o evaporador trabalhou bem durante o aumento escalonado de potência de 100 W para 600 W, mas entrou em colapso durante rápida redução de 600 W para 100 W (Ku, 1992). Reduções bruscas de potência aplicada ao evaporador provocam rápido deslocamento de líquido do reservatório para o condensador. A interação entre os vários componentes do circuito durante operações no regime transiente é aparentemente complexa e requer futura investigação.

Pesquisadores do mundo inteiro são motivados a buscar soluções que de fato determinem confiabilidade ao uso de bombas capilares. Nesse sentido, uma série de testes vem sendo conduzido, de modo a caracterizar o desempenho térmico de diferentes tipos de circuitos de bombas capilares. Em tais testes, há preocupação maior em verificar:

- Comportamento térmico do circuito em início de operação.
- A capacidade limite de transporte de calor.
- A possibilidade de se utilizar bombas capilares de pequenos diâmetros.
- Comportamento do circuito sob pequenas taxas de transferência de calor.
- Capacidade de recuperar bombas capilares em situação de colapso.
- Comportamento térmico do circuito sob cargas aleatórias e não uniformes de calor.
- Habilidade do reservatório em gerenciar termicamente o circuito.
- Ausência de bolhas de vapor no líquido deslocado do reservatório para o circuito.
- Comportamento térmico de vários evaporadores instalados em paralelo.
- Comportamento térmico do circuito sob gravidade zero.

Um circuito de bomba capilar não pode desempenhar suas funções previamente especificadas em projeto até que a operação seja efetivamente iniciada com sucesso. De acordo com Ku (1993), poucos problemas relacionados com a partida foram observados em bombas capilares constituídas por tubos de  $\phi$  1¼ polegada ( $\phi$  32 mm). Entretanto, para bombas capilares constituídas por tubos menores, muitas dificuldades foram encontradas até que se tivesse sucesso na operação do circuito. Em particular, para bombas capilares de  $\phi$  3/4 polegada ( $\phi$  20 mm), foram observados picos de temperaturas entre 3 °C e 10 °C acima daquelas previamente ajustadas pelo reservatório. Nessas condições, tem sido igualmente observado alto diferencial de pressão através do evaporador e significativo retorno de líquido, na maioria dos casos conduzindo o sistema ao colapso. Maidanik et al (1992) observaram



valores equivalentes para bombas capilares constituídas por tubos de  $\phi$  22 mm, entre 4 °C e 20 °C acima daquelas previamente ajustadas pelo reservatório, usando Freon 11 como fluido de trabalho.

Ainda, em retrospectiva aos testes conduzidos em bombas capilares constituídas por tubos de  $\phi$  1¼ polegada, foi observado que, antes de dar partida ao evaporador, na maioria dos casos o circuito foi apenas parcialmente inundado com fluido de trabalho. Isto é, ao mesmo tempo em que líquido ocupa condensador, linha de líquido e estrutura capilar, vapor ocupa parte da tubulação entre bomba capilar e condensador, criando condições favoráveis ao processo de partida. Garantida esta condição, a operação tem sido inicializada com relativo sucesso. Antoniuk and Pohner (1993) analisam o problema com detalhes e propõem um modelo analítico, envolvendo o processo de transferência de calor em bombas capilares, constituídas por tubos de polietileno poroso, para identificar como a distribuição de temperaturas é afetada por parâmetros geométricos, carga térmica e pelo grau de sub-resfriamento do líquido proveniente do condensador. Resultados experimentais são também apresentados, comprovando a viabilidade técnica de dispositivos complementares, devidamente projetados, destinados à remoção de líquido da linha de vapor, antes de se dar partida ao sistema. Pode-se garantir tal condição, instalando-se aquecedores de partida, de modo a previamente aquecer a linha de transporte de vapor na saída do evaporador. Análise detalhada sobre o comportamento térmico de bombas capilares em início de operação é também apresentada por Cullimore. De acordo com Cullimore (1991), para iniciar o processo de ebulição, com formação e crescimento das bolhas de vapor, são requeridas temperaturas no evaporador ao menos 0,4 °C acima da temperatura de operação do circuito, usando amônia como fluido de trabalho. Isso significa que a pressão não permanece constante. No caso em questão, usando amônia como fluido de trabalho, uma diferença de 0,4 °C corresponde a um aumento de pressão da ordem de 6500 Pa. De fato, para que haja crescimento das bolhas, é necessário que a pressão interna aumente até o limite suficiente para deslocar líquido presente na linha de transporte de vapor na direção do condensador e daí para o reservatório. A irregularidade observada por conta dos picos de temperaturas, em início de operação, é atribuída ao tipo de estrutura capilar, geometria das ranhuras, presença de gases não condensáveis, tratamento superficial, etc.

Bombas capilares constituídas por tubos de pequenos diâmetros foram igualmente testadas sob condições de inundação parcial. O inventário de líquido no circuito foi ajustado de modo a inundar apenas o condensador, a linha de retorno de líquido e os evaporadores. Bombas capilares de partida foram utilizadas para auxiliar no trabalho de movimentação do líquido existente na linha de transporte de vapor, antes que calor seja efetivamente aplicada nos evaporadores (Ku et al, 1989). Nessas condições, os circuitos puderam ser operados com sucesso. De qualquer modo, persistem ainda dúvidas com relação aos métodos acima mencionados para controle do inventário de líquido no interior do circuito e pesquisas prosseguem até que, de fato, se tenha um sistema confiável e que circuitos de bombas capilares possam ser operados com absoluto sucesso.

A presença de gases não condensáveis pode bloquear o fluxo de líquido na estrutura porosa do evaporador. Vários artificios têm sido estudados e já testados de modo a efetivamente bloquear, dissolver ou remover gases não condensáveis. Entretanto, até o momento, ainda não se dispõe de um dispositivo, que de fato possa ser aplicado tanto em terra como em condições de gravidade zero e que seja eficiente por tempo indeterminado, ao menos pelo tempo de vida útil do equipamento. Isoladores constituídos por estruturas



capilares, instalados na entrada dos evaporadores, servem para esse propósito. Isoladores bloqueiam a passagem de gases não condensáveis que correspondam a bolhas de tamanho superior aos poros da estrutura capilar. Naturalmente, ao ficarem retidas nesse ponto, as bolhas vão se acumulando na entrada do evaporador. Com o tempo, o volume de gases aumenta, dificultando o acesso de líquido frio ao evaporador, até o limite suficiente para, da mesma forma, conduzir o evaporador à condição de colapso. Portanto, há que se pensar em mecanismos que permitam sua dissolução ou que periodicamente permitam sua remoção do circuito. Alternativamente, há que se pensar também na possibilidade de reservar espaço para todo o gás eventualmente formado ao longo da vida útil do equipamento. Entretanto, os mecanismos de formação de gases não condensáveis ainda não são bem entendidos, tornando impraticável uma estimativa do volume desses gases. Compatibilidade entre materiais, tratamento superficial dos diversos componentes, o próprio sistema de vácuo para remoção do ar e carregamento de fluido térmico, são todos fatores importantes que pesam na determinação do volume de gases não condensáveis no interior do circuito de bombas capilares. Em termos gerais, maiores esforços são requeridos de modo a melhor entender os mecanismos de formação, bem como desenvolver dispositivos eficientes para remoção de gases não condensáveis.

A capacidade limite de transporte de calor não chega a representar um desafio no projeto de novos circuitos de bombas capilares. De fato, pode-se instalar tantos evaporadores quanto se desejar, até que se atinja a potência requerida pelo sistema. Entretanto, para aplicações espaciais em particular, para que se escolha a melhor solução, deve-se também levar em conta a relação peso/potência. Não há números ainda, que sirvam de referência para comparar os diversos tipos de circuitos, ou os diversos tipos de estruturas capilares. Testes prosseguem no mundo inteiro na busca de alternativas, ou na otimização de projetos que correspondam a uma maior capacidade de bombeamento capilar e maiores taxas de transferência de calor do evaporador para o condensador. Conforme já comentado anteriormente, pesquisas estão sendo conduzidas no sentido de desenvolver estruturas capilares que permitam alta pressão de bombeamento capilar, mas que ao mesmo tempo correspondam a altas taxas de transferência de calor (Maidanik et al, 1992). Alternativamente, prosseguem estudos com estruturas capilares que, embora representem menores pressões de bombeamento capilar, são candidatas em potencial a sistemas que requeiram confiabilidade e quantidade relativamente alta de transferência de calor, da ordem de 20 kW. Em todos os casos, no sentido de se operar com altas taxas de calor, amônia tem sido sempre lembrada como fluido de trabalho. Amônia tem possibilitado coeficientes de transferência de calor da ordem de 30 a 40 kW/m<sup>2</sup> K, enquanto Freon 11 tem demonstrado valores bem inferiores, da ordem de 5 a 7 kW/m<sup>2</sup> K. Uma vez atendidas as necessidades básicas de desempenho, confiabilidade e de potência, pode-se então partir para uma redução criteriosa de peso nos evaporadores, nos condensadores, nas tubulações e no próprio reservatório. Importante ressaltar que a simples redução do diâmetro das tubulações implica não apenas em redução no volume do reservatório, mas também no inventário de fluido de trabalho requerido pelo sistema.

O comportamento térmico do circuito sob pequenas potências aplicadas ao evaporador tem sido também avaliado. Potências pequenas implicam em velocidades de realimentação de líquido frio demasiadamente pequenas. Nessas condições, ao fluir calor por condução através da estrutura capilar, a temperatura do fluido de trabalho pode aumentar a ponto de atingir valores suficientemente altos para conduzir a bomba capilar ao colapso. Antoniuk and Pohner (1994) comparam resultados analíticos para cargas térmicas aplicadas de 10 W e de 60 W. De



acordo com seus resultados, quando a carga térmica diminui a temperatura do líquido no centro do tubo aumenta, a ponto de se igualar com a temperatura do vapor logo na entrada do canal, criando condições favoráveis à formação e ao crescimento de bolhas no próprio canal de líquido, causando o colapso da bomba capilar. O problema foi minimizado mediante modificação da bomba capilar, com a inserção de um tubo fino de parede dupla no interior do canal de líquido, que permitisse passagem constante de líquido frio e, conseqüentemente, que mantivesse o fluido de trabalho sob temperaturas adequadas de sub-resfriamento. O limite mínimo de potência aplicável ao evaporador é função do tipo de bomba capilar e das condições operacionais do circuito. Testes conduzidos por Ku et al (1986) em bombas capilares constituídas por estruturas porosas tubulares de polietileno indicaram potências mínimas da ordem de 15 W, usando amônia como fluido de trabalho. Testes conduzidos por Maidanik et al (1992) em bombas capilares constituídas por estruturas porosas tubulares de níquel indicaram potências mínimas da ordem de 25 W, usando Freon 11 como fluido de trabalho.

Conforme descrito anteriormente, são várias as razões que podem conduzir bombas capilares ao colapso. Nível de potência, presença de gases não condensáveis, a distribuição de cargas aleatórias e mudanças bruscas na carga térmica aplicada ao evaporador podem conduzir o sistema à condição de colapso. Entretanto, tal condição pode não representar essencialmente uma situação de falha permanente. A simples presença do reservatório pode garantir imediata recuperação do sistema da condição de colapso. Nesse caso, ao primeiro sinal de superaquecimento na parede do evaporador, o reservatório deve responder aumentando sua temperatura de saturação e forçando o deslocamento de líquido frio para as bombas capilares. Persistindo o problema, o circuito pode ser momentaneamente desligado, para em seguida ser novamente colocado em operação. Naturalmente, este segundo procedimento não se constitui numa alternativa sempre adequada, uma vez que implicaria no desligamento total do circuito, inclusive na desativação daquelas bombas capilares ainda em operação. E, mesmo com a desativação momentânea do circuito, há ainda o risco de novo colapso nas subseqüentes tentativas de partidas, principalmente se o problema for susceptível de ocorrer logo em início de operação. Naturalmente o problema merece atenção especial e precisa ser devidamente avaliado no projeto de futuros circuitos de bombas capilares.

A preocupação em desenvolver bombas capilares que apresentem um bom desempenho deve estar voltada também ao projeto de reservatórios com habilidade de gerenciar termicamente o circuito, que efetivamente respondam às variações de carga no evaporador ou variações das condições ambientes junto ao condensador. A distribuição de líquido no circuito é governada pelo balanceamento de pressão entre reservatório e condensador. O reservatório deve ser convenientemente equipado de modo a prontamente responder às necessidades do circuito. Tipicamente, aquecedores elétricos têm sido utilizados para manter a temperatura de saturação no seu interior. Reservatórios usados em terra são usualmente feitos de um tubo simples. Para aplicação sob gravidade zero, entretanto, projetos mais sofisticados são necessários para garantir que somente líquido entre no circuito. Pesquisas vêm sendo dedicadas também ao desenvolvimento de reservatórios (ex: Buchko, 1992; Wolf, 1992). Testes conduzidos em laboratório indicaram bons resultados, comprovando perfeito controle da temperatura de operação do circuito e demonstrando a possibilidade de se operar com altas taxas de fluxo, sem arraste de bolhas de vapor no deslocamento de líquido. No projeto de reservatórios, além de se garantir perfeito controle da temperatura de operação do circuito, deve-se evitar arraste de bolhas de vapor, minimizar perdas de carga e operar com altas taxas de fluxo no deslocamento do líquido entre reservatório e circuito.

Circuitos de bombas capilares podem ser projetados também com vários evaporadores em paralelo. Tal condição se revela bastante interessante quando se deseja controlar termicamente várias fontes de calor. O comportamento térmico de vários evaporadores instalados em paralelo tem sido devidamente avaliado, aplicando-se cargas aleatórias e não uniformes de calor distribuídas ao longo das placas evaporadoras. Em tais circuitos, dependendo das condições ambientais, bombas capilares podem também operar como condensadores. Isso ocorre quando evaporadores são temporariamente desativados. Nesses casos, parte do vapor gerado nas bombas capilares ativas pode se deslocar para bombas capilares localizadas em evaporadores temporariamente desativados. Resultados observados por Maidanik et al (1992), por exemplo, comprovaram a habilidade das bombas capilares operarem também como condensadores. Enquanto carga térmica foi aplicada sobre apenas um evaporador, outros dois atuaram como condensadores, rejeitando calor para o meio ambiente por convecção, na ordem de 4 a 6 W. Tal comportamento pode ser útil como meio de se economizar energia, quando se deseja manter aquecidos instrumentos instalados na placa evaporadora, pelo tempo em que estiver desativada.

Finalizando este capítulo, importa ressaltar que em meio a todos os problemas aqui relatados, há a preocupação permanente não apenas de resolvê-los isoladamente, mas também de buscar alternativas que representem uma nova concepção de bomba capilar. E nesse sentido, diversas alternativas vêm se apresentando, seja com o objetivo de aumentar a capacidade térmica do circuito, de aumentar a pressão de bombeamento capilar, ou seja com o objetivo de simplesmente garantir funcionamento regular no regime transiente, assegurando inclusive rápida recuperação de trabalho, no caso de sobrecarga de calor aplicada no evaporador.



### 3- BOMBAS CAPILARES DE RANHURAS CIRCUNFERENCIAIS.

#### 3.1- PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.

Bombas capilares têm a função básica de atuar como evaporadores e de promover a circulação de fluido de trabalho, eliminando a presença de bombas mecânicas em circuitos de transferência de calor de dupla-fase. Embora tenham mesma função básica, bombas capilares de ranhuras circunferenciais têm o princípio de funcionamento bastante diferente das outras bombas capilares apresentadas anteriormente. De acordo com a Figura 12, as bombas capilares de ranhuras circunferenciais são constituídas por um tubo de secção circular e de um perfil em T invertido, separando um canal para alimentação do líquido e outros dois para a saída do vapor.

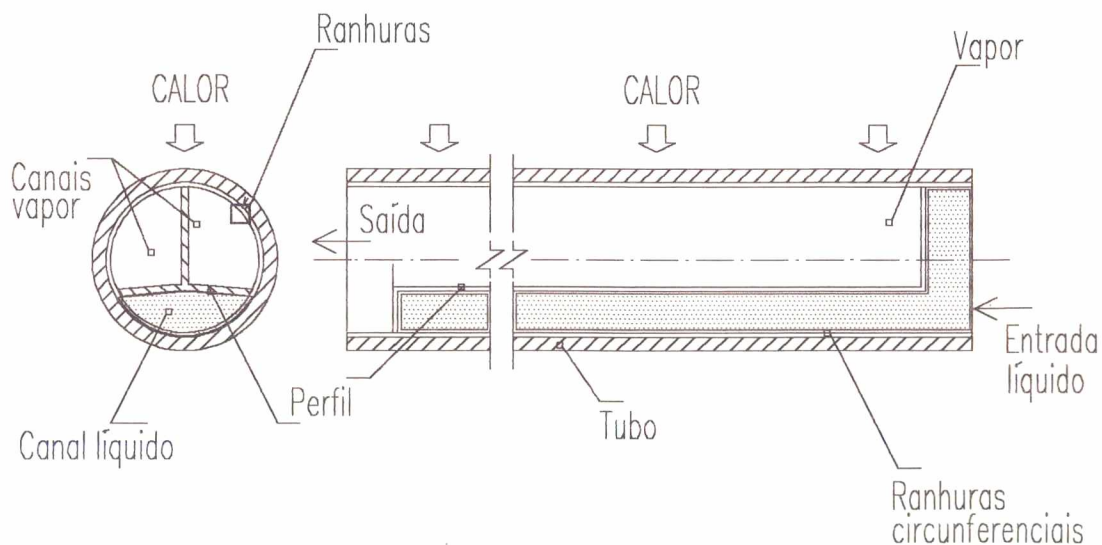


Fig. 12- Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

O tubo é usinado internamente, com o auxílio de uma ferramenta de corte, de modo a criar uma estrutura capilar constituída por ranhuras circunferenciais. Unicamente líquido



deve escoar ao longo dessas ranhuras. Calor é aplicado pela parte superior do tubo. Enquanto bolhas de vapor se formam ao longo das ranhuras, líquido é continuamente succionado por ação capilar, acompanhando movimento circunferencial ao longo da superfície do tubo e em direção perpendicular ao fluxo de calor. O vapor formado, finalmente, se desloca no sentido axial para fora do evaporador.

Mesmo tendo ranhuras usinadas em toda a superfície interna do tubo, a ação capilar se desenvolve efetivamente por conta das paredes que fazem parte dos canais de vapor. A forma e o tamanho das ranhuras deve garantir pressão capilar suficiente para superar todas as perdas de carga do circuito. Em operação normal, vapor é gerado nas paredes internas do tubo, enquanto líquido frio entra pelo lado proveniente do condensador, se distribuindo uniformemente ao longo da superfície ranhurada da bomba capilar. A diferença de pressão entre os canais de vapor e o canal de líquido vai definir o raio dos meniscos no início das ranhuras.

O raio do menisco varia na medida em que o líquido avança ao longo das ranhuras, desde o canal de líquido até o topo do tubo, onde estão localizadas as fontes de calor. Na Figura 13,  $R_1$  representa o raio do menisco formado nas ranhuras.  $R_1$  é máximo no início e mínimo no topo da ranhura. A formulação matemática apresentada no Capítulo 4 leva em conta a condição limite em que o menisco retrocede até o fundo da ranhura. A partir desse ponto, o mínimo incremento na carga térmica aplicada ao evaporador é suficiente para conduzir a bomba capilar à condição de colapso.

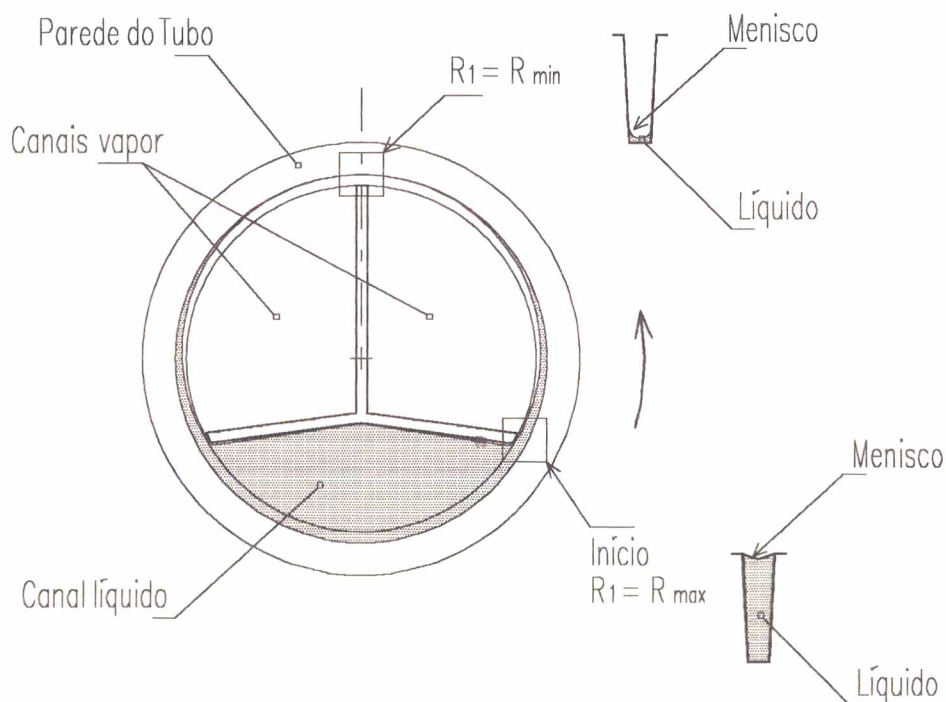


Fig. 13- Comportamento do menisco ao longo da ranhura circunferencial.

O perfil em T deve ser convenientemente ajustado no interior do tubo. A perna vertical superior, necessariamente, não tem a função de separar o canal de vapor em duas passagens. Sua função básica é pressionar a parte inferior, por ambas as extremidades, contra a parede do tubo, de modo a evitar falhas ou interstícios que interfiram no efeito capilar do sistema. A presença de interstícios ao longo da parede interna do tubo com o perfil em T, ou de fendas nas extremidades dos canais, em locais que devem ser necessariamente bloqueados, reduz a pressão de bombeamento do líquido, inviabilizando a bomba capilar. Assim sendo, todos os cuidados possíveis devem ser tomados na montagem das bombas capilares. Os canais de líquido e de vapor são fechados nas suas extremidades de modo a impedir passagem livre de líquido para o tubo de saída de vapor, ou impedir retorno do próprio vapor para o canal de líquido (Figura 14).

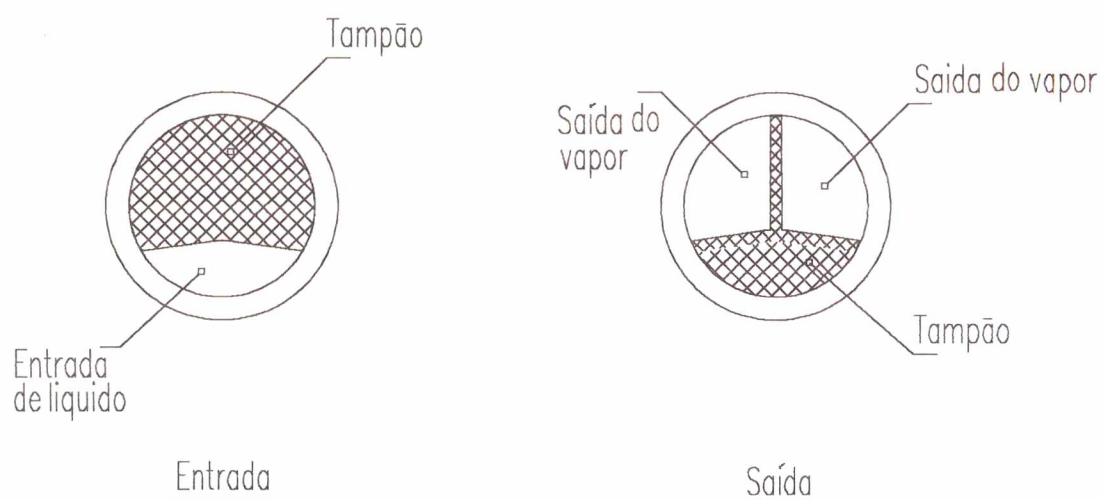


Fig. 14- Detalhe interno da bomba capilar, mostrando os canais na entrada e na saída do líquido e do vapor, respectivamente.

Embora as bombas capilares tenham sido idealizadas para substituir bombas mecânicas em circuitos de transferência de calor de dupla-fase, testes foram também desenvolvidos no modo assistido por bomba mecânica (Ver Figura 4). Nesse caso, optou-se por manter o canal de líquido inteiramente aberto, de modo que o efeito de bombeamento capilar fosse requerido unicamente para distribuição de líquido ao longo da superfície ranhurada da bomba capilar. A Figura 15 mostra detalhes referente aos canais de entrada e de saída do líquido e do vapor, respectivamente, na forma mantida inicialmente, com o objetivo de se estudar a associação das características operacionais de circuitos de bombas capilares com o trabalho de bombeamento exercido por bombas mecânicas convencionais. Sendo o canal de líquido aberto em ambos os lados, líquido se mistura ao vapor formado na parede ranhurada, ao sair da bomba capilar, resultando em títulos bastante baixos, mas sem que isso venha prejudicar seu desempenho, ou perder as vantagens inerentes a circuitos de transferência de calor de dupla-fase.

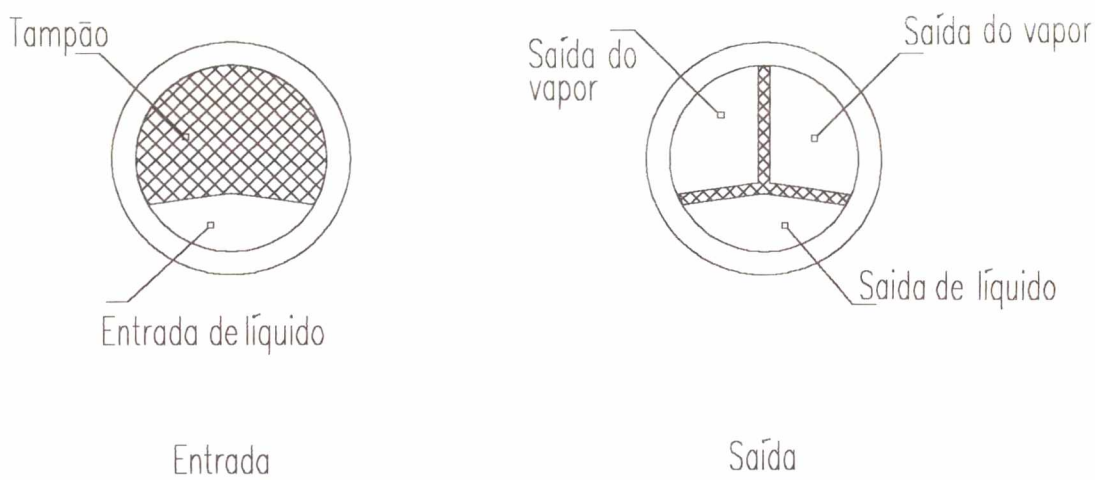


Fig. 15- Detalhe interno da bomba capilar, mostrando os canais de entrada e de saída do líquido e do vapor, respectivamente, na forma montada para testes no modo assistido por bomba mecânica.

### 3.2- PARÂMETROS GEOMÉTRICOS IMPORTANTES.

Para uma correta avaliação do limite capilar e do comportamento hidrodinâmico do fluido de trabalho, é fundamental que se faça uma determinação preliminar de todos parâmetros geométricos que caracterizam as bombas capilares. A condição de limite capilar está essencialmente relacionada ao raio efetivo de capilaridade e às forças de reação impostas ao escoamento do fluido de trabalho no interior da própria ranhura da bomba capilar. Sabe-se que quanto menor o raio efetivo de capilaridade, maior a capacidade de bombeamento capilar. Entretanto, sabe-se também, que essa condição não implica necessariamente em maior capacidade de transporte de calor. Para calcular a capacidade térmica da bomba capilar, deve-se levar em conta o comportamento não linear do processo de escoamento. O raio do menisco formado, ângulo de contato entre fluido de trabalho e parede, área transversal do filete de líquido ao longo das ranhuras circunferenciais, entre outros, são todos parâmetros importantes, que variam de modo não linear e que influenciam sensivelmente a capacidade térmica da bomba capilar. Tal influência se torna tanto mais significativa, quanto maior for o ângulo de abertura da ranhura circunferencial. A formulação de um modelo matemático abrangente, para avaliação do comportamento térmico e do comportamento hidrodinâmico de circuitos de bombas capilares, que leve em conta todas essas variáveis e que contemple ranhuras circunferenciais de geometrias diversas, é também objetivo do presente trabalho.

Ranhuras circunferenciais de secção transversal retangular e de secção transversal trapezoidal são consideradas para análise. No caso de ranhuras de secção transversal retangular, bons resultados ainda podem ser obtidos aplicando-se métodos de cálculo convencionais. Entretanto, esse não é o caso de ranhuras de secção transversal trapezoidal.



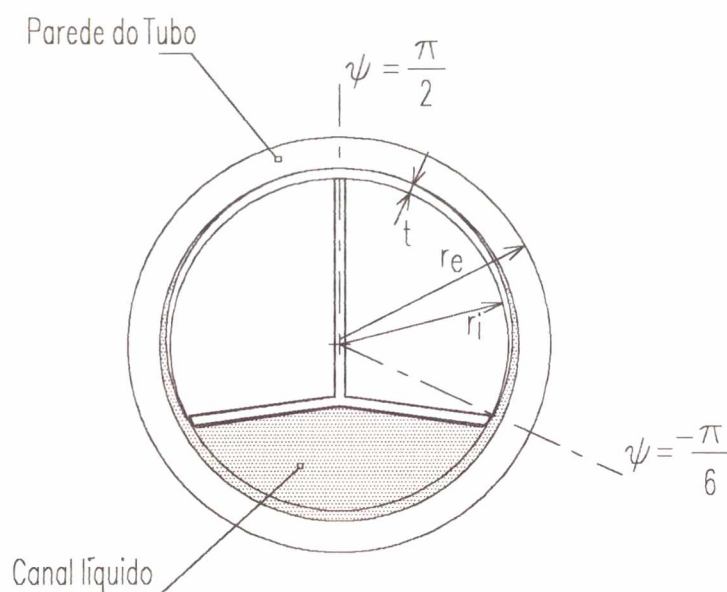


Fig. 16- Corte transversal da bomba capilar.

Tubos de alumínio de diâmetro nominal 20 mm e comprimento efetivo de 500 mm são utilizados para fabricar as bombas capilares. Um esquema simplificado em corte transversal é mostrado na Figura 16.

De acordo com a Figura 16,  $t$  representa a profundidade das ranhuras,  $r_i$  o raio interno e  $r_e$  representa o raio externo da bomba capilar, respectivamente. O processo de evaporação ocorre na superfície ranhurada do tubo, no intervalo  $-\pi/6 \leq \psi \leq 7\pi/6$ , onde  $\psi$  representa a posição angular ao longo da ranhura.

As ranhuras circunferenciais são usinadas na parede interna do tubo, com profundidade média de  $310 \mu\text{m}$  e espaçamento de  $215 \mu\text{m}$ . Detalhes relativos a ranhuras de secção trapezoidal são mostrados na Figura 17.

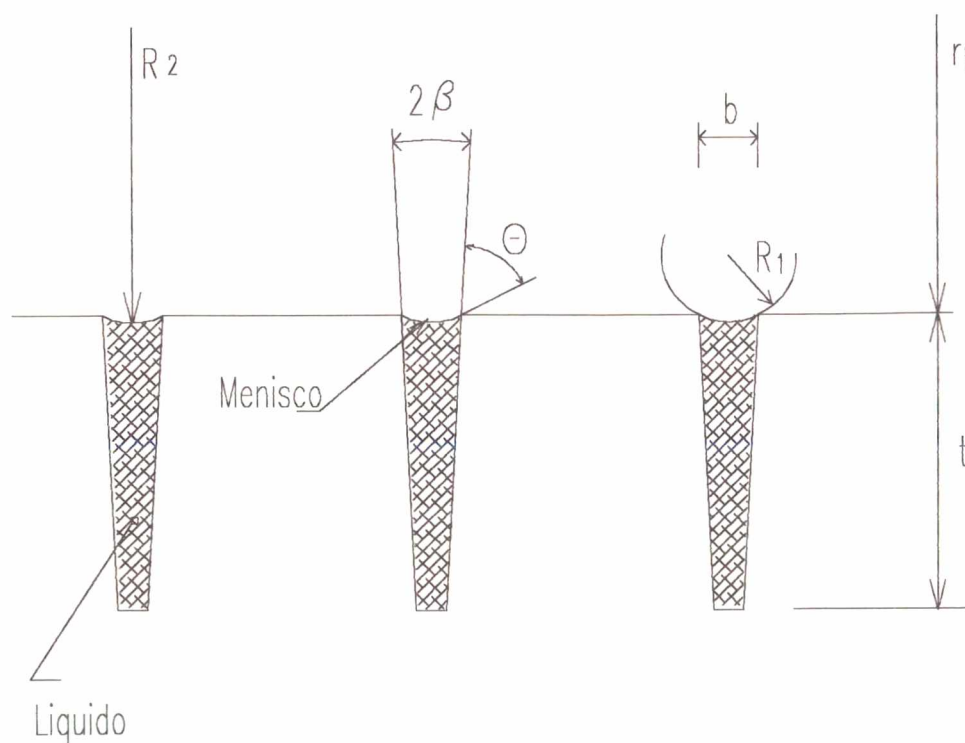


Fig. 17- Ranhuras de secção trapezoidal.

De acordo com esquema mostrado na Figura 17,  $\theta$  representa o ângulo de contato do menisco com a parede do tubo,  $b$  representa a largura entre paredes no topo da ranhura e  $\beta$  representa a metade do ângulo de abertura. O menisco formado ao longo das ranhuras tem curvatura definida pelos raios  $R_1$  e  $R_2$ . A combinação de ambos os raios determina o raio efetivo de capilaridade. De acordo com o Apêndice 1, tem-se

$$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{2}{r_c} \quad (4)$$

onde  $r_c$  representa o raio efetivo de capilaridade. Para cálculo do raio maior,  $R_2$ , deve-se levar em conta o raio interno do tubo ( $r_i = 7,925$  mm) somado ao afastamento do menisco com relação ao topo da ranhura. Isto é,

$$R_2 = r_i + y + R_1 (1 - \text{sen}\beta) \quad (5)$$

sendo

$$y = \frac{2 R_1 \cos\beta - b}{r_c \cos\beta - b} \left[ t (1 + \text{sen}\beta) - \frac{b}{2} \cos\beta \right] \quad (6)$$

onde  $y$  representa o afastamento do menisco relativamente ao topo da ranhura, em consequência do efeito capilar, que busca a condição de equilíbrio entre as pressões  $p_v$  e  $p_l$ , ao compensar perdas de carga do fluido de trabalho ao longo do circuito e perdas de carga ao longo da própria ranhura. Conforme ilustrado na Figura 18,  $p_v$  e  $p_l$  correspondem às pressões no canal de vapor e no filete de líquido, respectivamente. Cálculos mais precisos devem levar em conta o tipo de fluido de trabalho, considerando também o valor de  $\theta_w$ , que corresponde ao ângulo de contato mínimo formado pelo menisco junto à parede da ranhura. O ângulo de contato mínimo é uma característica particular do tipo de fluido de trabalho. Para amônia e Freon 11, assume-se  $\theta_w = 0$ . É importante ressaltar que ocorrerá afastamento somente a partir do instante em que o ângulo de contato  $\theta$  se igualar ao ângulo de contato mínimo  $\theta_w$ . Analisando a Figura 19, pode-se observar que também a forma do menisco é alterada. Para ranhuras retangulares essa condição não existe, pois a partir do instante em que o ângulo  $\theta$  se igualar ao ângulo de contato mínimo  $\theta_w$  ocorrerá o colapso da bomba capilar.

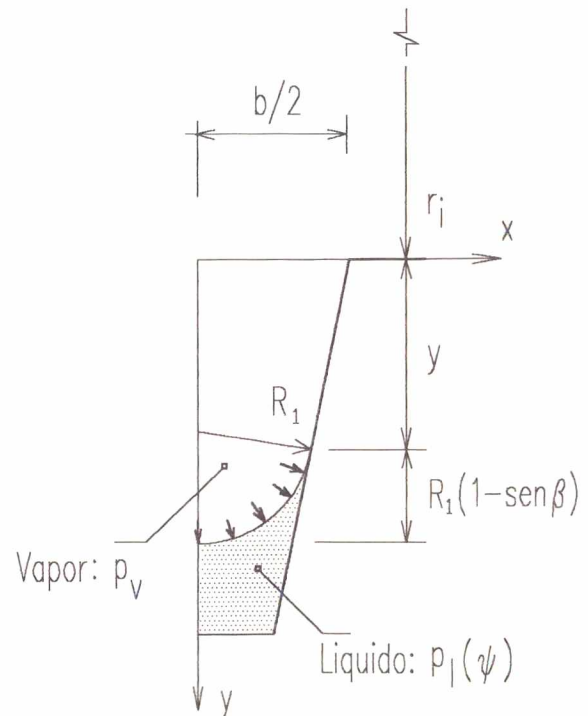


Fig. 18- Pressões  $p_v$  e  $p_l$  atuantes sobre o menisco formado no interior da ranhura .

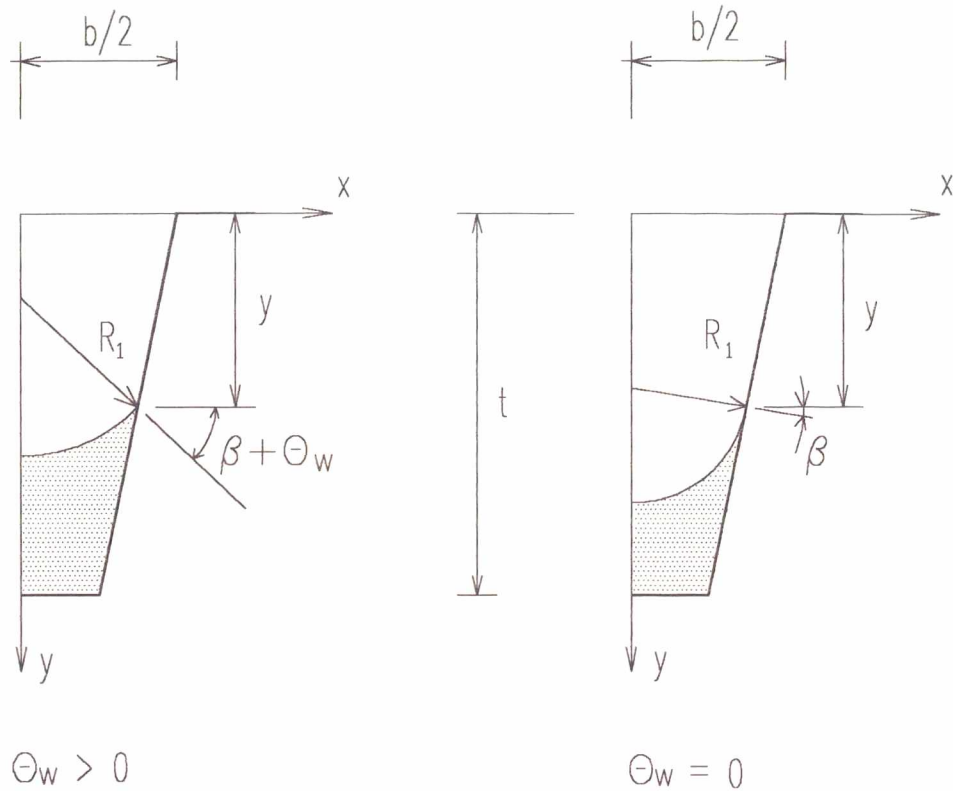


Fig. 19- Influência de  $\Theta_w$  sobre parâmetros geométricos que determinam a forma do menisco no interior da ranhura.

Ambos os raios,  $R_1$  e  $R_2$ , variam na medida em que o líquido avança ao longo da ranhura, de modo que, na condição limite,

$$R_2 \gg R_1$$

Nessa condição, de acordo com a Equação 4, tem-se

$$\frac{2}{r_c} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \cong \frac{1}{R_1} \quad (7)$$

ou

$$r_c \cong 2 R_1 \quad (8)$$

onde  $r_c$  representa o raio efetivo de capilaridade, no limite em que o menisco assume a forma



correspondente ao menor raio permitido pela geometria da ranhura circunferencial. A influência de  $R_2$  no cálculo do raio efetivo de capilaridade é relativamente pequena. Cálculos comprovam que a premissa  $R_2 \gg R_1$ , ao desconsiderar-se a influência de  $R_2$ , implica em erros inferiores a 0,04 %. No caso de ranhuras retangulares, o menisco se mantém no topo da ranhura ( $y = 0$ ). No caso de ranhuras trapezoidais, conforme ilustrado na Figura 20, o menisco retrocede até o fundo da ranhura ( $y \geq 0$ ).

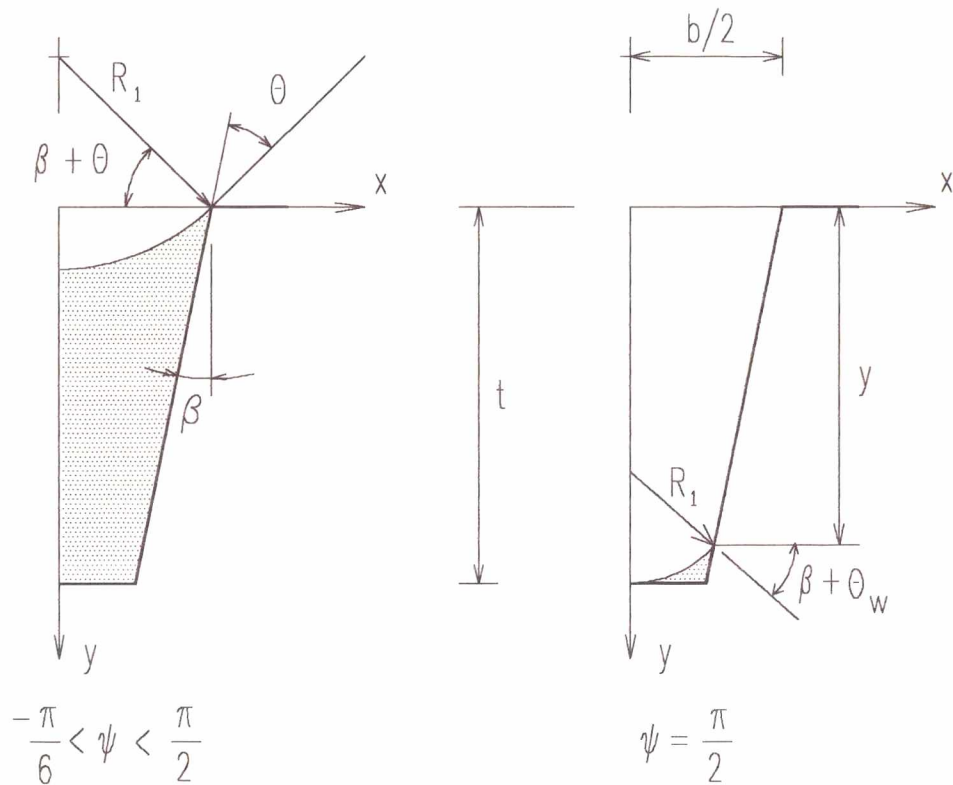


Fig. 20- Comportamento do menisco em ranhuras trapezoidais. Condição de carga térmica máxima em que  $y$  é máximo e  $R_1$  é mínimo.

A pressão de vapor,  $p_v$ , no interior da bomba capilar se mantém praticamente constante ao longo de uma mesma ranhura. Por outro lado,  $p_l$  varia de acordo com a perda de carga sofrida pelo líquido ao longo desta mesma ranhura. Nessas condições, de acordo com as forças que atuam por ambos os lados, sobre a superfície de separação líquido-vapor, para que se mantenha o equilíbrio,

$$R_1(\psi) = \frac{\sigma}{p_v - p_l(\psi)} \quad (9)$$

onde  $\psi$  representa a posição angular ao longo da ranhura e  $\sigma$  a tensão superficial do fluido de trabalho.

Para  $\psi = \pi/2$ , na condição limite em que a carga térmica aplicada à bomba capilar é máxima, o valor mínimo de  $R_1$  depende unicamente das características geométricas da ranhura e do valor de  $\theta_w$ . Nessa condição, portanto, conhecendo-se a geometria da ranhura,

$$R_{1\min} = \frac{\frac{b}{2} - t \tan\beta}{\cos(\beta + \theta_w) - \tan\beta (1 - \text{sen}(\beta + \theta_w))} \quad (10)$$

que corresponde ao valor mínimo de  $R_1$  para  $\psi = \pi/2$ . Conseqüentemente,

$$r_c = \frac{b - 2 t \tan\beta}{\cos(\beta + \theta_w) - \tan\beta (1 - \text{sen}(\beta + \theta_w))} \quad (11)$$

que corresponde ao raio efetivo de capilaridade da ranhura. Assumindo  $\theta_w = 0$  e reordenando a equação, tem-se

$$r_c = 2 \frac{\cos\beta}{1 - \text{sen}\beta} \left( \frac{b}{2} - t \tan\beta \right) \quad (12)$$

que corresponde ao raio efetivo de capilaridade assumido no presente trabalho.

O raio hidráulico e a área de secção transversal do líquido também variam ao longo da ranhura. Ambos os parâmetros se caracterizam por um comportamento não linear e são fortemente influenciados pela perda de carga ao longo da ranhura. Em termos gerais:

$$r_h = \frac{A_w \cos\beta}{b \cos\beta + 2 (t - y - t \text{sen}\beta)} \quad (13)$$

$$A_w = (t - y) \left[ R_1 \cos(\beta + \theta) + \frac{b}{2} - t \tan\beta \right] - R_1^2 \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \beta - \theta \right) - \frac{1}{2} \text{sen} 2 (\beta + \theta) \right] \quad (14)$$

Para ranhuras de secção transversal retangular, caso particular em que  $\beta = 0$ , as equações acima podem ser reduzidas para

$$r_c = b \quad (15)$$

$$r_h = \frac{A_w}{b+2(t-y)} \quad (16)$$

$$A_w = t \left[ R_1 \cos\theta + \frac{b}{2} \right] - R_1^2 \left[ \frac{\pi}{2} - \theta - \frac{1}{2} \text{sen}2\theta \right] \quad (17)$$

Esquema de uma ranhura de secção transversal trapezoidal é também apresentado na Figura 21, em particular para  $\theta_w = 0$ . A área hachurada representa a área de secção transversal,  $A_w$ , correspondente ao filete de líquido que flui no interior da ranhura. Desde que a pressão no filete de líquido decresça com  $\psi$ , o raio menor do menisco também decresce, alterando progressivamente os valores de  $y$ ,  $A_w$ ,  $r_h$  e do ângulo de contato  $\theta$ . O menisco tende a se tornar cada vez mais côncavo e cada vez mais distante do topo da ranhura, mostrando forte dependência entre o raio  $R_1$  com a área transversal do filete de líquido  $A_w$ , afastamento  $y$  e ângulo de contato  $\theta$ . Assim sendo, o ângulo de contato pode ser determinado com base no valor do raio menor  $R_1$ .

Sabendo que

$$R_1 \cos(\beta + \theta) = b/2$$

então

$$\theta = \arccos\left(\frac{b}{2 R_1}\right) - \beta \quad (18)$$

A Equação 18 vale para  $R_1 \cos\beta \geq b/2$ . Caso contrário,  $\theta = 0$ .

Conforme comentado anteriormente, para ranhuras retangulares  $y$  se mantém constante e igual a zero. Já para ranhuras trapezoidais,  $y$  se mantém constante e igual a zero somente enquanto perdurar a condição  $\theta \geq \theta_w$ . A partir do instante em que  $\theta = \theta_w$ , o menisco se afasta do topo da ranhura.



No limite,

$$y = y_{\max} = t [1 + \text{sen}(\beta + \theta_w)] - \frac{b}{2} \cos(\beta + \theta_w) \quad (19)$$

Reordenando variáveis e, ainda, para o caso particular em que  $\theta_w = 0$ , tem-se

$$y = y_{\max} = t (1 + \text{sen}\beta) - \frac{b}{2} \cos\beta = t - \frac{r_c}{2} [1 - \text{sen}\beta] \quad (20)$$

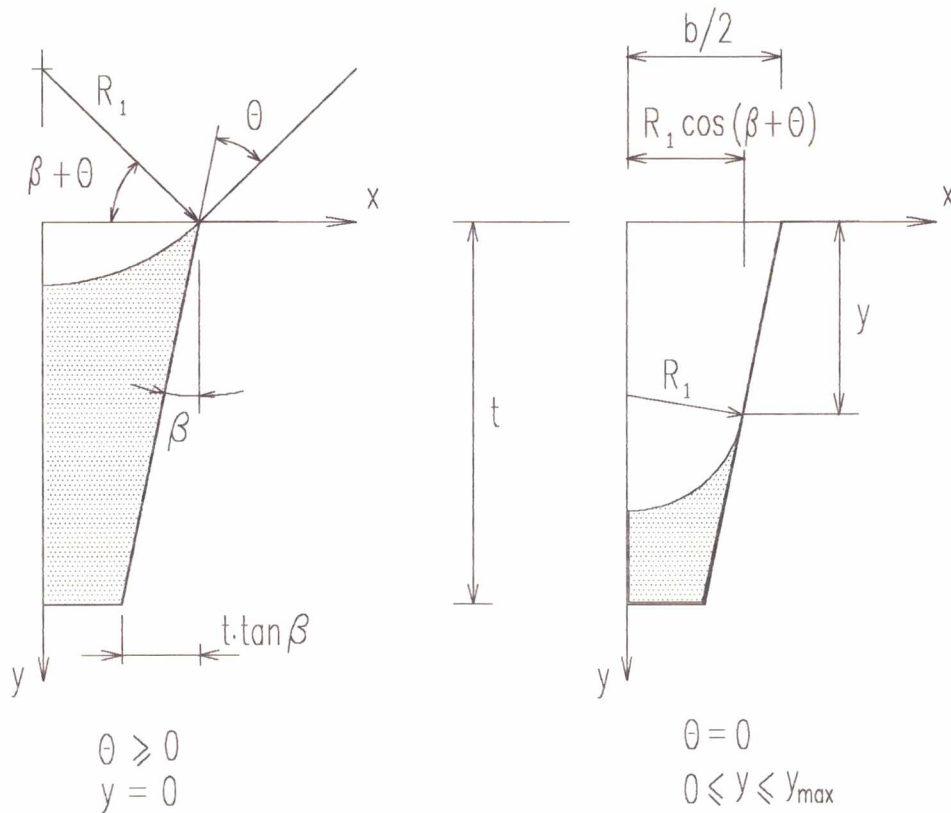


Fig. 21- Esquema de uma ranhura de seção trapezoidal, mostrando a dependência entre o raio do menisco  $R_1$ , com as variáveis  $A_w$ ,  $y$  e  $\theta$ .

Para caracterizar o comportamento térmico e hidrodinâmico das bombas capilares, há a necessidade de se medir criteriosamente os valores de  $b$ ,  $t$  e  $\beta$  das 7 bombas capilares. Nesse sentido, diferentes amostras foram preparadas em laboratório para análise micrográfica das ranhuras circunferenciais. Resultados correspondentes a todas as sete bombas capilares são apresentados no Item 3.3.

### 3.3- DIMENSÕES PRINCIPAIS

Tubos circulares de alumínio de diâmetro nominal 20 mm e comprimento ativo igual a 500 mm foram utilizados para fabricar as bombas capilares. Ranhuras circunferenciais foram usinadas no interior dos tubos com o auxílio de uma ferramenta de corte. Para correta identificação da geometria das bombas capilares, atenção especial foi dedicada à medição do raio interno  $r_i$  e à caracterização micrográfica das ranhuras circunferenciais. Uma série de amostras relativas às sete bombas capilares foram preparadas em laboratório para determinação do espaçamento entre ranhuras  $a$ , da largura entre paredes no topo da ranhura  $b$ , profundidade  $t$  e ângulo de abertura  $2\beta$ . Um esquema simplificado da bomba capilar é novamente apresentado na Figura 22, mostrando as ranhuras circunferenciais, o raio interno  $r_i$  e canais de vapor onde ocorre evaporação do fluido térmico.

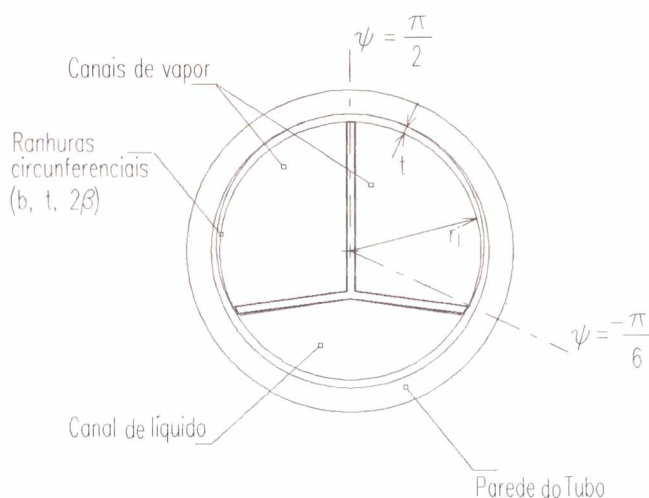


Fig. 22- Dimensões geométricas da bomba capilar.  
(Vista em corte transversal)

Descrição detalhada sobre procedimentos adotados na preparação de amostras, trabalhos de medição e tratamento estatístico dos dados é apresentada no Apêndice 3. Um microscópio eletrônico de varredura, modelo Philips XL30 e um microscópio ótico modelo Carl Zeiss-Jena Neophot 30 foram utilizados para análise e determinação dos parâmetros geométricos que constituem as ranhuras circunferenciais. Por outro lado, uma máquina de medição de coordenadas modelo Weiss ZMC 550 foi utilizada para medição do raio interno da bomba capilar. Resultados encontrados são mostrados na Tabela 1. Os resultados aqui apresentados não representam valores reais, mas sim valores médios, calculados de acordo com metodologia indicada para análise de incertezas, considerando a distribuição de Student para intervalo de confiança correspondente a 95% e técnica modificada de Thompson para eliminação de erros grosseiros (ASME, 1985). Nas últimas duas linhas da Tabela 1,  $r_c$  corresponde ao raio efetivo de capilaridade, enquanto  $p_{cm}$  corresponde à pressão de bombeamento capilar máxima. As incertezas nos valores de  $r_c$  e  $p_{cm}$  foram calculadas nos itens 3.4 e 3.5 respectivamente.

Tab. 1- Valores médios correspondentes às bombas capilares do evaporador.

$L = 500$	mm
$r_i = 7,925 \times 10^3 \pm 16$	$\mu\text{m}$
$a = 214,7 \pm 9,7$	$\mu\text{m}$
$b = 33,0 \pm 6,7$	$\mu\text{m}$
$t = 309,7 \pm 59,2$	$\mu\text{m}$
$\beta = 0,57 \pm 0,44$	graus
$r_c = 27,11 \pm 8,27$	$\mu\text{m}$
$p_{cm} = 1328 \pm 405$	Pa

De acordo com análise micrográfica das amostras, significativa irregularidade foi observada na distribuição por tamanhos e forma das ranhuras. Tal irregularidade se deve ao processo de fabricação das ranhuras. De fato, numa mesma bomba capilar é possível observar ranhuras de formatos diversos, incluindo-se aquelas de forma aproximadamente retangular ou de forma aproximadamente trapezoidal. Uma mesma bomba capilar é caracterizada por diferenças acentuadas, principalmente com relação aos valores de  $\beta$ . Melhor uniformidade é observada nos valores correspondentes ao espaçamento entre ranhuras e valores correspondentes à profundidade  $t$ .

A título de ilustração, a microfotografia correspondente à bomba capilar n°1 é apresentada na Figura 23, mostrando o enchimento de líquido no interior de ranhuras circunferenciais. Outras figuras são igualmente mostradas no Apêndice 3 e correspondem a microfotografias resultantes de ensaios realizados nas demais bombas capilares. Evidentemente, a presença de tal irregularidade não se constituiu em obstáculo para uma análise teórica sobre o assunto. A formulação de um modelo matemático, para análise do comportamento térmico e hidrodinâmico de bombas capilares, é apresentado no Capítulo 4, considerando-se ranhuras de formato perfeitamente regulares. Mesmo assim, apesar da irregularidade observada, potências esperadas são calculadas para comparação com potências medidas nos testes de laboratório, no limite em que ocorre colapso das bombas capilares. Resultados nesse sentido são apresentados e discutidos em capítulos subsequentes do presente trabalho.

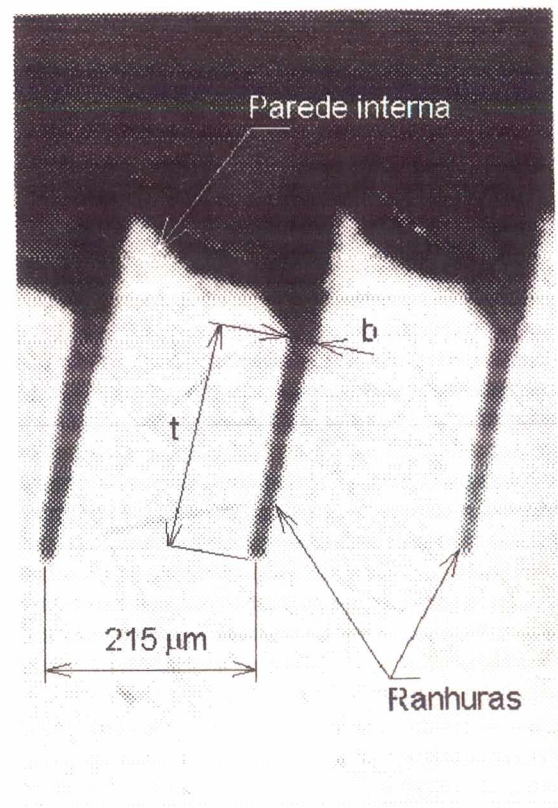


Fig. 23- Microfotografia correspondente à parede ranhurada da bomba capilar n° 1.



### 3.4- CÁLCULO DO RAIOS EFETIVO DE CAPILARIDADE

Resultados obtidos refletem significativa irregularidade das ranhuras, acusando diferenças acentuadas nos valores de  $\mathbf{b}$ ,  $\mathbf{t}$  e  $\beta$  para uma mesma bomba capilar, principalmente com relação ao ângulo de abertura  $\beta$ . A propagação dos erros randômicos é também analisada estatisticamente, para verificar sua influência no cálculo de outras variáveis envolvidas no problema. O raio efetivo de capilaridade,  $r_c$ , depende diretamente dos valores medidos de  $\mathbf{b}$ ,  $\mathbf{t}$  e  $\beta$ . Em termos práticos, a exata determinação de  $r_c$  não é necessária, sendo suficiente uma aproximação linear baseada na série de Taylor, onde apenas os termos lineares são considerados. Assim sendo, partindo da equação

$$r_c = r_c(b, t, \beta) \quad (21)$$

e expandindo-a para um ponto qualquer, na vizinhança de  $(b_m, t_m, \beta_m)$  tem-se

$$r_c(b_i, t_i, \beta_i) = r_c(b_m, t_m, \beta_m) + \frac{\delta r_c}{\delta b} (b_i - b_m) + \frac{\delta r_c}{\delta t} (t_i - t_m) + \frac{\delta r_c}{\delta \beta} (\beta_i - \beta_m) + R_2 \quad (22)$$

onde  $R_2$  representa os termos de ordem maior, não considerados nesta análise. Assume-se que  $R_2$  seja igual a zero. As derivadas parciais são calculadas considerando-se os valores médios já conhecidos de  $b_m$ ,  $t_m$  e  $\beta_m$ .

Rearranjando-se os termos da equação acima, de modo a se obter uma relação entre os erros randômicos envolvidos, tem-se

$$r_c(b_i, t_i, \beta_i) - r_c(b_m, t_m, \beta_m) = \frac{\delta r_c}{\delta b} (b_i - b_m) + \frac{\delta r_c}{\delta t} (t_i - t_m) + \frac{\delta r_c}{\delta \beta} (\beta_i - \beta_m) \quad (23)$$

Elevando ao quadrado, somando-os para os  $N$  valores medidos, dividindo toda a expressão por  $N$  e lembrando os conceitos de variancia e de covariancia, tem-se

$$s_{r_c}^2 = \left(\frac{\delta r_c}{\delta b}\right)^2 s_b^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta t}\right)^2 s_t^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta \beta}\right)^2 s_\beta^2 + R_3 \quad (24)$$

sendo

$$R_3 = 2 \frac{\delta r_c}{\delta b} \frac{\delta r_c}{\delta t} s_{bt} + 2 \frac{\delta r_c}{\delta b} \frac{\delta r_c}{\delta \beta} s_{b\beta} + 2 \frac{\delta r_c}{\delta t} \frac{\delta r_c}{\delta \beta} s_{t\beta} \quad (25)$$

onde  $s_{r_c}$ ,  $s_b$ ,  $s_t$  e  $s_\beta$  representam o desvio padrão de  $r_c$ ,  $b$ ,  $t$  e  $\beta$ , respectivamente, enquanto  $s_{bt}$ ,  $s_{b\beta}$  e  $s_{t\beta}$  representam a covariança com relação a  $b$ ,  $t$  e  $\beta$ , respectivamente. Considerando que as diferenças envolvidas nas medições de  $b$ ,  $t$  e  $\beta$  são independentes entre si, então as covariancias se anulam e, portanto,  $R_3$  também se anula. Assim,

$$s_{r_c} = \left[ \left(\frac{\delta r_c}{\delta b}\right)^2 s_b^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta t}\right)^2 s_t^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta \beta}\right)^2 s_\beta^2 \right]^{1/2} \quad (26)$$

que representa o desvio padrão correspondente ao valor calculado para o raio efetivo de capilaridade das ranhuras. Na equação acima, as derivadas parciais são também definidas como coeficientes de sensibilidade. Em termos práticos, lembrando que  $N$  representa um número finito de pontos e admitindo desvio zero do valor médio com relação ao valor verdadeiro na medição de  $b$ ,  $t$  e  $\beta$ , tem-se

$$U_b = t_s s_b \quad (27)$$

$$U_t = t_s s_t \quad (28)$$

$$U_\beta = t_s s_\beta \quad (29)$$

onde  $U_b$ ,  $U_t$  e  $U_\beta$  representam incertezas na medição de  $b$ ,  $t$  e  $\beta$ , respectivamente. Assim

$$U_{r_c} = \left[ \left(\frac{\delta r_c}{\delta b}\right)^2 U_b^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta t}\right)^2 U_t^2 + \left(\frac{\delta r_c}{\delta \beta}\right)^2 U_\beta^2 \right]^{1/2} \quad (30)$$

onde  $U_{r_c}$  representa a incerteza no valor calculado de  $r_c$ , conforme equação

$$r_c = 2 \frac{\cos\beta}{1-\text{sen}\beta} \left( \frac{b}{2} - t \tan\beta \right) \quad (31)$$

Finalmente, exemplificando para os valores médios obtidos da análise micrográfica realizada em diversas amostras da estrutura capilar (ver Apêndice 3), onde

$$\begin{array}{ll} \mathbf{b} = 33,0 \text{ } \mu\text{m} & \mathbf{U}_b = 6,7 \text{ } \mu\text{m} \\ \mathbf{t} = 309,7 \text{ } \mu\text{m} & \mathbf{U}_t = 59,2 \text{ } \mu\text{m} \\ \mathbf{\beta} = 0,57^\circ & \mathbf{U}_\beta = 0,44^\circ \end{array}$$

pode-se saber agora o nível de incerteza no cálculo do raio efetivo de capilaridade.

As derivadas parciais são

$$\frac{\delta r_c}{\delta b} = \frac{\cos\beta}{1-\text{sen}\beta} = 1,01 \quad (32)$$

$$\frac{\delta r_c}{\delta t} = -2 \frac{\text{sen}\beta}{1-\text{sen}\beta} = -0,02 \quad (33)$$

$$\frac{\delta r_c}{\delta \beta} = \frac{b}{1-\text{sen}\beta} - \frac{2 t \cos\beta}{(1-\text{sen}\beta)^2} = -6,00 \cdot 10^{-4} \quad (34)$$

Resultando em

$$U_{r_c} = 8,27 \text{ } \mu\text{m}$$

ou

$$r_c = 27,11 \pm 8,27 \text{ } \mu\text{m}$$

que representa o valor esperado para o raio efetivo de capilaridade das bombas capilares.



### 3.5- PRESSÃO DE BOMBEAMENTO CAPILAR ESPERADA

A pressão de bombeamento capilar máxima,  $p_{cm}$ , indicada na Tabela 1, foi calculada através da Equação 3, tomando-se por referência **Freon 11** a 27 °C como fluido de trabalho. Valores 14 % maiores são esperados, no caso de se adotar amônia como fluido de trabalho. De forma análoga ao cálculo do raio efetivo de capilaridade, a incerteza no valor da pressão de bombeamento capilar máxima é calculada de acordo com procedimento apresentado no item anterior. Isto é,

$$P_{cm} = P_{cm}(r_c) \quad (35)$$

Consequentemente,

$$U_{P_{cm}} = \sqrt{\left[\frac{\delta P_{cm}}{\delta r_c}\right]^2 U_{r_c}^2} \quad (36)$$

onde

$$\frac{\delta P_{cm}}{\delta r_c} = -\frac{2\sigma}{r_c^2} \quad (37)$$

resultando em

$$U_{P_{cm}} = 2\sigma \frac{U_{r_c}}{r_c^2} \quad (38)$$

ou

$$U_{P_{cm}} = P_{cm} \frac{U_{r_c}}{r_c} \quad (39)$$

Tomando-se a tensão superficial correspondente ao Freon 11 ( $\sigma = 1,80 \cdot 10^{-2}$  Pa.m) e o valor de  $r_c$  indicado na Tabela 1 ( $r_c = 27,11 \pm 8,27$   $\mu\text{m}$ ), tem-se

$$U_{p_{cm}} = 405,0 \text{ Pa}$$

que representa a incerteza no valor da pressão de bombeamento capilar máxima, ou

$$p_{cm} = 1328 \pm 405,0 \text{ Pa}$$

que representa o valor esperado para a pressão de bombeamento capilar máxima.

## 4- COMPORTAMENTO HIDRODINÂMICO DAS BOMBAS CAPILARES

### 4.1- FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA LIMITE CAPILAR

O conhecimento prévio das perdas de carga e correspondente limite capilar é ponto fundamental na determinação da capacidade térmica ou na otimização de parâmetros geométricos das bombas capilares. Em função de sua geometria simples e regular, é possível avaliar o comportamento hidrodinâmico de bombas capilares de ranhuras circunferenciais, com facilidade e com relativa segurança. Diversos investigadores têm apresentado modelos matemáticos no sentido de avaliar o comportamento térmico e hidrodinâmico de tubos de calor axialmente ranhurados. Entretanto, poucas informações são disponíveis para tubos de calor ou para bombas capilares construídas com ranhuras circunferenciais.

Usando modelo matemático bi-dimensional, Berger e Feldman (1973) investigaram tubos de calor de ranhuras circunferenciais. Resultados da análise incluem campos de temperatura e coeficientes de transferência de calor para ranhuras de configuração retangular e triangular. Valores calculados têm apresentado razoável concordância com alguns dados experimentais. Resultados complementares indicaram valores maiores para coeficiente de transferência de calor no caso de ranhuras triangulares. Isso ocorre devido à condutância térmica da parede para a interface líquido/vapor do menisco ser maior em ranhuras triangulares do que em ranhuras retangulares. A maior parcela de transferência de calor ocorre próxima ao topo das ranhuras. Esse efeito foi também discutido e avaliado por Stephan e Busse (1990).

Berger e Feldman admitiram desenvolvimento linear na formação do menisco e movimento do fluido ao longo da ranhura. Em particular, Stephan e Busse e outros pesquisadores (ex.: Sasin et al, 1984; Kamotany, 1976) levaram em conta também a influência das características hidrodinâmicas de escoamento do fluido e apresentaram resultados relativamente melhores de coeficientes de transferência de calor para tubos de calor axialmente ranhurados. Diversas outras publicações (ex.: Vasiliev et al, 1978; Ogushi e Yamanaka, 1984; Chi, 1976) são disponíveis e apresentam diferentes modelos computacionais, uni ou bi-dimensionais, para estimar capacidades térmicas, coeficientes de transferência de calor ou perdas de carga de tubos de calor convencionais.

No caso, interesse maior é dispensado a modelos matemáticos que indiquem a capacidade térmica de bombas capilares ou de tubos de calor de ranhuras circunferenciais.

Nesse sentido, expressivo progresso tem sido apresentado por Ogushi e Sakurai (1981). Levando em conta também as forças viscosas de escoamento em regime laminar, eles desenvolveram um modelo teórico para estimar a capacidade térmica máxima de tubos calor adaptados com estrutura capilar composta de fibras de metal sinterizado para deslocamento axial do líquido e de ranhuras circunferenciais para distribuição uniforme ao longo da superfície interna do tubo de calor.

Conforme já descrito anteriormente, as bombas capilares aqui analisadas são constituídas por tubos de alumínio, com ranhuras internas circunferenciais de secção retangular ou de secção trapezoidal. No modo mais simples, considerando a simetria do problema, o limite capilar pode ser determinado levando-se em conta apenas a parte de calor aplicado sobre um dos lados da bomba capilar e levando-se em conta o comportamento hidrodinâmico de apenas uma ranhura, no intervalo  $\psi_0 \leq \psi \leq \pi/2$  (ver Figuras 26 e 27). No caso em estudo, conforme geometria da bomba capilar,  $\psi_0 = -\pi/6$ . De acordo com o conceito de limite capilar, a capacidade térmica máxima é alcançada quando

$$P_{cm} - \Delta P_b - \Delta P_c = 0 \quad (40)$$

onde  $P_{cm}$  representa a pressão máxima de bombeamento capilar,  $\Delta P_b$  representa a perda de carga no interior da bomba capilar e  $\Delta P_c$  as demais perdas de carga que se desenvolvem ao longo do circuito, compreendendo linhas de vapor, linhas de líquido e condensador.

Em termos específicos, para calcular a capacidade térmica máxima, é suficiente relacionar o calor total aplicado sobre a bomba capilar com a perda de carga desenvolvida pelo líquido ao longo de sua estrutura capilar. Em termos gerais, entretanto, para uma solução abrangente do problema, duas situações distintas são consideradas:

(a)  $P_1(\psi_0) = P_v$

O circuito é projetado para que a bomba capilar compense, unicamente, as perdas de carga desenvolvidas ao longo da sua própria estrutura capilar. Isto é, do ponto de vista gravitacional, admite-se que todas as perdas de carga externas ao evaporador sejam compensadas mediante um posicionamento favorável do condensador no circuito. Em outras palavras, no limite capilar, a capacidade térmica estará apenas relacionada à perda de carga desenvolvida ao longo das ranhuras e à pressão máxima de bombeamento capilar,  $P_{cm} = P_v - P_1(\psi=\pi/2)$ .

(b)  $P_1(\psi_0) < P_v$

A bomba capilar deve operar no sentido de compensar todas as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito. Nesse caso, líquido chega ao evaporador sob pressão inferior à pressão de vapor, que ao interagir na formação do menisco reduz a capacidade de bombeamento da bomba capilar.

Cálculos são conduzidos e analisados no decorrer deste trabalho, de modo a contemplar ambas as situações.



No primeiro caso, considerando que em  $\psi_0$  a pressão do vapor é igual à pressão do líquido, para efeito de cálculo, admite-se  $R_1(\psi_0) \rightarrow \infty$ . Isto é, mesmo em condições de carga térmica máxima, em  $\psi_0$  o menisco tem a superfície praticamente plana. Tal situação é ilustrada na Figura 24.

No segundo caso, considerando todas as perdas de carga ao longo do circuito, inclusive aquelas correspondentes à passagem do líquido pelo interior da bomba capilar, já em  $\psi_0$  a pressão do líquido tende a ser sempre menor que a pressão do vapor, forçando o menisco a buscar uma nova condição de equilíbrio. Tal situação é também ilustrada na Figura 24. Qualquer redução no raio do menisco implica em redução na área transversal do filete de líquido, que tende a ser tanto mais significativa quanto maior for o raio de abertura  $2\beta$  das ranhuras da bomba capilar. Tal efeito é também analisado no presente trabalho.

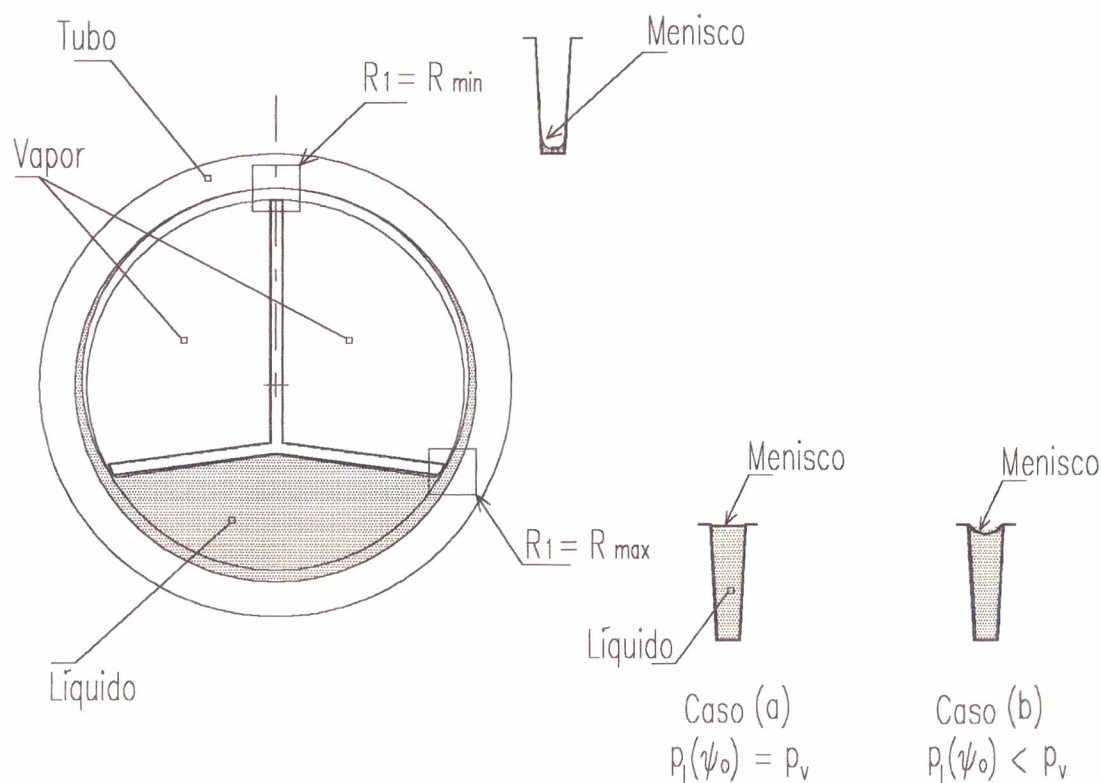


Fig. 24- Influência das perdas de carga ao longo do circuito, na formação inicial do menisco.

Ambas as situações são estudadas. O problema é não-linear e tem como meta principal a determinação de curvas características relacionando capacidade de bombeamento versus calor total  $Q$ . Nesse sentido, há interesse em validar um modelo matemático que atenda a esta premissa e que, via de regra, de maneira similar aos sistemas de bombeamento mecânico, possa ser também utilizado como base de cálculo em projetos de circuitos de bombas capilares de paredes internas circunferencialmente ranhuradas. Um exemplo típico de curva característica é mostrado na Figura 25.

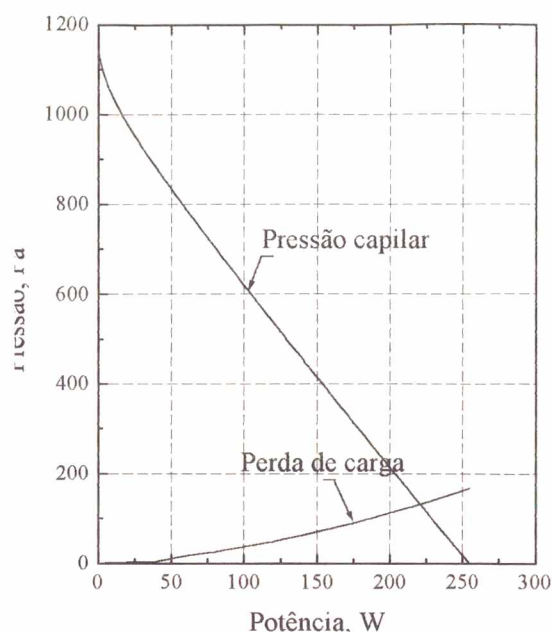


Fig. 25- Curva característica proposta para circuitos de bombeamento capilar.

A curva correspondente às perdas de carga foi definida tomando-se por base Freon 11 como fluido de trabalho e 10 metros de tubulação, de diâmetro interno igual a 4 mm. O regime de escoamento é laminar. A capacidade de bombeamento das bombas capilares é tanto maior quanto menor for a quantidade de calor necessário a ser removido do evaporador. As bombas capilares devem ser projetadas ou selecionadas de modo a satisfazer às necessidades mínimas de remoção do calor e superar todas as forças que atuam em sentido contrário ao escoamento do fluido ao longo do circuito. De acordo com a Figura 25, o ponto de equilíbrio, correspondente à potência máxima, é determinado pelo ponto comum de intersecção entre a curva característica da bomba capilar e curva correspondente às perdas de carga ao longo do circuito,  $\Delta p_c$ .

Na Figura 26 são mostradas as forças atuantes sobre o volume de controle, que representa parte elementar do líquido, que flui ao longo de uma ranhura de seção arbitrária. De acordo com a Figura 26, levando-se em consideração as forças correspondentes à quantidade de movimento, forças gravitacionais e forças de atrito, que atuam sobre o volume de controle, tem-se

$$v \rho_l v A]_{\psi+\Delta\psi} - v \rho_l v A]_{\psi} + p A]_{\psi+\Delta\psi} - p A]_{\psi} =$$

$$-\rho_l g \cos\psi A r \Delta\psi - \tau_0 (r \Delta\psi p_{er})$$

Reordenando a equação acima, tem-se

$$\frac{v \rho_l v A]_{\psi+\Delta\psi} - v \rho_l v A]_{\psi}}{r \Delta\psi} + \frac{p A]_{\psi+\Delta\psi} - p A]_{\psi}}{r \Delta\psi} =$$

$$-\rho_l g \cos\psi A - p_{er} \tau_0$$

ou

$$\frac{1}{r} \frac{d}{d\psi} [v \rho_l v A] + \frac{1}{r} \frac{d}{d\psi} [p A] = -\rho_l g \cos\psi A - p_{er} \tau_0 \quad (41)$$

Na Equação 41, dentre as variáveis envolvidas,  $\rho_l$  representa a massa específica do líquido,  $v$  representa a velocidade do líquido ao longo da ranhura,  $p$  é a pressão local,  $A$  é a área de secção transversal do filete de líquido,  $\psi$  a posição angular ao longo da ranhura,  $\tau_0$  a tensão de cisalhamento,  $p_{er}$  o perímetro molhado e  $g$  a aceleração da gravidade.

A velocidade do líquido  $v$  é diretamente proporcional ao fluxo de calor aplicado à bomba capilar através da superfície externa superior do tubo. De maneira similar, mas agora tendo-se em conta o princípio de conservação da massa, a Figura 27 mostra o processo de evaporação e vazão mássica através do volume de controle correspondente ao filete de líquido que flui ao longo de uma ranhura da bomba capilar. Na Figura 27,  $m$  representa a vazão mássica e  $\Delta h$  a diferença de entalpia associada ao processo de evaporação (calor sensível + calor latente).

Para efeito de análise hidrodinâmica, assume-se que o calor total aplicado seja distribuído uniformemente sobre a superfície de evaporação da bomba capilar. De acordo com a Figura 27, para o volume de controle em questão, levando-se conta a equação da conservação da massa, tem-se

$$m]_{\psi} = m]_{\psi+\Delta\psi} + \frac{q}{\Delta h} r \Delta\psi$$

onde a variável  $m$  representa a vazão mássica líquida,  $q$  o fluxo de calor uniformemente distribuído ao longo da ranhura (em W/m) e  $\Delta h$  a diferença de entalpia associada ao fluido de trabalho no processo de evaporação,

$$\Delta h = h_{lv} + c_p (T_v - T_l) \quad (42)$$

onde  $h_{lv}$  representa o calor latente de vaporização,  $c_p$  o calor específico do líquido,  $T_v$  a temperatura de saturação e  $T_l$  a temperatura de entrada do fluido de trabalho na bomba

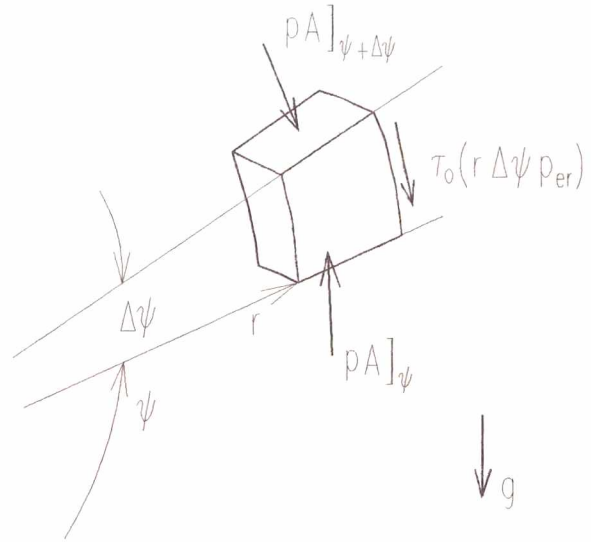


Fig. 26- Forças atuantes no volume de controle do filete de líquido.



capilar. Reordenando a equação acima, tem-se

$$\frac{1}{r} \frac{m]_{\psi+\Delta\psi} - m]_{\psi}}{\Delta\psi} = -\frac{q}{\Delta h}$$

ou

$$\frac{1}{r} \frac{d}{d\psi} (m) = -\frac{q}{\Delta h} \quad (43)$$

De acordo com a Figura 28, nas condições então estabelecidas e assumindo distribuição uniforme do fluxo de calor ao longo da estrutura capilar, tem-se

$$q = a \frac{Q}{2 l_h L} \quad (44)$$

sendo

$$l_h = \frac{2}{3} \pi r_i \quad (45)$$

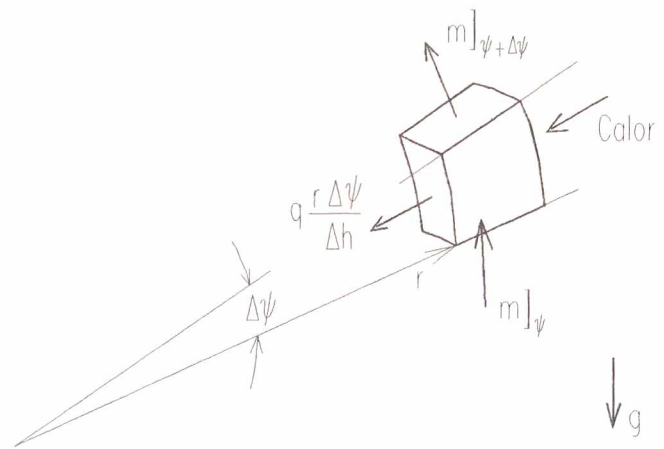


Fig. 27- Fluxos de calor e de massa no volume de controle do filete de líquido.

onde  $Q$  (em watts) representa a potência total aplicada sobre a bomba capilar,  $a$  (m) representa o espaçamento entre ranhuras,  $r_i$  (m) o raio interno e  $l_h$  (m) o comprimento da ranhura no intervalo considerado e  $L$  o comprimento ativo da bomba capilar.

Considerando que em  $\psi = \pi/2$  a velocidade do líquido é igual a zero e desenvolvendo a Equação 43, vem

$$\int_0^m dm = -\frac{q}{\Delta h} r \int_{\frac{\pi}{2}}^{\psi} d\psi = -\frac{q}{\Delta h} r (\psi - \frac{\pi}{2})$$

resultando em

$$m = \frac{q}{\Delta h} r (\frac{\pi}{2} - \psi) \quad (46)$$

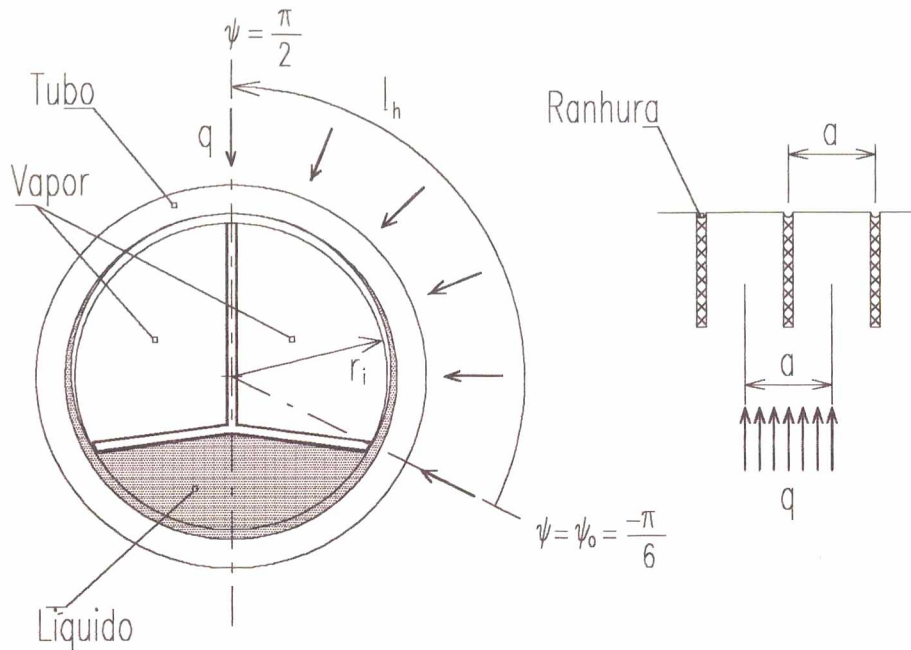


Fig. 28- Distribuição uniforme do fluxo de calor sobre a superfície externa da bomba capilar.

Finalmente, desenvolvendo a Equação 46, tem-se

$$v = \frac{1}{\rho_l A} \frac{q}{\Delta h} r \phi_o \quad (47)$$

sendo

$$\phi_o = \left( \frac{\pi}{2} - \psi \right) \quad (48)$$

O valor de  $m$  varia linearmente com  $\psi$  e corresponde à vazão mássica do fluido de trabalho ao longo de apenas uma ranhura. Tal comportamento é ilustrado na Figura 29.

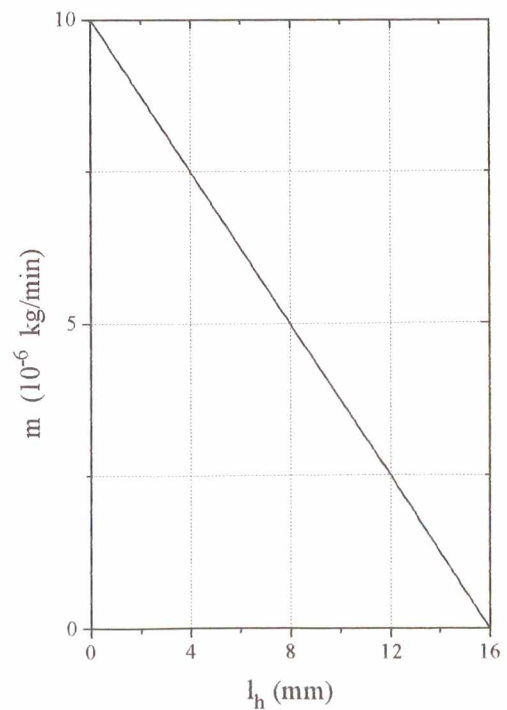


Fig. 29- Variação da vazão mássica de líquido ao longo de uma ranhura.

A vazão mássica total,  $\mathbf{m}_b$ , correspondente ao trabalho de uma bomba capilar, em condições de carga térmica máxima, deve ser calculada levando-se em conta ambos os canais de vapor e multiplicando-se  $\mathbf{m}$  pelo número de ranhuras da estrutura capilar. Isto é,

$$m_b = 2 \frac{L}{a} m \quad (49)$$

onde  $L$  representa o comprimento ativo da bomba capilar. A vazão mássica,  $\mathbf{m}$ , representa a quantidade de líquido calculado em  $\psi = -\pi/6$  ( $l_h = 0$ ).

Novamente, retomando a Equação 41

$$\frac{1}{r} \frac{d}{d\psi} (p A) = -\rho_l g A \cos\psi - p_{er} \tau_o - \frac{1}{r} \frac{d}{d\psi} (v \rho_l v A) \quad (50)$$

e considerando que

$$\frac{d}{d\psi} (v \rho_l v A) = \frac{d}{d\psi} \left[ \frac{1}{\rho_l A} \left( r \frac{q}{\Delta h} \right)^2 \phi_0^2 \right]$$

ou

$$\frac{d}{d\psi} (v \rho_l v A) = \frac{1}{\rho_l} \left( r \frac{q}{\Delta h} \right)^2 \frac{d}{d\psi} \left[ \frac{1}{A} \phi_0^2 \right] \quad (51)$$

tem-se

$$\frac{d}{d\psi} (p A) = -\rho_l g A r \cos\psi - r p_{er} \tau_o - \frac{1}{\rho_l} \left[ r \frac{q}{\Delta h} \right]^2 \frac{d}{d\psi} \left( \frac{1}{A} \phi_0^2 \right)$$

Finalmente, considerando-se que

$$\tau_o = f \frac{\rho_l v^2}{2} \quad (53)$$

e

$$p_{er} = \frac{4 A}{d_h} = b-2 t \tan\beta + \frac{2}{\cos\beta} (t-y) \quad (54)$$

onde  $f$  representa o coeficiente de atrito viscoso e  $d_h$  o diâmetro hidráulico correspondente à



secção do filete de líquido ao longo da ranhura, tem-se

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\psi} (p A) = & -\rho_l g A r \cos\psi - 4 f \frac{r}{d_h} \frac{\rho_l v^2}{2} A - \\ & - \frac{1}{\rho_l} \left[ r \frac{g}{\Delta h} \right]^2 \frac{d}{d\psi} \left( \frac{1}{A} \phi_o^2 \right) \end{aligned} \quad (55)$$

que corresponde à equação de Navier-Stokes, onde o primeiro termo à direita do sinal de igualdade representa as forças gravitacionais, o segundo termo as forças de atrito e o terceiro termo as forças correspondentes à quantidade de movimento. Valores correspondentes ao coeficiente de atrito viscoso  $f$  são disponíveis na bibliografia indicada (Kays, 1975; Chi, 1976). Para escoamento laminar completamente desenvolvido, através de ranhuras retangulares,  $f \cdot Re$  varia entre 14 e 24, onde

$$Re = \frac{\rho_l v d_h}{\mu_l} \quad (56)$$

A solução da Equação 55 passa por uma análise preliminar no Apêndice 9, onde cálculos aproximados são executados, negligenciando-se os termos relativos às forças gravitacionais e forças de inércia e assumindo-se valores médios relativos ao diâmetro hidráulico e à área de secção transversal do filete de líquido ao longo da ranhura. No sentido de efetivamente analisar o comportamento hidrodinâmico das bombas capilares e a real influência dos parâmetros geométricos sobre sua capacidade térmica máxima, todas as variáveis são aqui consideradas. O problema é não linear e apresenta como variáveis principais os valores de  $p$ ,  $A$ ,  $d_h$ ,  $v$ ,  $f$ ,  $y$ ,  $R_1$  e ângulo de contato  $\theta$ . Todas as variáveis são dependentes da posição angular  $\psi$ .

Do ponto de vista numérico, pode-se tirar vantagens computacionais ao resolver a Equação 55, iterativamente, dividindo-se o filete de líquido em  $n$  volumes de controle ao longo da coordenada angular  $\psi$  e, para cada volume de controle, admitir apenas a pressão do líquido como variável do problema. Desta forma, assume-se um valor de  $n$  suficientemente alto, a ponto de se poder admitir constantes todos os parâmetros físicos e geométricos envolvidos no problema. Importante salientar também, que o problema está associado a apenas uma condição de contorno, nesse caso à montante da região de escoamento do fluido de trabalho, onde

$$p\left(\psi = -\frac{\pi}{6}\right) = p_v - \Delta p_c \quad (57)$$

Nessas condições portanto, assumindo-se que  $A$ ,  $d_h$ ,  $v$ ,  $f$ ,  $y$ ,  $R_1$  e ângulo de contato  $\theta$  permaneçam constantes ao longo de cada volume de controle do filete de líquido, na forma

mostrada na Figura 30, tem-se

$$\int_{p_i}^{p_{i+1}} dp = -\rho_l g r \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \cos \psi d\psi - 4 f \frac{r}{d_h} \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \frac{\rho_l v^2}{2} d\psi +$$

$$+ \frac{2}{\rho_l A^2} \left[ r \frac{q}{\Delta h} \right]^2 \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \phi_o d\psi \quad (58)$$

Reconsiderando a Equação 47 e fazendo

$$v = \bar{v} \phi_o \quad (59)$$

onde

$$\bar{v} = \frac{1}{\rho_l A} r \frac{q}{\Delta h} \quad (60)$$

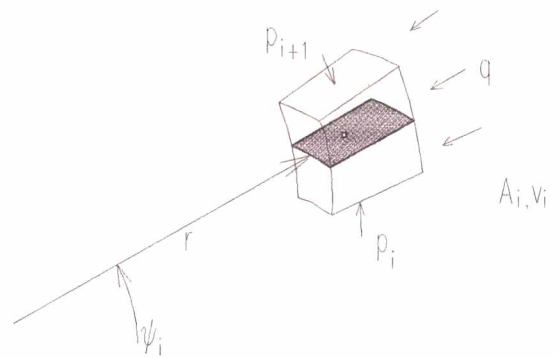


Fig. 30- Volume de controle do filete de líquido.

tem-se

$$\Delta p_i = p_i - p_{i+1} = \rho_l g r \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \cos \psi d\psi + 4 f \frac{r}{d_h} \frac{\rho_l \bar{v}^2}{2} \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \phi_o^2 d\psi -$$

$$- 2 \rho_l \bar{v}^2 \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \phi_o d\psi \quad (61)$$

onde  $\Delta p_i$  representa a perda de carga correspondente ao deslocamento de líquido através do volume de controle  $i$ .

Reordenando a equação acima, tem-se

$$\Delta p_i = \rho_l g r \phi_1 + 4 f \frac{r}{d_h} \frac{\rho_l \bar{v}^2}{2} \phi_2 - \frac{\rho_l \bar{v}^2}{2} \phi_3 \quad (62)$$

sendo

$$\phi_0 = \left( \frac{\pi}{2} - \psi \right) \quad (63)$$

$$\phi_1 = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \cos \psi \, d\psi \quad (64)$$

$$\phi_2 = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \phi_0^2 \, d\psi \quad (65)$$

$$\phi_3 = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} 4 \phi_0 \, d\psi \quad (66)$$

Alternativamente, numa forma mais compacta e assumindo-se que  $d_h = 4 r_h$ , tem-se

$$\Delta p_i = \rho_l g r \phi_1 + \left[ f \frac{r \phi_2}{r_h} - \phi_3 \right] \frac{\rho_l \bar{v}^2}{2} \quad (67)$$

sendo

$$r_h = \frac{A \cos \beta}{b \cos \beta + 2(t-y-t \operatorname{sen} \beta)} \quad (68)$$

onde  $r_h$  representa o raio hidráulico correspondente à secção do filete de líquido ao longo da ranhura.



Para permitir uma análise completa do comportamento hidrodinâmico das bombas capilares, um algoritmo para cálculo computacional foi programado em linguagem Pascal, de modo a resolver o conjunto de equações, dividindo o filete de líquido em  $n$  volumes de controle, no intervalo  $\psi_0 \leq \psi \leq \pi/2$ . Uma listagem completa do algoritmo é apresentada no Apêndice 7. As equações foram convenientemente agrupadas e programadas para serem resolvidas iterativamente, passo a passo, considerando-se como incógnitas principais os valores correspondentes à área de secção transversal do filete de líquido  $A_w$  (Equação 14), raio hidráulico  $r_h$  (Equação 13), velocidade  $v$  (Equação 47), deslocamento do menisco com relação ao topo da ranhura  $y$  (Equação 6), raio menor do menisco  $R_1$  (Equação 9), ângulo de contato  $\theta$  (Equação 18) e variação de pressão  $\Delta p_i$  (Equação 67). Nessas condições, assumindo-se um valor para  $n$  suficientemente alto, para um dado valor de  $q$ , o problema pode ser resolvido de modo similar ao processo de marcha, considerando-se uma única condição de contorno à montante da ranhura circunferencial. Considerando que  $\Delta p_i = p_i - p_{i+1}$ , tem-se oito incógnitas a sete equações, mais uma condição de contorno à montante da ranhura circunferencial em  $\psi = \psi_0$ , onde o valor correspondente à pressão no interior do canal de líquido é conhecido para cada novo valor de potência aplicada no evaporador (Equação 57). Na procura do valor de potência máxima da bomba capilar, uma segunda condição de contorno é então considerada à jusante da ranhura circunferencial, no caso assumindo-se como condição limite o valor mínimo do raio  $R_1$  em  $\psi = \pi/2$  (Equação 10), condição esta em que o menisco assume a forma correspondente ao raio efetivo de capilaridade da ranhura circunferencial. A variação do coeficiente de atrito viscoso  $f$  é também considerada no programa computacional. O valor de  $f$  é sistematicamente atualizado para cada volume de controle, de acordo com dados disponíveis na bibliografia indicada (Chi, 1976). As propriedades são assumidas constantes de acordo com a temperatura de saturação estabelecida para operação do sistema.

## 4.2- ANÁLISE DE RESULTADOS

Os parâmetros geométricos que caracterizam a bomba capilar são dados de entrada do problema. O programa é estruturado de modo a facilitar a entrada de dados, via teclado do computador, por usuários interessados no projeto e na análise de desempenho de diferentes bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Por esse caminho, entre outras variáveis, o usuário poderá entrar com os dados geométricos da bomba capilar, temperatura no condensador  $T_c$ , temperatura no evaporador  $T_v$ , perda de carga no circuito  $\Delta p_c$  e escolher entre Freon 11 ou amônia como fluido de trabalho. A título de exemplo, considerando-se dados da Tabela 2 e Freon 11 como fluido de trabalho, resultados numéricos são apresentados no Apêndice 8. Da mesma forma, como foram ajustados nos trabalhos experimentais, assume-se que  $T_c$  seja igual a 293 K e  $T_v$  seja igual a 300 K. Os dados geométricos da Tabela 2 representam os mesmos valores médios obtidos do ensaio micrográfico realizado em amostras de cinco bombas capilares e correspondem aos valores médios já citados na Tabela 1 (Capítulo 3). Tais valores são aqui utilizados, como base de cálculo, para determinação das curvas características, do limite capilar e das curvas correspondentes ao comportamento hidrodinâmico das bombas capilares.

Na Figura 31 é mostrada a curva correspondente à pressão disponível de bombeamento, para diferentes potências aplicadas, no caso mais simples, como se a bomba

capilar tivesse o comportamento de um tubo de calor. Isto é, admite-se perda de carga nula nos demais componentes do circuito, de modo que  $p_1(\psi_0) = p_v$ . Não há influência externa do circuito sobre a curva correspondente à pressão de bombeamento capilar. Admite-se também perda de carga nula no interior dos canais de líquido e de vapor. Prevalece unicamente a perda de carga decorrente do escoamento de líquido ao longo das ranhuras. Tal situação reflete o Caso (a) discutido no Item 4.1. A curva vale para circuitos de bombas capilares assistidas por bomba mecânica ou para circuitos de bombas capilares que tenham todas as perdas de carga externas compensadas mediante um posicionamento favorável do condensador no circuito. Para as condições pré-estabelecidas na Tabela 2 e Freon 11 como fluido de trabalho, o limite capilar foi calculado em 254,5 W.

A curva mostrada na Figura 31 tem comportamento aparentemente linear para potências menores, mas declina de forma acentuada ao se aproximar da condição limite em que ocorre secagem da bomba capilar. Para entender melhor tal comportamento, atenção especial deve ser dada à formação do menisco e consequente variação ao longo da ranhura circunferencial. Na Figura 32 é novamente mostrada a bomba capilar em corte transversal, com o objetivo de facilitar a análise das figuras subsequentes. De acordo com a Figura 32,  $l_h$  representa o comprimento da ranhura no intervalo  $\psi_0 \leq \psi \leq \pi/2$ . Admite-se que calor seja uniformemente distribuído na extensão  $l_h$ , com intensidade  $q$  em watts/metro.

Tab. 2- Dados utilizados para análise hidrodinâmica das bombas capilares.

$b = 33,0 \mu\text{m}$
$t = 309,7 \mu\text{m}$
$\beta = 0,57 \text{ graus}$
$L = 500 \text{ mm}$
$r_i = 7,925 \times 10^3 \mu\text{m}$
$a = 214,7 \mu\text{m}$
$T_1 = 293 \text{ K}$
$T_v = 300 \text{ K}$
$n = 36 \text{ pontos}$

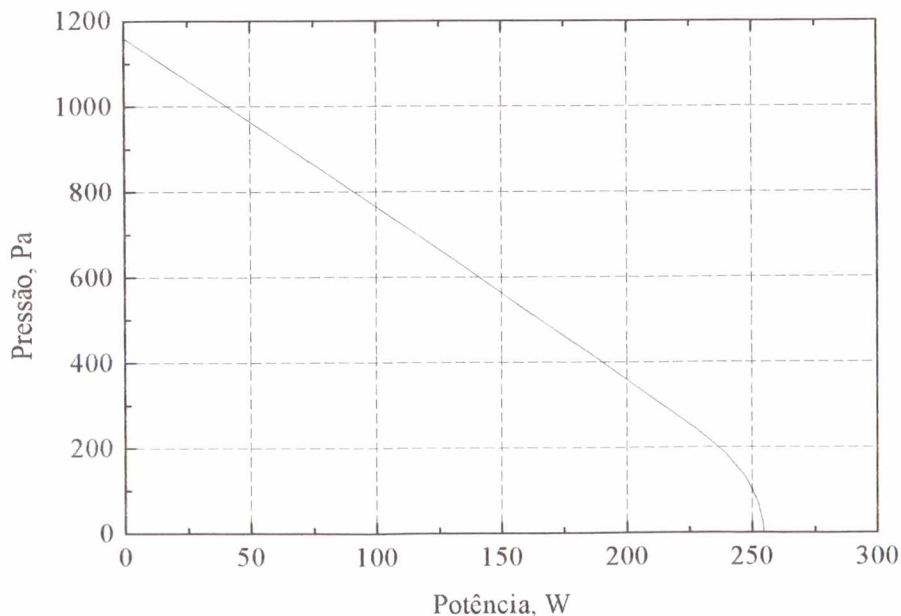


Fig. 31- Pressão de bombeamento capilar versus potência aplicada. Caso (a) em que  $p_1(\psi_0) = p_v$ .

Na Figura 33 são mostradas as curvas referentes à variação do raio do menisco,  $R_1$ , ao longo da ranhura de comprimento  $l_h$ , para diferentes níveis de potência aplicada no evaporador. No caso, considerando que  $p_1(\psi_0) = p_v$ , para  $l_h = 0$  (onde  $\psi_0 = -\pi/6$ ), tem-se  $R_1 \rightarrow \infty$ . Por outro lado, no limite em que ocorre secagem da ranhura, para  $l_h = 16,6$  mm (onde  $\psi = \pi/2$ ), tem-se  $R_1 \rightarrow r_c/2$ .

Da mesma forma, nas figuras de números 34, 35, 36, 37, 38 e 39 são mostradas as curvas referentes à variação de  $d_h$ ,  $A_w$ ,  $\theta$ ,  $y$ ,  $m$  e  $v$ , ao longo da ranhura de comprimento  $l_h$ , para diferentes níveis de potência, respectivamente.

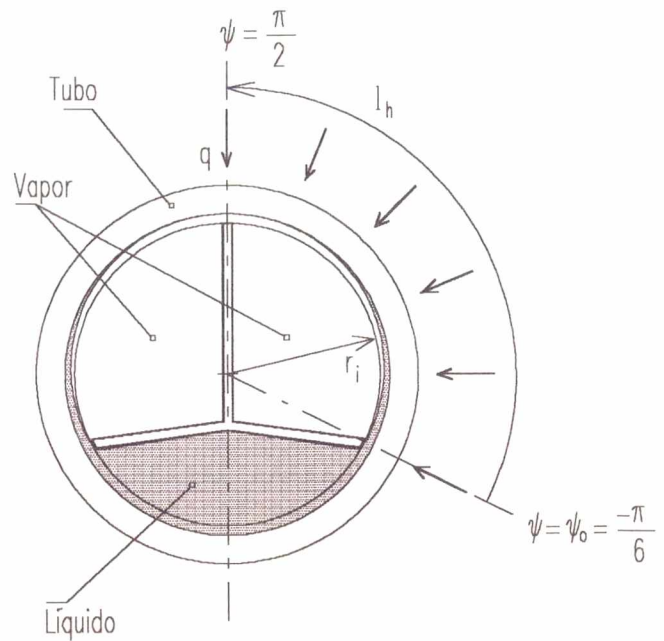


Fig. 32- Bomba capilar em corte transversal.

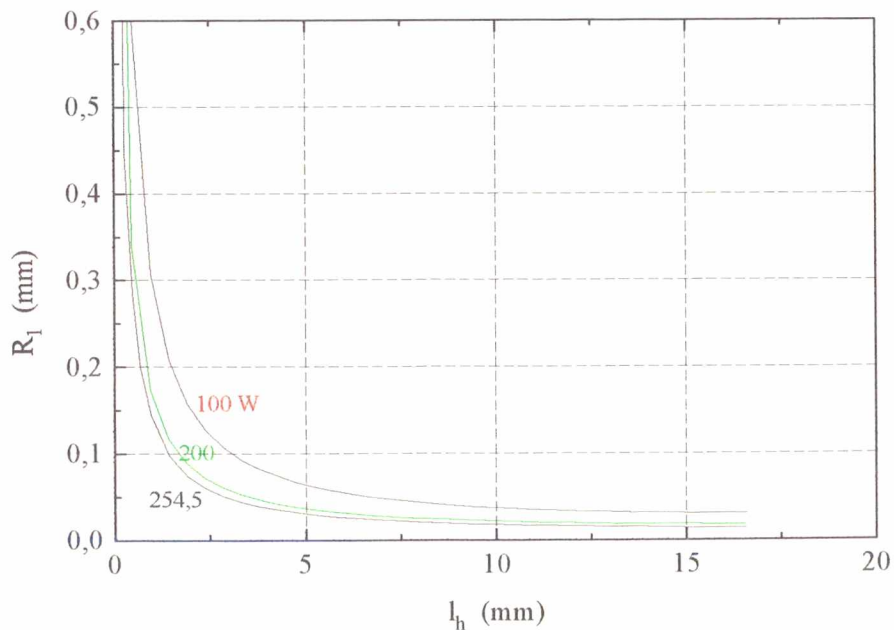


Fig. 33- Variação de  $R_1$  ao longo da ranhura da bomba capilar.



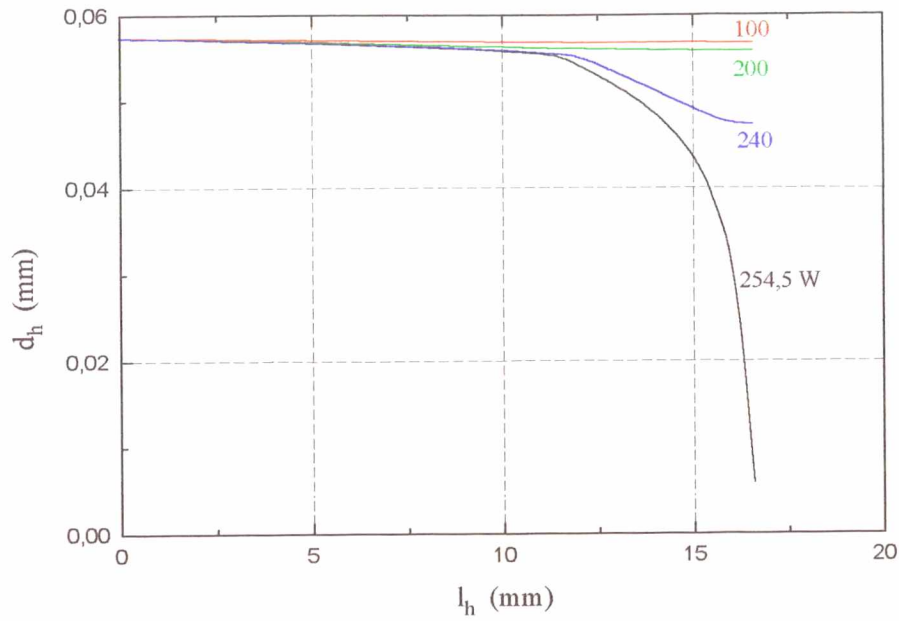


Fig. 34- Variação de  $d_h$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

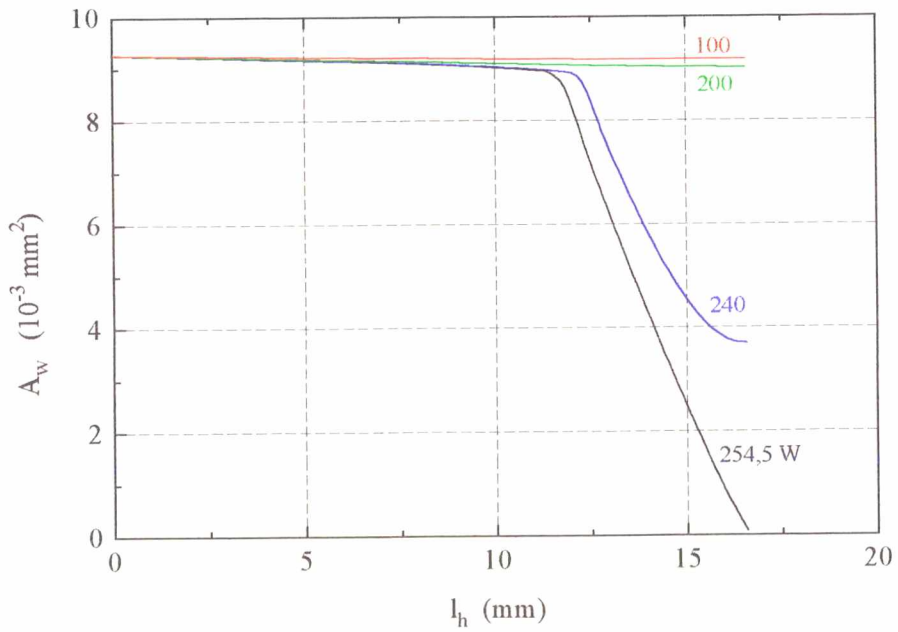


Fig. 35- Variação de  $A_w$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

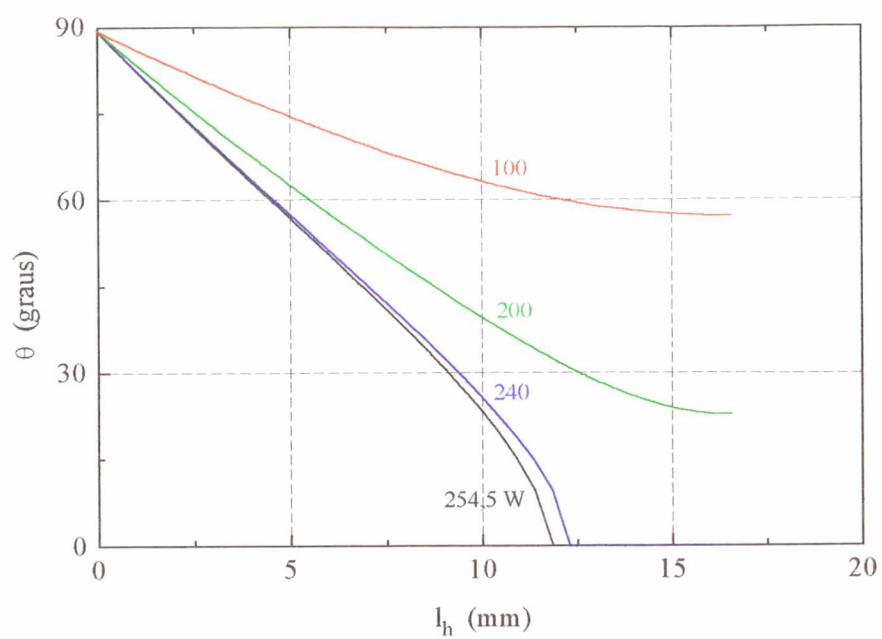


Fig. 36- Variação de  $\theta$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

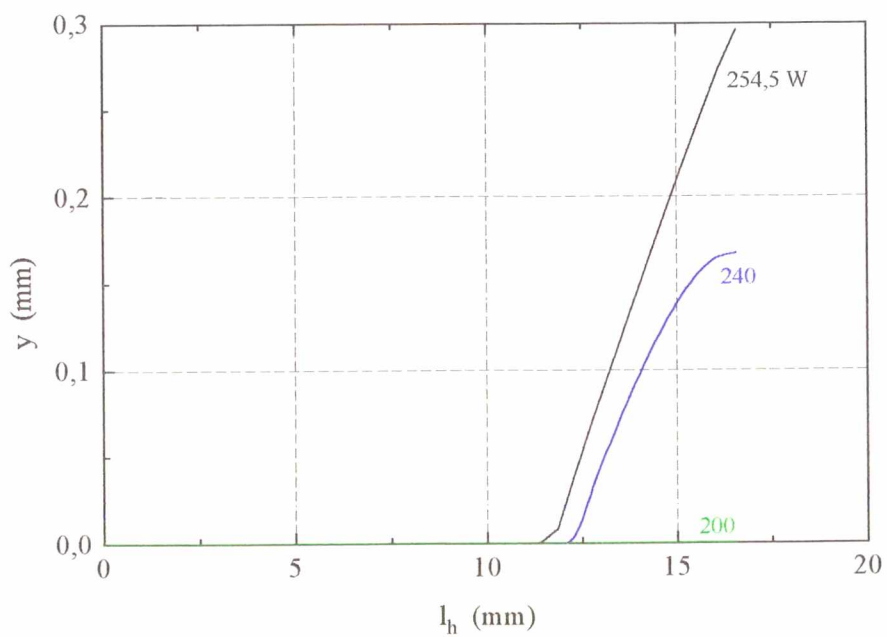


Fig. 37- Variação de  $y$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

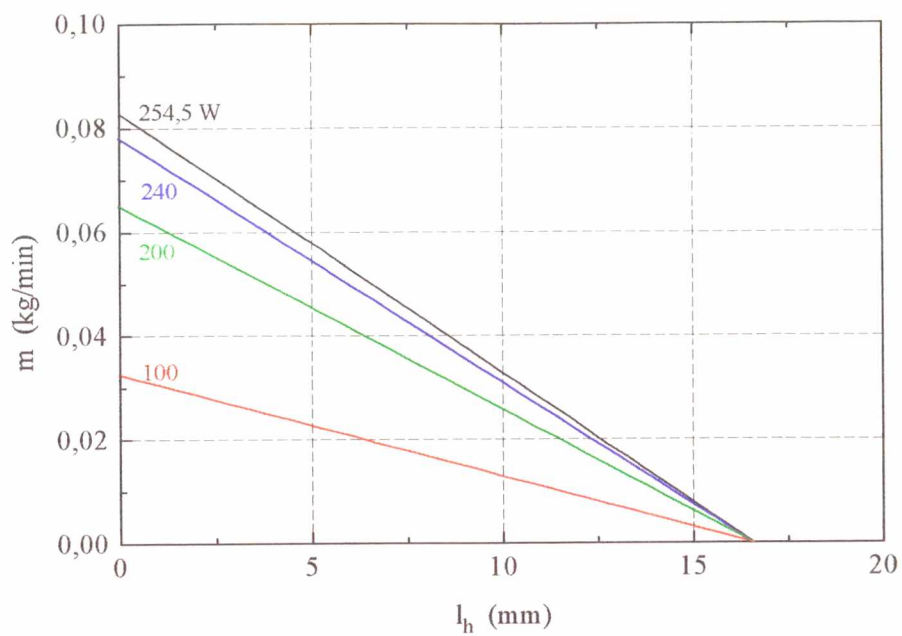


Fig. 38- Variação de  $m$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

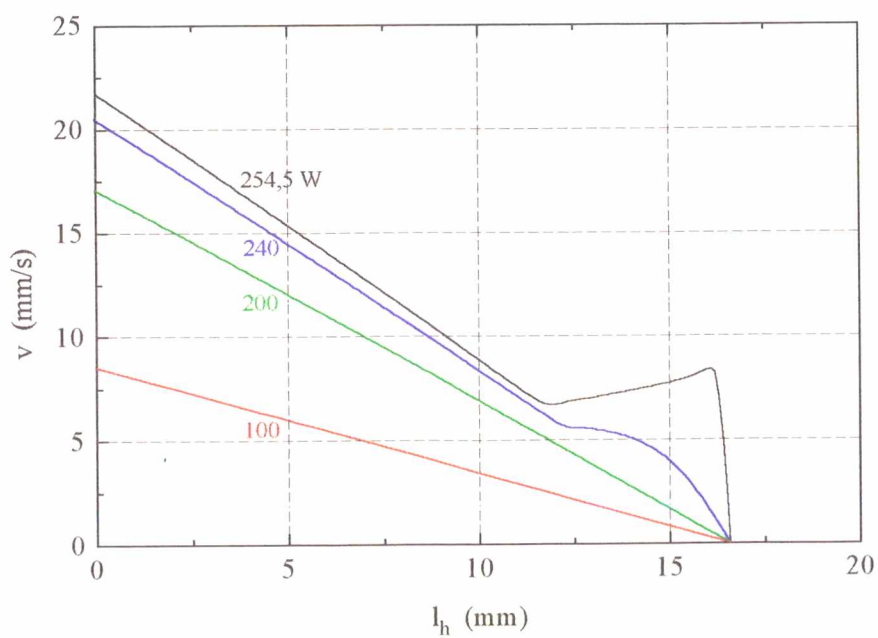


Fig. 39- Variação de  $v$  ao longo da ranhura da bomba capilar.



O avanço do líquido ao longo da ranhura impõe perdas de carga ao fluxo, aumentando continuamente a diferença entre a pressão do líquido e pressão do vapor. Como consequência, o menisco tende a se alterar também continuamente, assumindo a forma de área mínima que corresponda a novo equilíbrio de forças, no sentido inclusive de compensar a influência exercida pelas paredes da ranhura, reduzindo o valor do raio  $R_1$ , do ângulo de contato  $\theta$  e área de secção transversal do filete de líquido  $A_w$ . A influência exercida pelas perdas de carga sobre os parâmetros geométricos do filete de líquido pode ser melhor entendida analisando-se também a Figura 40. Conforme esquema da ranhura circular,  $A_w$  representa a área hachurada, na forma mostrada pela Figura 40. O ângulo de contato se mantém positivo enquanto perdurar a condição  $R_1 \cdot \cos\beta > b/2$ , onde  $\beta$  corresponde à metade do ângulo de abertura da ranhura circular.

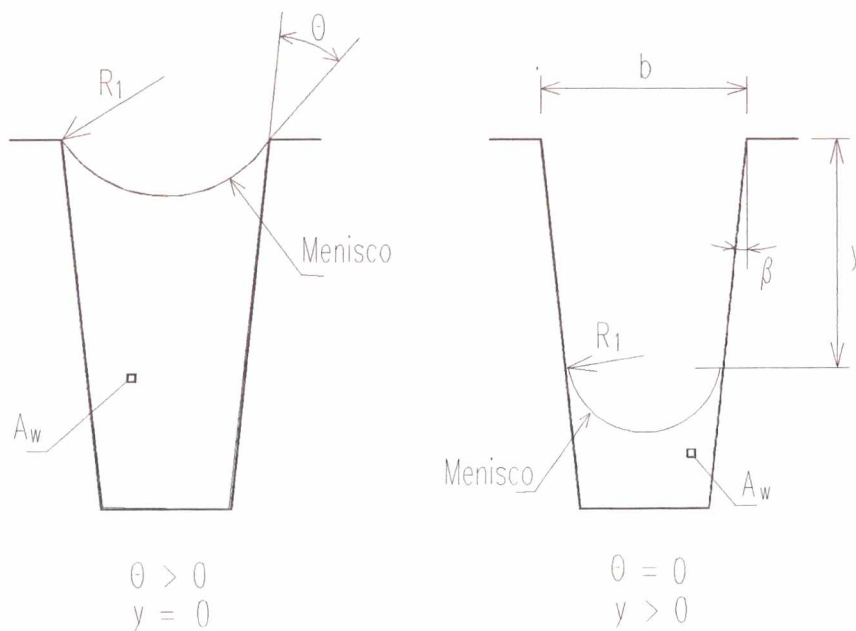


Fig. 40- Parâmetros geométricos importantes e sua variação decorrente das perdas de carga do líquido no interior da ranhura circular.

De acordo com a Figura 35, a área de secção transversal do filete de líquido,  $A_w$ , parte de um valor máximo em  $l_n = 0$ , se mantendo aproximadamente constante, até que o ângulo de contato do menisco com as paredes da ranhura assuma o valor zero ( $\theta = 0$ ). A partir deste ponto, na busca contínua de novo equilíbrio de forças, enquanto  $\theta = 0$ , o menisco tende a retroceder em direção ao fundo da ranhura, resultando numa redução significativa de  $A_w$ . Da mesma forma, de acordo com a Figura 34,  $d_n$  apresenta comportamento idêntico ao de  $A_w$ . O comportamento do menisco, com relação ao ângulo  $\theta$  e afastamento  $y$ , é mostrado pelas Figuras 36 e 37, respectivamente.

O afastamento do menisco com relação ao topo da ranhura ocorre para potências próximas da condição de limite capilar, exercendo forte influência sobre as curvas de velocidades. De acordo com a Figura 39, observa-se que a variação da velocidade  $v$  se comporta de maneira aproximadamente linear até o ponto em que  $\theta = 0$ . Novamente em função do afastamento do menisco, há forte influência sobre a curva de velocidade, com tendência a aumentar seu valor, para finalmente se anular no final da ranhura circunferencial. Vale ressaltar que quanto maior for o ângulo de abertura da ranhura,  $\beta$ , maior alteração sofrerá a curva correspondente à velocidade do líquido, principalmente para potências muito próximas do limite capilar (Bazzo et al, 1994).

As curvas relativas à vazão mássica,  $m$ , não sofrem influência de qualquer natureza e se comportam de modo linear, uma vez que admite-se distribuição uniforme do fluxo de calor e propriedades físicas constantes.

Naturalmente, por representar o Caso (a), a curva da Figura 31 não serve ao propósito de projetar circuitos de bombas capilares de dupla-fase. Em termos práticos, há que se considerar também a influência de todas as demais perdas de carga do circuito. A Figura 41 contempla o Caso (b), igualmente discutido no Item 4.1. Nesse caso, a bomba capilar opera no sentido de compensar todas as perdas de carga desenvolvidas no circuito. Como consequência, líquido chega ao evaporador com pressão inferior à pressão do vapor,  $p_l(\psi_0) < p_v$ , que ao interagir na formação do menisco, reduz a capacidade de bombeamento da bomba capilar.

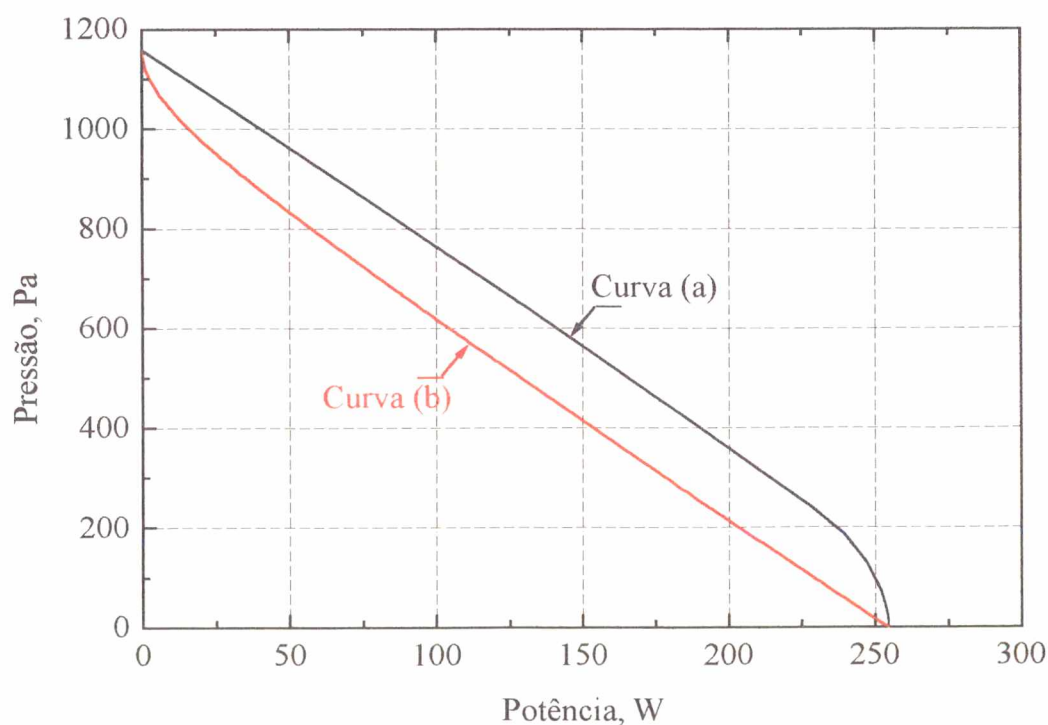


Fig. 41- Influência das perdas de carga do circuito sobre a curva característica da bomba capilar.

A curva (b) da Figura 41 representa efetivamente a capacidade de bombeamento da bomba capilar. A inversão na forma de ambas as curvas se deve ao efeito das pressões do líquido e do vapor sobre o menisco formado nas ranhuras circunferenciais. Na curva (a), apenas o ponto correspondente à potência máxima representa a condição limite de secagem da bomba capilar. Na curva (b), ao contrário, todos os pontos representam a condição limite em que ocorre secagem da bomba capilar. Cada ponto da curva (b) representa a condição limite em que a bomba capilar tem condições de bombear líquido e representa também a própria perda de carga do circuito. Altas perdas de carga alteram substancialmente a forma do menisco logo no início de cada ranhura da bomba capilar, precipitando o afastamento do menisco com relação ao topo da ranhura, antecipando o efeito de secagem da bomba capilar e, portanto, reduzindo também substancialmente sua capacidade de transporte de calor. Tal comportamento pode ser melhor esclarecido analisando-se as Figuras 42, 43 e 44 .

Na Figura 42 são novamente mostradas as curvas referentes à variação do raio de menisco ao longo da ranhura de comprimento  $l_h$ . Cada curva corresponde à condição de limite capilar para quatro situações distintas de circuito de bomba capilar. Na primeira curva, já comentada anteriormente, admite-se perda de carga nula no circuito, obtendo-se potência máxima correspondente a 254,5 W. Na segunda curva, admite-se perda de carga equivalente a 200 Pa no circuito, obtendo-se potência máxima correspondente a 203,6 W. E assim por diante. Tais valores de potência máxima foram obtidos do programa **nille.exe**, estabelecendo-se a priori as perdas de carga correspondentes ao condensador e linhas de líquido e de vapor.

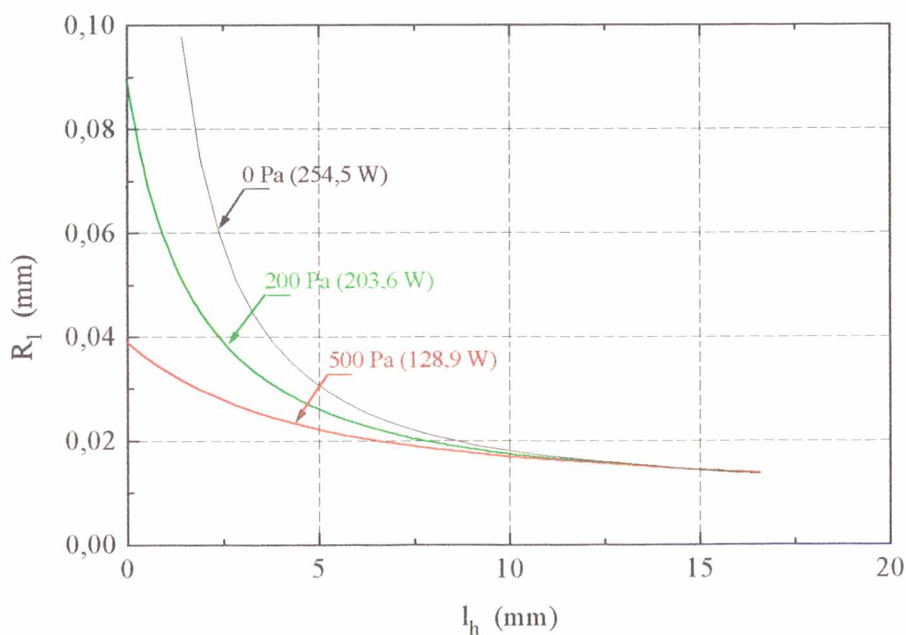


Fig. 42- Variação de  $R_1$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

De acordo com a Figura 42, para  $l_h = 0$ , quanto maior for a perda de carga no circuito, menor será o valor de  $R_1$ . Por outro lado, considerando-se que todas as curvas representam a condição de limite capilar, para  $l_h = 16,6$  (ou  $\psi = \pi/2$ ), é natural que se espere  $R_1 \rightarrow r_c/2$ .



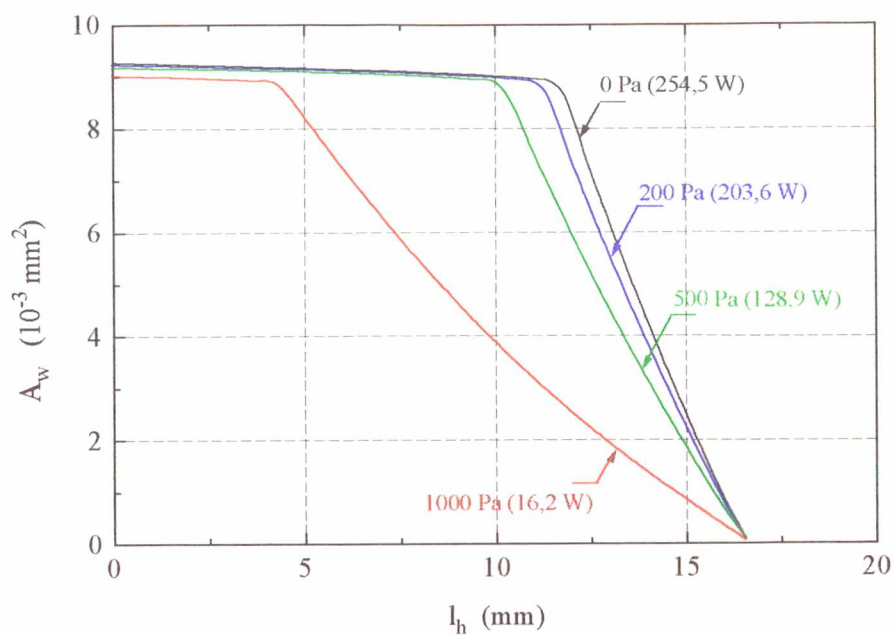


Fig. 43- Variação de  $A_w$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

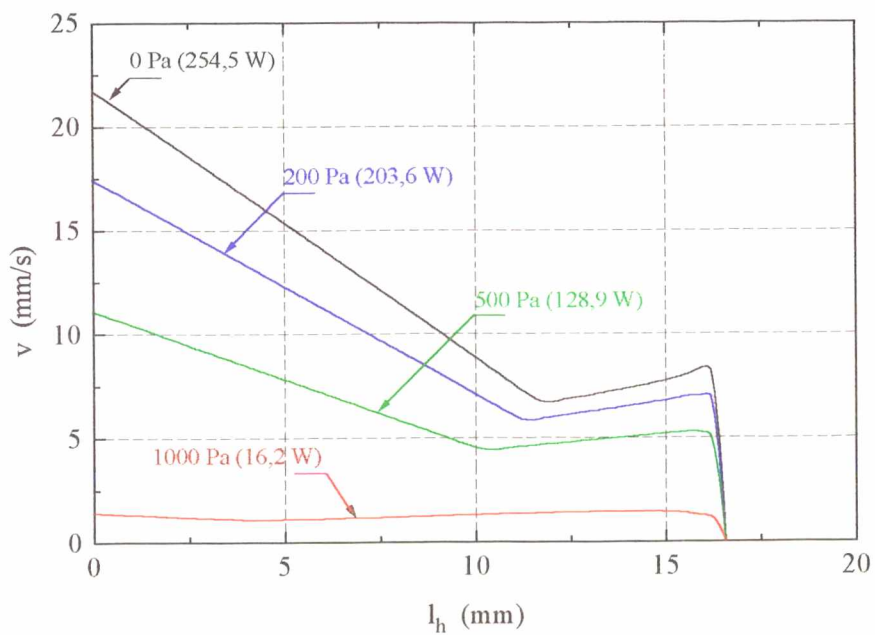


Fig. 44- Variação de  $v$  ao longo da ranhura da bomba capilar.

A variação acentuada de  $R_l$  se reflete significativamente sobre as curvas correspondentes à área de secção transversal do filete de líquido e velocidade do líquido. As Figuras 43 e 44 são apresentadas para ilustrar a influência da perda de carga do circuito sobre as curvas da área  $A_w$  e velocidade  $v$ , respectivamente. Da mesma forma, cada curva corresponde à condição de limite capilar para quatro situações distintas de circuito de bomba capilar, isto é, assumindo-se que a perda externa do circuito seja igual a 0 Pa, 200 Pa, 500 Pa e 1000 Pa. Há perfeita concordância entre as curvas. Observa-se que, a partir do ponto onde ocorre redução significativa da área de secção transversal, há a tendência visível de aumento da velocidade do líquido até um valor máximo, para finalmente e bruscamente se anular em  $l_h = 16,6$  mm. Maior perda de carga no circuito sempre irá corresponder a uma menor capacidade de transporte de calor da bomba capilar, menor vazão de fluido térmico e, portanto, menor velocidade de líquido ao longo das ranhuras. De acordo com a Figura 44, observa-se que altas perdas de carga no circuito implicam em menores velocidades e também curvas mais suaves ao longo da estrutura capilar. Tal fenômeno pode se revelar bastante interessante ao se optar por bombas capilares de ranhuras trapezoidais ou triangulares, com maior ângulo de abertura, em instalações onde as perdas de carga sejam relativamente altas.

As potências identificadas nas figuras anteriores correspondem a pontos da Curva (b) mostrada na Figura 41 e representam efetivamente a condição limite para o circuito de bomba capilar. De fato, a curva (b) da Figura 41 corresponde à curva característica da bomba capilar, mas não necessariamente à condição operacional do circuito. Há que se considerar também a curva correspondente às perdas de carga do circuito, no caso, envolvendo condensador, linhas de vapor e linhas de líquido, conforme está ilustrado na Figura 45.

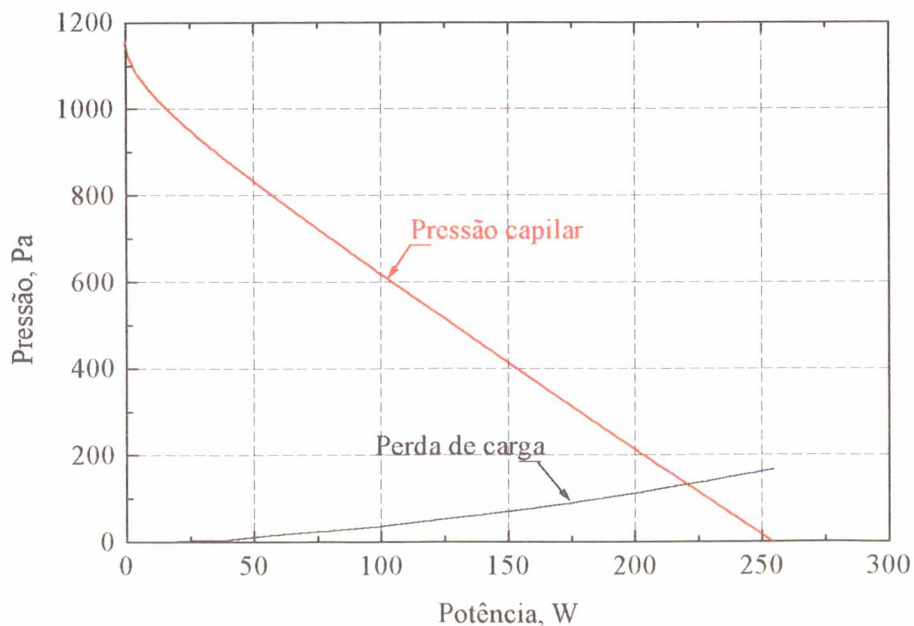


Fig. 45- Condição operacional do circuito de bomba capilar.

A curva de perda de carga mostrada na Figura 45 não corresponde propriamente aos valores calculados para o circuito de bomba capilar testado no laboratório do IKE. No caso, ela representa sim uma instalação típica de circuito de dupla fase, adaptada com 5 metros de tubulação  $\phi$  20 mm para circulação do vapor e 5 metros de tubulação  $\phi$  10 mm para circulação do líquido. Valores especialmente calculados para o circuito testado em laboratório apontam para resultados bem menores, tendo em vista a utilização de tubos de vapor de  $\phi$  40 mm e de tubos de líquido de  $\phi$  20 mm.

Em termos práticos, a curva característica mostrada na Figura 45 serve ao propósito de auxiliar no dimensionamento do condensador e das tubulações de líquido e de vapor. O ponto de intersecção das duas curvas representa o limite operacional do circuito. Obviamente, na expectativa de operar bombas capilares com segurança, deve-se manter relativa distância do limite operacional do circuito. Potências menores correspondem a taxas de evaporação menores, a vazões menores e, conseqüentemente, a perdas de cargas menores ao longo do circuito.

Potências maiores são possíveis substituindo-se Freon 11 por amônia como fluido de trabalho. A Figura 46 é apresentada com o propósito de mostrar diferenças significativas para um mesmo circuito de bomba capilar, apenas alterando o tipo de fluido de trabalho.

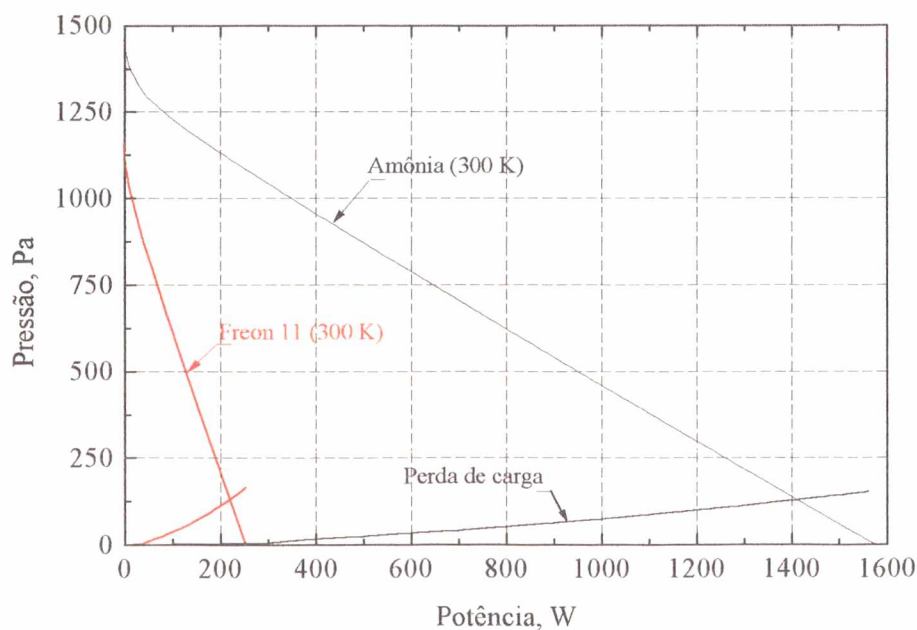


Fig. 46- Comparação entre os limites operacionais para Freon 11 e para amônia, considerando mesmo circuito de bomba capilar.

A opção por amônia como fluido de trabalho envolve importante vantagem em circuitos de bombas capilares. Amônia apresenta como característica favorável sua baixa viscosidade, razão principal da alta capacidade de transferência de calor e do baixo nível de perda de carga em circuitos de dupla fase. No caso, considerando-se mesmas condições operacionais, o uso de amônia deve corresponder a potências até 7 vezes maiores que potências obtidas com Freon 11.



## 5- TRABALHO EXPERIMENTAL

### 5.1- DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES

O esquema mostrado na Figura 47 corresponde ao circuito de dupla fase, especialmente construído no laboratório do IKE - Institut für Kernenergetik und Energiesysteme da Universidade de Stuttgart e adaptado para testar o desempenho das bombas capilares de ranhuras circunferenciais. O esquema da Figura 47 corresponde igualmente à bancada de testes mostrada também na fotografia da Figura 48. Os trabalhos experimentais foram conduzidos no modo capilar e no modo assistido por bomba mecânica.

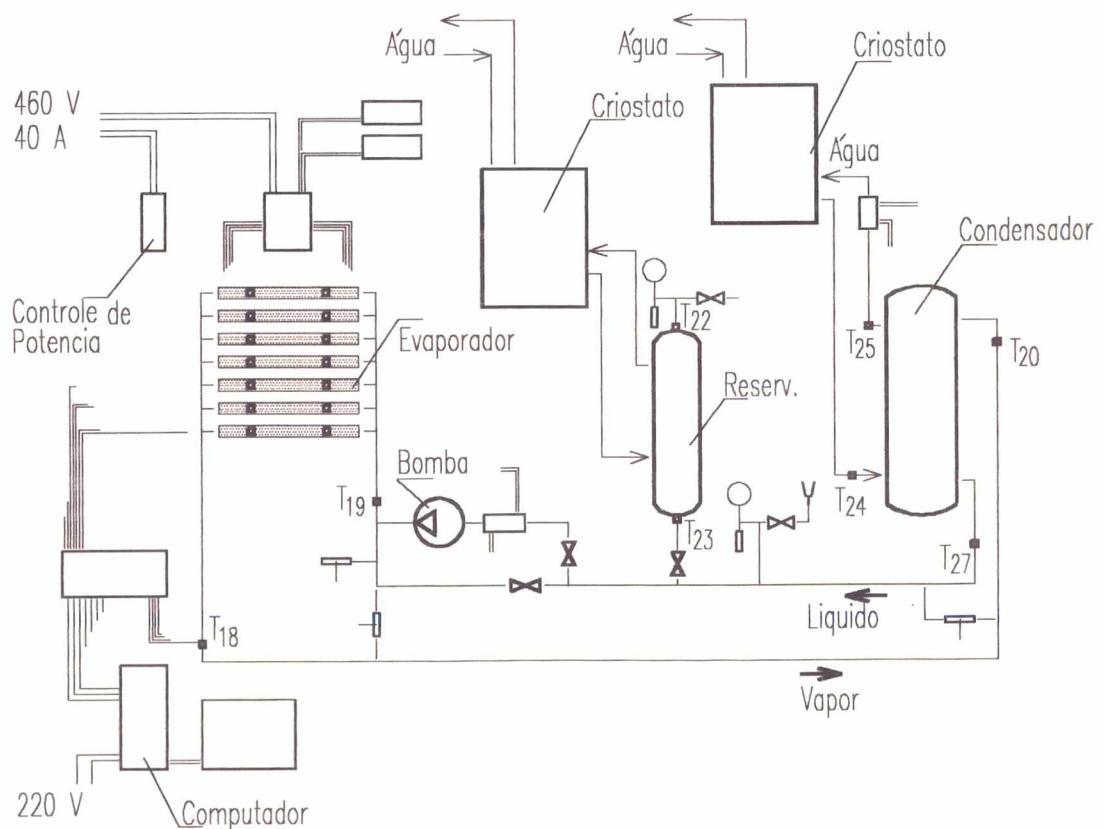


Fig. 47- Esquema geral da bancada de testes.

O circuito é basicamente constituído por um evaporador, um condensador, um reservatório, tubos de  $\phi$  40 mm para circulação de vapor e por tubos de  $\phi$  20 mm para circulação do líquido. A bomba que aparece na entrada do evaporador foi utilizada apenas nos trabalhos em que as bombas capilares foram testadas no modo assistido por bomba mecânica. Um sistema DC de potência, dois criostatos e um sistema de aquisição de dados, acoplado a um computador PC 386, foram utilizados para controle e operação do circuito. Dois medidores de vazão, dois sensores de pressão diferencial, um sensor de pressão total, dois multímetros e 27 termopares foram também instalados no circuito. Na Figura 47, os termopares são identificados pela letra "T" seguida do número correspondente ao ponto requerido para leitura da respectiva temperatura. Detalhes relacionados com instrumentação e controle do experimento são apresentados no Apêndice 2.

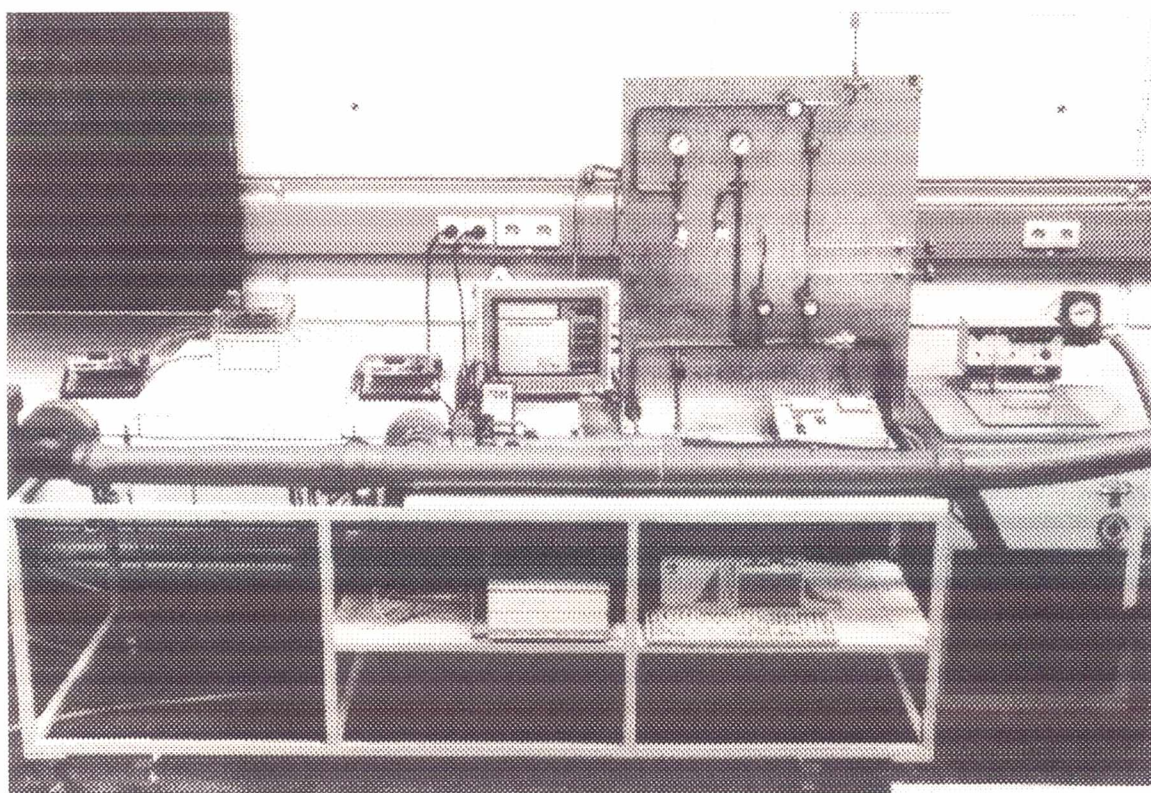


Fig. 48- Vista frontal da bancada de testes.

Um dos criostatos, com capacidade de até 5 kW, foi instalado para remover calor do condensador. Com o auxílio deste criostato, a temperatura da água na entrada do condensador pode ser ajustada para temperaturas na faixa de 10 a 60 °C. Água da rede instalada no laboratório também foi utilizada, nesse caso para remover calor do próprio criostato.

Um segundo criostato, com capacidade de até 2 kW, foi instalado para atuar em sintonia com o reservatório, com o objetivo de controlar as condições operacionais do circuito e de garantir estabilidade da temperatura de vapor, independente da carga térmica aplicada sobre o evaporador ou da temperatura da água de refrigeração no condensador. No lado direito da fotografia se encontra o criostato utilizado para controle do reservatório.



O reservatório é constituído por um tubo de aço inoxidável, de diâmetro externo de 160 mm e com comprimento de 640 mm, fechado em ambas as extremidades, com capacidade para armazenar 12 litros de líquido. O reservatório fica instalado em posição vertical, atrás do painel, onde estão localizadas duas válvulas de segurança e dois manômetros auxiliares, por motivos de segurança e para acompanhamento visual da pressão efetiva no interior do circuito e da pressão ajustada no interior do próprio reservatório. Uma serpentina de cobre envolve o reservatório e faz a ligação com o segundo criostato. Atuando como um trocador de calor, água circula pelo interior desta serpentina, de modo a evaporar ou condensar fluido térmico existente no reservatório, até que se estabeleça uma pressão de equilíbrio, que corresponda à temperatura desejada para operação do circuito.

Para ajuste da potência desejada sobre o evaporador, foram utilizadas 14 resistências elétricas do tipo cartucho ( $30,25 \Omega$ , 220 V) controladas pelo sistema DC de potência disponível no IKE, com possibilidade de atender a condições de carga que correspondam à faixa de até 460 V de voltagem ou de até 40 A de corrente elétrica. Para viabilizar seu uso, as resistências elétricas foram instaladas em paralelo, duas a duas, de modo que se respeitassem os limites correspondentes a 220 V e 40 A. Nestas condições, admitindo-se carga plena sobre todas as sete bombas capilares, a resistência total equivale a 8,64 ohms. No limite em que a corrente elétrica for igual a 40 A, proveniente do gerador de potências, tem-se para cada resistência 5,71 A e voltagem equivalente a 172,8 V. Portanto, ambos os limites são plenamente respeitados. Outros detalhes relativos à instalação das resistências elétricas, juntamente com esquema completo mostrando a configuração proposta, são apresentados no Apêndice 2. O sistema se mostrou adequado para operar o circuito nas condições desejadas, mas apresentou a desvantagem de interferir no sistema de aquisição de sinais, introduzindo ruídos nos valores medidos de temperaturas. Recursos computacionais foram adotados no sentido de eliminar ou de minimizar o efeito de tais ruídos sobre as curvas de desempenho das bombas capilares.

O sistema de aquisição de sinais foi instalado para viabilizar o trabalho de armazenamento em computador das leituras correspondentes às temperaturas, pressão diferencial, pressão absoluta, vazão de fluido térmico e vazão de água no condensador. De acordo com a fotografia da Figura 48, o sistema de aquisição de sinais aparece instalado em frente, na parte inferior da bancada de testes e ao lado do teclado do computador. Um programa computacional foi desenvolvido em linguagem "BASIC" de modo a, simultaneamente, captar todas as informações requeridas e permitir sua visualização gráfica via monitor. Tal recurso tem se mostrado muito útil, uma vez que, nos casos de superaquecimento de qualquer uma das bombas capilares, o problema pode ser prontamente detectado para imediato desligamento da potência aplicada no evaporador. Um sistema de alarme sonoro foi também incrementado ao programa de modo a avisar o usuário da bancada sempre que a temperatura lida fosse superior a  $60^{\circ}\text{C}$ . Uma série de outros recursos tem sido igualmente implementados ao programa, tais como alternar a tela do monitor de visualização gráfica para visualização simplesmente numérica, escolher as medidas requeridas para armazenamento ou mesmo definir o intervalo de tempo entre uma série de medidas e outra. Tendo em vista o elevado tempo de operação a cada bateria de testes, muitas vezes entre 8 e 10 horas ininterruptas, esses dois últimos recursos têm sido frequentemente utilizados com o objetivo de reduzir o tamanho dos arquivos correspondentes às medidas realizadas. Ainda, de acordo com a fotografia da Figura 48, o monitor aparece localizado acima do sistema de aquisição de sinais, entre o painel e placa evaporadora.



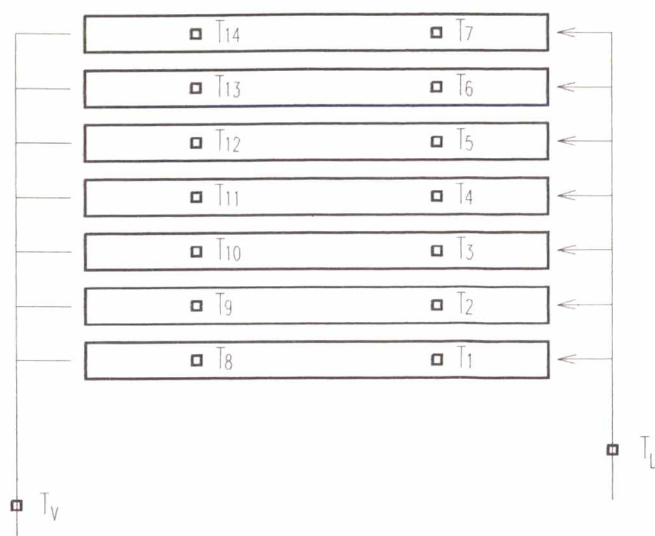


Fig. 49- Localização dos termopares na placa evaporadora.

A placa evaporadora é constituída por sete bombas capilares e aparece localizada na parte superior à esquerda da bancada de testes. As bombas capilares são fabricadas em tubos de alumínio e são operadas em paralelo. Calor é fornecido a cada tubo através de um par de blocos de alumínio equipados com resistências elétricas. No esquema da Figura 49 são identificados os termopares utilizados para medição das temperaturas no evaporador. Quatorze termopares são instalados na interface entre os blocos de alumínio e respectivas bombas capilares. Detalhes relativos à montagem da placa evaporadora na bancada de testes são também apresentados na fotografia

mostrada na Figura 50. Outros detalhes relativos à instalação dos blocos de alumínio sobre a placa evaporadora e instalação dos termopares são apresentados no Apêndice 2.

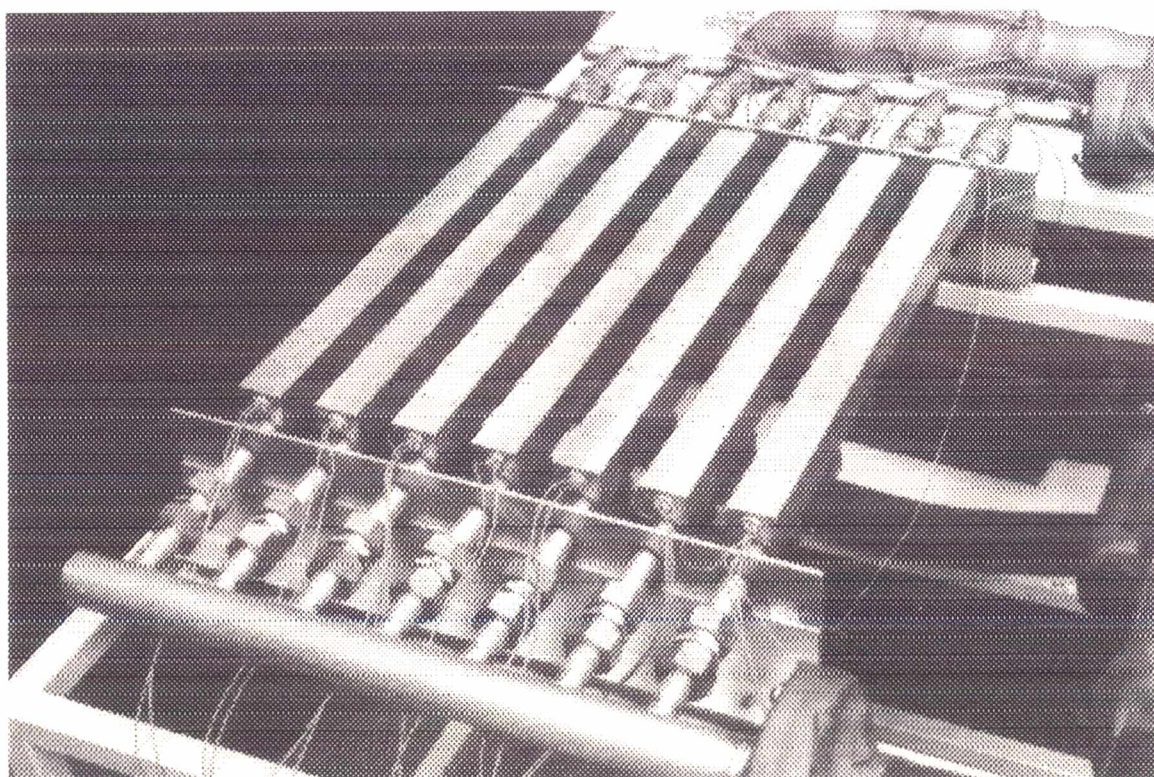


Fig. 50- Detalhes relativos à montagem das bombas capilares e blocos de alumínio equipados com resistências elétricas.

O circuito foi originalmente projetado para testar as bombas capilares no modo assistido por bomba mecânica e no modo capilar. Nesse caso, as bombas capilares foram inicialmente montadas de modo que o líquido pudesse fluir livremente pelo canal de líquido por ação de uma bomba mecânica de engrenagem, diretamente para a linha de vapor. A figura 47 mostra a bomba mecânica instalada em "by-pass", na entrada do evaporador. Nessas condições, operando o circuito no modo assistido, o efeito de capilaridade é requerido unicamente para distribuição do líquido ao longo da superfície ranhurada nos canais de vapor. Posteriormente, as bombas capilares foram abertas e o canal de líquido fechado para realização dos testes no modo capilar. Um tampão de material plástico foi utilizado na forma de cunha, na saída do canal de líquido, para impedir retorno do vapor e possibilitar o efeito de bombeamento capilar. Para garantir a fixação do tampão, pontos de solda foram aplicados junto à parede do tubo. Ambas as situações estão ilustradas na Figura 51. Aspectos relacionados com a modificação introduzida nas bombas capilares são também discutidos no Capítulo 3.

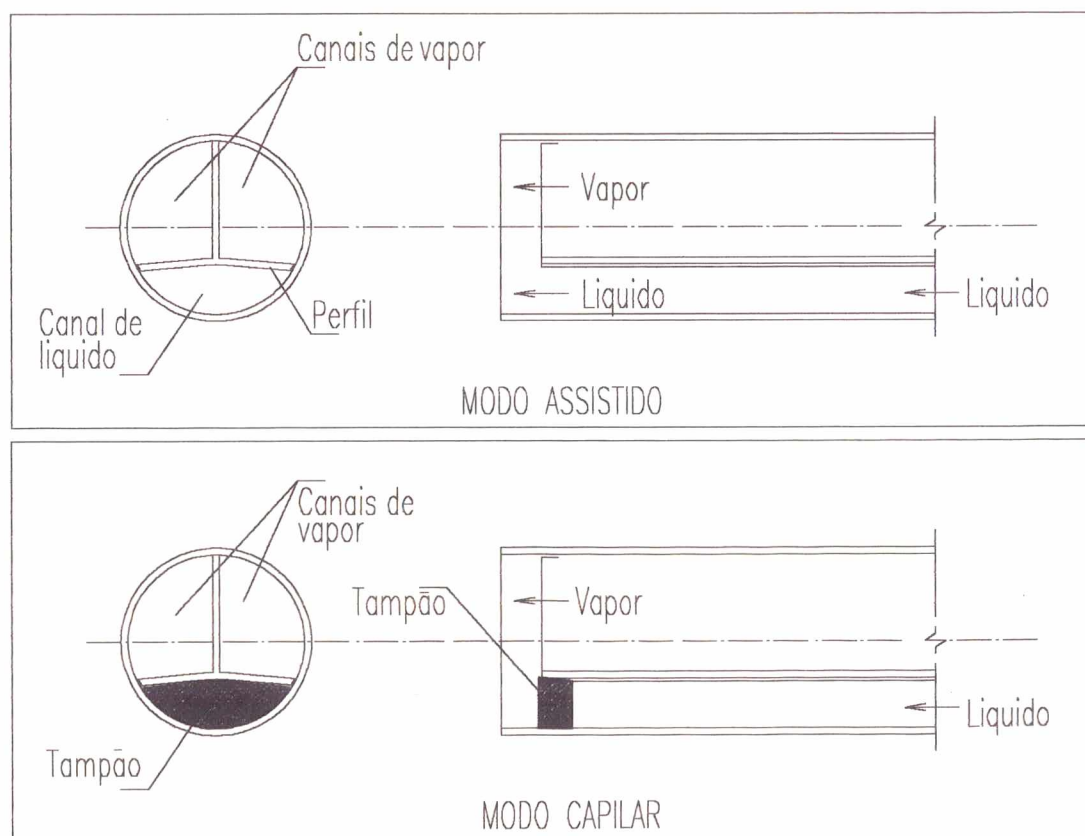


Fig. 51- Fixação do tampão de polietileno no canal de líquido para ensaio do circuito no modo capilar.

No modo assistido uma bomba mecânica de engrenagem foi utilizada para circulação do fluido de trabalho no circuito. A bomba mecânica tem capacidade de bombeamento entre 0 e 6 litros/min, variável de acordo com a rotação ajustada magneticamente na faixa de 0 a 3000 rpm. Não sendo objetivo central do trabalho, foram realizados testes em número suficiente apenas para conhecer o comportamento das bombas capilares no modo assistido



pela bomba mecânica. De acordo com plano de atividades, colocava-se como indispensável a necessidade de se reservar considerável intervalo de tempo para se executar todas as modificações requeridas no circuito e realização dos testes no modo capilar. Leituras preliminares, relacionadas com a pressão diferencial entre linhas de líquido e de vapor, já indicavam inclusive a necessidade de mudanças no condensador para que efetivamente se pudesse operar o circuito no modo capilar, sobretudo em início de operação.

O condensador foi montado de modo a facilitar o deslocamento inicial de líquido das linhas de vapor para o reservatório e de modo a alterar, em caso de necessidade, as condições hidrodinâmicas do circuito. Para se conhecer o real desempenho do circuito no modo capilar, é importante também que as condições hidrodinâmicas do circuito possam ser alteradas. A instalação de um condensador vertical móvel teve por finalidade a alteração do ponto de equilíbrio do sistema, de modo a cobrir toda a curva característica das bombas capilares.

Com exceção do evaporador, todo o circuito foi construído em aço inoxidável. Tanto o alumínio como o aço inoxidável são materiais compatíveis com o Freon 11 e com a amônia.

## **5.2- LEVANTAMENTO DE DADOS**

Para cumprimento dos objetivos inicialmente propostos, foram estabelecidas duas etapas correspondentes às atividades experimentais. A primeira etapa consistiu na preparação da bancada de testes e levantamento de dados no modo assistido por bomba mecânica. A segunda etapa consistiu na implementação da bancada, envolvendo modificações na bomba capilar, instalação de novos instrumentos de medição e levantamento de dados no modo capilar. Nas Tabelas 3 e 4 estão listadas as atividades executadas nas duas etapas, em ambos os casos, com interesse em avaliar:

- (a) Comportamento térmico em início de operação e capacidade de reativação do circuito após a secagem de qualquer uma das bombas capilares.
- (b) Limite de operação e comportamento térmico individual das bombas capilares instaladas no evaporador.
- (c) Limite de operação e comportamento térmico do circuito, no caso geral de diversas bombas capilares instaladas em paralelo no evaporador.
- (d) Capacidade do reservatório em gerenciar o comportamento térmico do circuito para diferentes cargas térmicas aplicadas ao evaporador e para diferentes temperaturas da água de refrigeração que circula no condensador.



Tab. 3- Atividades programadas para testes no modo assistido por bomba mecânica.

- 1- Montagem da bancada de testes.
- 2- Elaboração de programa computacional em linguagem BASIC para levantamento de dados pelo sistema de aquisição de sinais.
- 3- Instalação dos equipamentos de medição, do sistema de aquisição de sinais e computador para testes do circuito no modo assistido por bomba mecânica. Carregamento do circuito com Freon 11.
- 4- Calibração dos equipamentos de medição.
- 5- Testes do circuito nos regimes transiente e permanente, envolvendo aquecimento individual ou coletivo de duas ou mais bombas capilares.
- 6- Elaboração de programa computacional em linguagem PASCAL para tratamento e organização de dados.
- 7- Apresentação dos resultados em relatório parcial e curvas de desempenho das bombas capilares, com ênfase ao comportamento térmico do circuito em condições de partida e em condições de potência máxima.

Tab. 4- Atividades programadas para testes no modo capilar.

- 1- Desmontagem da bancada de testes, para modificação das bombas capilares e condensador.
- 2- Especificação de novos instrumentos de medição.
- 3- Montagem e instrumentação da nova bancada de testes. Carregamento do circuito com Freon 11.
- 4- Calibração dos equipamentos de medição.
- 5- Testes do circuito nos regimes transiente e permanente, envolvendo aquecimento individual ou coletivo de duas ou mais bombas capilares.
- 6- Apresentação dos resultados através de relatórios parciais e de curvas de desempenho das bombas capilares, com ênfase ao comportamento térmico do circuito em condições de partida e em condições de potência máxima.
- 7- Análise final envolvendo resultados obtidos no modo capilar e no modo assistido por bomba mecânica. Comparação das potências máximas medidas com valores teóricos obtidos de modelo matemático especialmente desenvolvido para bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Comparação dos resultados com valores disponíveis de outras bombas capilares.

Embora representasse menor potencial térmico que a amônia, Freon 11 foi adotado como fluido de trabalho. A utilização de amônia também constava da programação original de trabalho. Entretanto, tendo em vista problemas relacionados com segurança e com a necessidade de proteção do pessoal, o uso de amônia foi posteriormente suspenso do plano de trabalho.

Para execução dos testes, optou-se por variar a potência de forma escalonada, desde zero até a condição limite de colapso de uma ou mais bombas capilares. Para cada novo acréscimo de potência, o circuito era mantido sob observação até que se estabelecesse novo equilíbrio de temperaturas. No caso de testes individuais, para valores próximos da potência limite, optou-se por variar a potência aplicada a intervalos da ordem de 20 W. E, dependendo da situação, no caso de testes de duas ou mais bombas capilares, optou-se por intervalos de 40 ou de 60 W. Em geral, até que se atingisse a condição limite, cada novo teste tem requerido tempos entre 6 e 10 horas de acompanhamento. Para efetiva avaliação do limite de operação das bombas capilares, bem como de seu comportamento térmico no regime transiente, sucessivos testes foram realizados ou repetidos, alterando-se as curvas de potência aplicadas ao evaporador ou, alternativamente, estabelecendo-se nova temperatura da água de refrigeração no condensador.

Um número considerável de termopares foi utilizado e distribuído em pontos considerados estratégicos do circuito. Uma parte deles é mostrada na Figura 47. Parte maior dos termopares está concentrada na região do evaporador e não aparece indicada na Figura 47. Esquema da placa evaporadora constituída pelas sete bombas capilares, com respectivos termopares, é mostrada na Figura 52.

Todos os termopares foram conectados ao sistema de aquisição de sinais. Na elaboração do programa computacional para gerenciamento dos sinais, optou-se por introduzir recursos especiais que permitissem também alterar o intervalo de tempo entre leituras e o tempo limite de ensaio do experimento. De acordo com cada caso em particular, intervalos de tempo correspondentes a 3, 5 ou 10 segundos foram geralmente adotados nos experimentos.

Foram instalados termopares nos seguintes locais:

- Bomba capilar n°.1:  $T_7$  e  $T_{14}$
- Bomba capilar n°.2:  $T_6$  e  $T_{13}$
- Bomba capilar n°.3:  $T_5$  e  $T_{12}$
- Bomba capilar n°.4:  $T_4$  e  $T_{11}$
- Bomba capilar n°.5:  $T_3$  e  $T_{10}$
- Bomba capilar n°.6:  $T_2$  e  $T_9$
- Bomba capilar n°.7:  $T_1$ ,  $T_8$  e  $T_{15}$
- Entrada e saída da bomba capilar n°.7:  $T_{16}$  e  $T_{17}$
- Entrada do evaporador:  $T_{19}$
- Saída do evaporador:  $T_{18}$
- Entrada do condensador:  $T_{20}$  e  $T_{21}$
- Saída do condensador:  $T_{27}$
- Interior do reservatório:  $T_{22}$
- Entrada do reservatório:  $T_{23}$
- Entrada e saída da água de refrigeração:  $T_{24}$  e  $T_{25}$
- Temperatura ambiente:  $T_{26}$

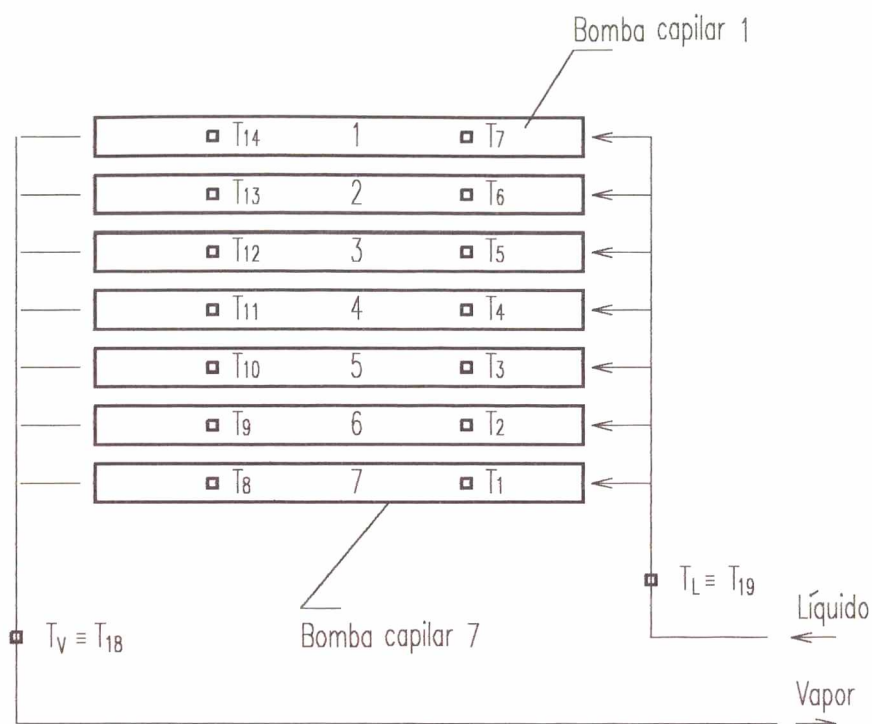


Fig. 52- Localização dos termopares na região do evaporador.

Ao término de cada bateria de testes, na sequência dos trabalhos, os arquivos de dados foram reabertos pelo programa computacional **kreis.exe**, especialmente preparado para tratamento e reorganização dos dados, de modo a viabilizar sua apresentação na forma gráfica. O programa foi escrito em linguagem PASCAL e tem incorporado sub-rotinas para tratamento dos dados, de modo a ajustar as curvas pelo método dos mínimos quadrados (Stoecker, 1989). Listagem completa do programa é apresentada no Apêndice A7.



## **6- APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

### **6.1- COMENTÁRIOS PRELIMINARES**

No Capítulo 2 foram apresentados tipos existentes de bombas capilares, bem como foram abordados problemas de ordem operacional, chamando atenção para diversos aspectos relacionados às bombas capilares constituídas por estruturas porosas. Na presente análise, ênfase especial será dada aos seguintes pontos:

- Comportamento térmico do circuito em início de operação.
- Comportamento térmico das bombas capilares em condições de operação normal.
- Capacidade limite de transporte de calor.
- Capacidade de recuperar bombas capilares em situação de colapso.
- Habilidade do reservatório em gerenciar termicamente o circuito.
- Comportamento térmico de vários evaporadores instalados em paralelo.

No sentido de melhor avaliar as bombas capilares de ranhuras circunferenciais, todos os testes foram conduzidos na expectativa de contemplar os aspectos acima citados, para então poder definitivamente compará-las com o desempenho de bombas capilares constituídas por estruturas porosas existentes a nível internacional. As bombas capilares foram testadas sob diferentes condições operacionais, no modo capilar e no modo assistido por bomba mecânica. Na sua maior parte, os resultados são mostrados no Apêndice 6. Parte representativa desses resultados é agora reunida e analisada nos itens subseqüentes deste capítulo.

Importa ressaltar que os testes no modo capilar se constituíram no objetivo central do presente trabalho, uma vez, que na sua essência, bombas capilares são propostas como alternativas ao uso de bombas mecânicas em circuitos de transferência de calor de dupla-fase. Embora não sejam de fato disponíveis em número suficiente, resultados obtidos no modo assistido por bomba mecânica serviram ao propósito de também avaliar limite de operação e auxiliar na interpretação das curvas correspondentes ao comportamento térmico das bombas capilares.

## 6.2- COMPORTAMENTO TÉRMICO NA PARTIDA

O início de operação em circuitos de bombas capilares tem se revelado uma constante preocupação na condução de trabalhos envolvendo os modelos constituídos por estruturas porosas planas ou tubulares. Diversos problemas têm sido apontados por Ku (1993), Maidanik et al (1992), Antoniuk and Pohner (1993) ou Cullimore (1991), que de forma resumida foram relatados no Capítulo 2. No caso de bombas capilares de ranhuras circunferenciais, primeiros resultados relacionados com o início de operação são agora analisados. Todas as sete bombas apresentaram mesmo comportamento térmico, tanto em início de operação quanto em condições de operação normal.

A premissa básica para se garantir sucesso na partida das bombas capilares tem sido inundar o circuito com líquido, aquecendo-se o reservatório antes de aplicar calor na placa evaporadora. Por esse caminho, testes foram conduzidos estabelecendo-se temperaturas de operação correspondentes a 300 K e 305 K. Temperaturas menores foram também testadas, mas com relativa dificuldade. Nesse caso, sendo a temperatura ambiente superior à temperatura de saturação pré-estabelecida no reservatório, todo o circuito passa a atuar como evaporador, forçando que líquido se desloque para o reservatório. Nessas condições, vapor passa a ocupar também a linha de líquido, impedindo que se estabeleça o efeito de bombeamento capilar, necessário para que ocorra deslocamento de líquido do condensador para o evaporador.

Na Figura 53 são apresentadas as curvas correspondentes ao início de operação da bomba capilar nº 7.  $T_1$  e  $T_8$  representam as temperaturas de parede entre blocos aquecedores e bomba capilar,  $T_{1q}$  representa a temperatura do líquido na entrada do evaporador e  $T_v$  representa a temperatura do vapor na saída do evaporador.  $T_{22}$  e  $T_{23}$  representam as temperaturas no interior e na entrada do reservatório, respectivamente. Os trabalhos são iniciados ligando-se os dois criostatos que atendem o reservatório e o condensador. Para que se tenham atingidas as condições pré-estabelecidas de temperatura e de pressão no reservatório e de temperatura no condensador, o circuito é mantido em operação por 30 minutos, já com os dois criostatos ativados. Aos 33 minutos, calor correspondente a 200 W é aplicado à placa evaporadora. Nos 10 minutos subsequentes, ocorre acentuada alteração nas temperaturas  $T_1$ ,  $T_8$  e  $T_v$ , praticamente caracterizando todo o comportamento térmico da bomba capilar em início de operação. Detalhes deste comportamento são também mostrados na Figura 54 e na Figura 56.

Na Figura 54,  $p_v$  representa a pressão absoluta medida na linha de líquido, na entrada do evaporador. Acompanhando o comportamento térmico durante a partida da bomba capilar, primeira alteração ocorre já aos 33 minutos de operação, com aumento acentuado das temperaturas de parede  $T_1$  e  $T_8$ , até valores da ordem de 47 °C, o que corresponde a 15 °C acima do pico observado em  $T_v$ . Naturalmente a pressão interna não permanece constante. Para que se estabeleça um processo contínuo de evaporação no interior da bomba capilar, é necessário que a pressão aumente até o limite suficiente para deslocar líquido presente nos canais de vapor para o interior do reservatório. De acordo com a Figura 54, no momento em que isto ocorre, cai a temperatura de parede, com aumento progressivo da temperatura medida na saída do evaporador. Isto é,  $T_v$  sobe até o pico de 32 °C, para novamente cair e se adequar à condição de equilíbrio pré-estabelecida pelo reservatório. Há uma pequena defasagem entre os dois picos mostrados na Figura 54, que corresponde ao tempo requerido para que vapor se

desloque do interior da bomba capilar até o ponto em que está localizado o termopar na saída do evaporador e tempo requerido para que a informação seja transferida do vapor para a parede do tubo. A queda na temperatura de parede indica que líquido frio volta a ocupar o espaço deixado pelo vapor formado, comprovando o efeito de bombeamento capilar das ranhuras circunferenciais. Agora, já em processo contínuo de vaporização, o circuito tende à condição de regime permanente. Na medida em que mais vapor vai se formando no interior da bomba capilar, mais calor vai sendo removido do condensador, alterando o inventário de líquido no interior do circuito, até que se confirme a condição de regime permanente. O circuito atinge a condição de regime permanente no momento em que todas as temperaturas se mantêm estáveis.

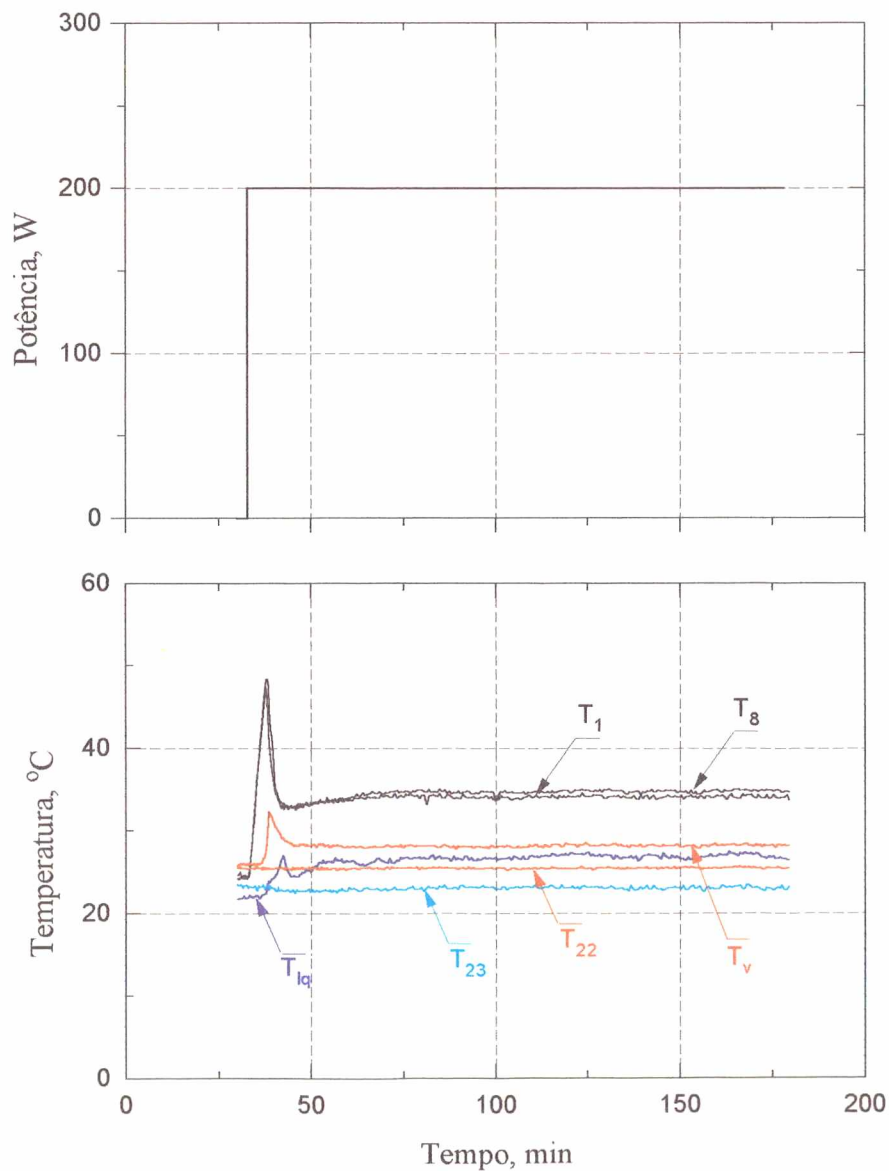


Fig. 53- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 7.  
(Testes desenvolvidos no modo capilar).



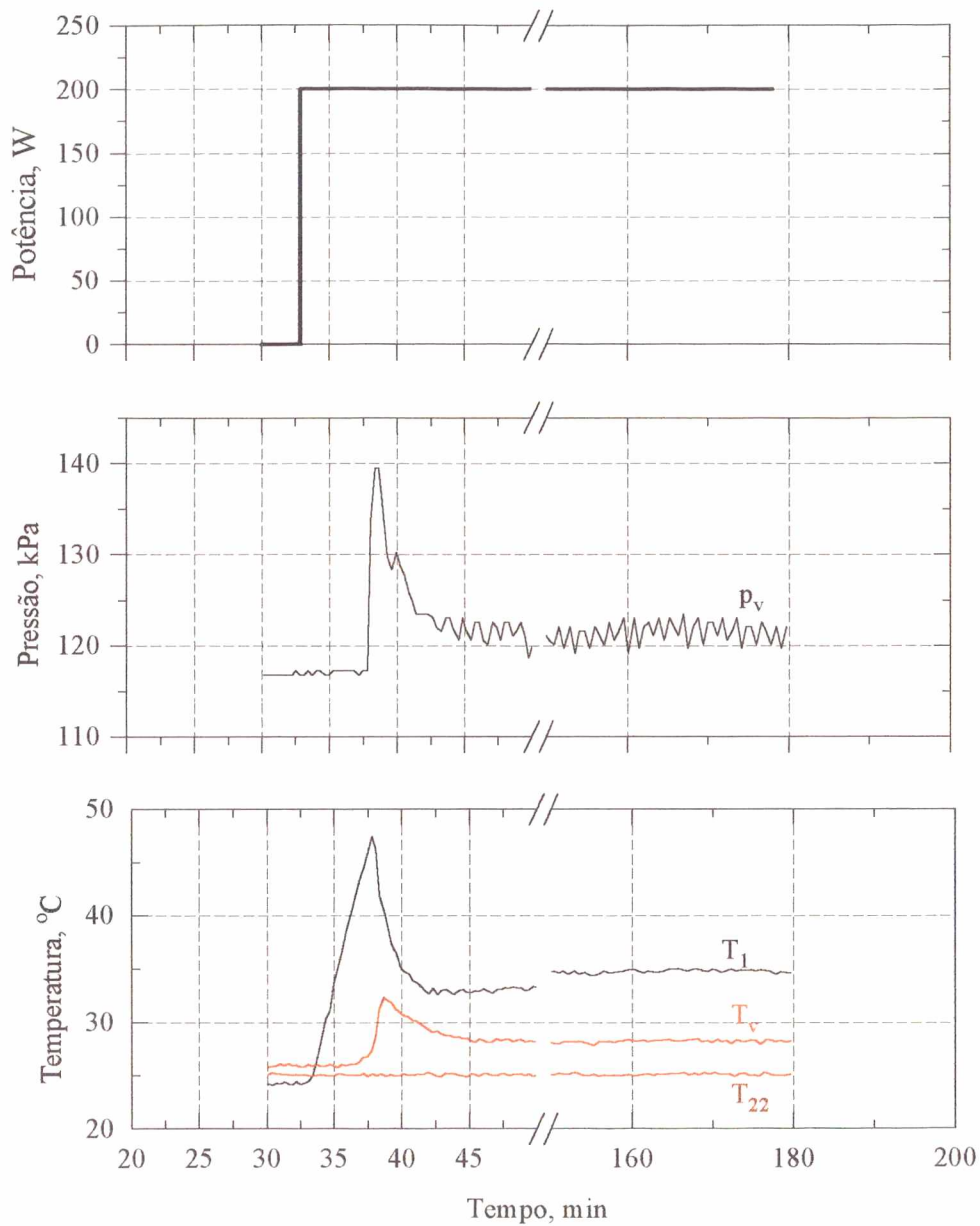


Fig. 54- Detalhes relativos ao comportamento térmico da bomba capilar nº 7, em início de operação.

A oscilação observada na curva correspondente a  $p_v$  é inerente a circuitos de transferência de calor de dupla-fase e tem influência direta sobre as temperaturas do líquido e do vapor que se desenvolvem ao longo da bomba capilar. Em particular, ainda para a bomba capilar nº 7, as curvas relativas à pressão absoluta  $p_v$  e respectiva temperatura de saturação  $T_v$  são apresentadas também no domínio da frequência (ver Apêndice 6). Para

ambos os casos, a frequência fundamental corresponde a 0,038 Hz, demonstrando coerência nas medidas tomadas em laboratório e caracterizando reciprocidade entre os valores de  $p_v$  e  $T_v$ , próprio de sistemas bifásicos. Frequência menor, da ordem de  $4,5 \times 10^{-04}$  Hz também foi nitidamente identificada, provavelmente introduzida por ruídos dos equipamentos ligados à bancada experimental. Outros valores de frequência não são claramente definidos no gráfico. A identificação de frequências maiores deve passar necessariamente por um tratamento de sinais mais esmerado e sobre um universo de dados mais consistente. A eliminação criteriosa de pontos espúrios e a utilização de filtros adequados deve minimizar substancialmente a presença de lóbulos nos espectros de frequências. Com o objetivo de melhor estudar este fenômeno, estudos devem prosseguir na expectativa de se trabalhar com novos dados, obtidos a partir de novo circuito de bomba capilar, mais compacto, otimizado e livre de ruídos. A presença de oscilações tem sido também observada em circuitos adaptados com bombas capilares constituídas por estruturas porosas (Ku, 1993).

A pressão absoluta,  $p_v$ , foi tomada do sensor instalado na linha de líquido. Em condições de regime permanente, cálculos demonstram que valores correspondentes à temperatura de saturação praticamente coincidem com os valores de  $T_v$ . Pequena defasagem tem sido observada com diferenças inferiores a 1 °C, apenas em início de operação.

Teoricamente, a pressão ajustada no reservatório regula a pressão interna do circuito. Considerando o efeito hidrostático da coluna de líquido que separa o reservatório do circuito, espera-se diferenças entre os dois valores de pressão, na ordem de 7000 Pa, que em termos de temperatura de saturação, deve corresponder a diferenças da ordem de 1,5 a 2 °C. Na Figura 54, já na condição de regime permanente, a diferença verificada entre  $T_v$  e  $T_{22}$  é da ordem de 3 °C. O valor maior encontrado nos testes vem confirmar a presença de gases não condensáveis no reservatório. Nessas condições, cálculos aproximados apontam para uma quantidade variável entre 3 e 6 % de gases não condensáveis, misturados ao vapor dentro do reservatório.

Com o objetivo de reunir maior número de informações, outros três termopares foram instalados na bomba capilar n° 7. Na Figura 55 estão mostrados os pontos de localização dos três termopares, juntamente com  $T_1$  e  $T_8$ . No caso,  $T_{15}$  corresponde ao termopar instalado na parede inferior do canal de líquido,  $T_{16}$  corresponde ao termopar instalado na entrada e  $T_{17}$  corresponde ao termopar instalado na saída da bomba capilar.

As curvas relativas a  $T_{15}$ ,  $T_{16}$  e  $T_{17}$  são mostradas na Figura 56. Pode-se observar sensível alteração nas três curvas, com acentuado aumento da temperatura correspondente a  $T_{15}$ . Embora indesejado, em início de operação esse aumento é inevitável, pois o tubo é feito de material altamente condutor. Mesmo em condições de regime permanente,  $T_{15}$  tende a se manter sempre acima da temperatura de saturação de vapor, indicando permanente troca de calor também no canal de líquido. Conseqüentemente, ocorre evaporação já no canal de líquido. Embora esteja representando a temperatura de parede na entrada da bomba capilar,  $T_{16}$  também aumenta e tende a convergir para valores aproximados a  $T_v$ , demonstrando que, mesmo sub-resfriado no condensador em 12 °C, líquido alcança a bomba capilar já na condição de saturação. Esse aumento ocorre devido principalmente ao efeito de condução de calor pela parede do tubo e condução de calor pelo próprio fluido de trabalho. Parcela menos significativa se deve também ao ganho de calor ao longo da linha de líquido, que liga condensador ao evaporador. A presença de vapor, também no canal de líquido, exerce pequena influência sobre a curva correspondente a  $T_{1q}$ . Isto é, necessitando ganhar espaço, em



um primeiro instante, o vapor força líquido quente a retornar para o reservatório. Ato seguinte, estabelecido o inventário de líquido no interior do circuito,  $T_{1q}$  volta a cair com a chegada de líquido frio do condensador, para novamente subir e finalmente convergir para uma situação de equilíbrio, correspondente à condição de regime permanente.

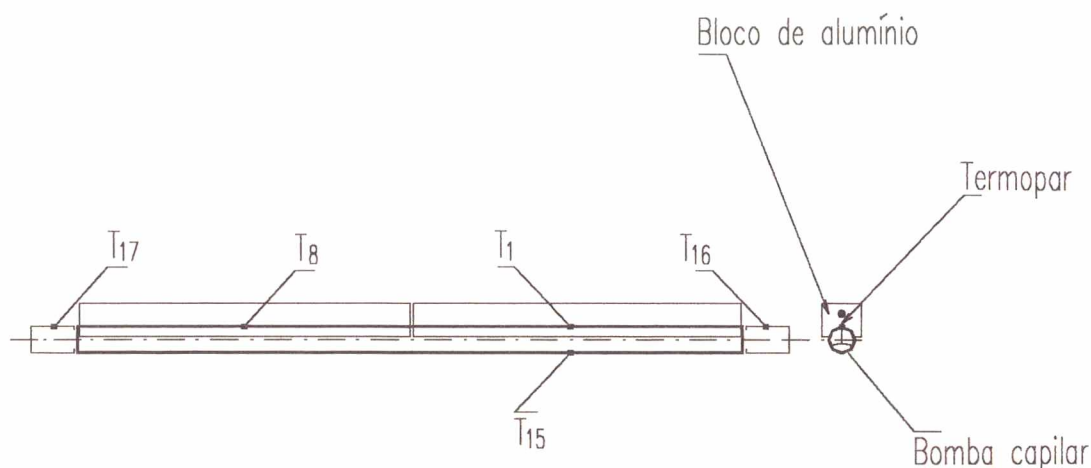


Fig. 55- Distribuição de termopares na bomba capilar n° 7.

A presença desse vapor já no canal de alimentação dificulta a passagem de líquido e pode contribuir para que ocorra colapso antes mesmo de atingida a condição de limite capilar. Particularmente para esse caso, considerando que o condensador compensa as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito, a bomba capilar continua operando normalmente. Mesmo em presença de vapor, líquido continua sendo bombeado por ação capilar, refrigerando as paredes ranhuradas do tubo e garantindo estabilidade no funcionamento do circuito. Infelizmente, o mesmo não pode ser afirmado para situações que envolvam altas perdas de carga. Tendo em vista defeitos de fabricação, no caso a existência de interstícios entre o perfil em T e a parede interna do tubo, não foi possível operar as bombas capilares em condições que envolvessem perdas de carga superiores a 150 Pa. Pressões diferenciais medidas no evaporador têm indicado valores médios inferiores a 150 Pa. Acima disso, invariavelmente, tem ocorrido colapso. Mais tarde, já com o evaporador desmontado, testes complementares realizados em bancadas apropriadas, comprovaram a existência dos interstícios, limitando a capacidade de bombeamento das bombas capilares para valores da ordem de 150 Pa. Portanto, tanto a presença de interstícios quanto a presença de vapor já no canal de líquido são dois problemas a serem resolvidos, de modo a de fato viabilizar bombas capilares de ranhuras circunferenciais para utilização em circuitos de transferência de calor de dupla-fase.

Picos maiores ou menores nas curvas de temperatura estão relacionados ao esforço inicial de deslocar o excesso de líquido do evaporador para o reservatório e a problemas relacionados com a presença de gases não condensáveis na bomba capilar. Gráficos representativos de outros testes realizados em diferentes bombas capilares são também mostrados no Apêndice 6.



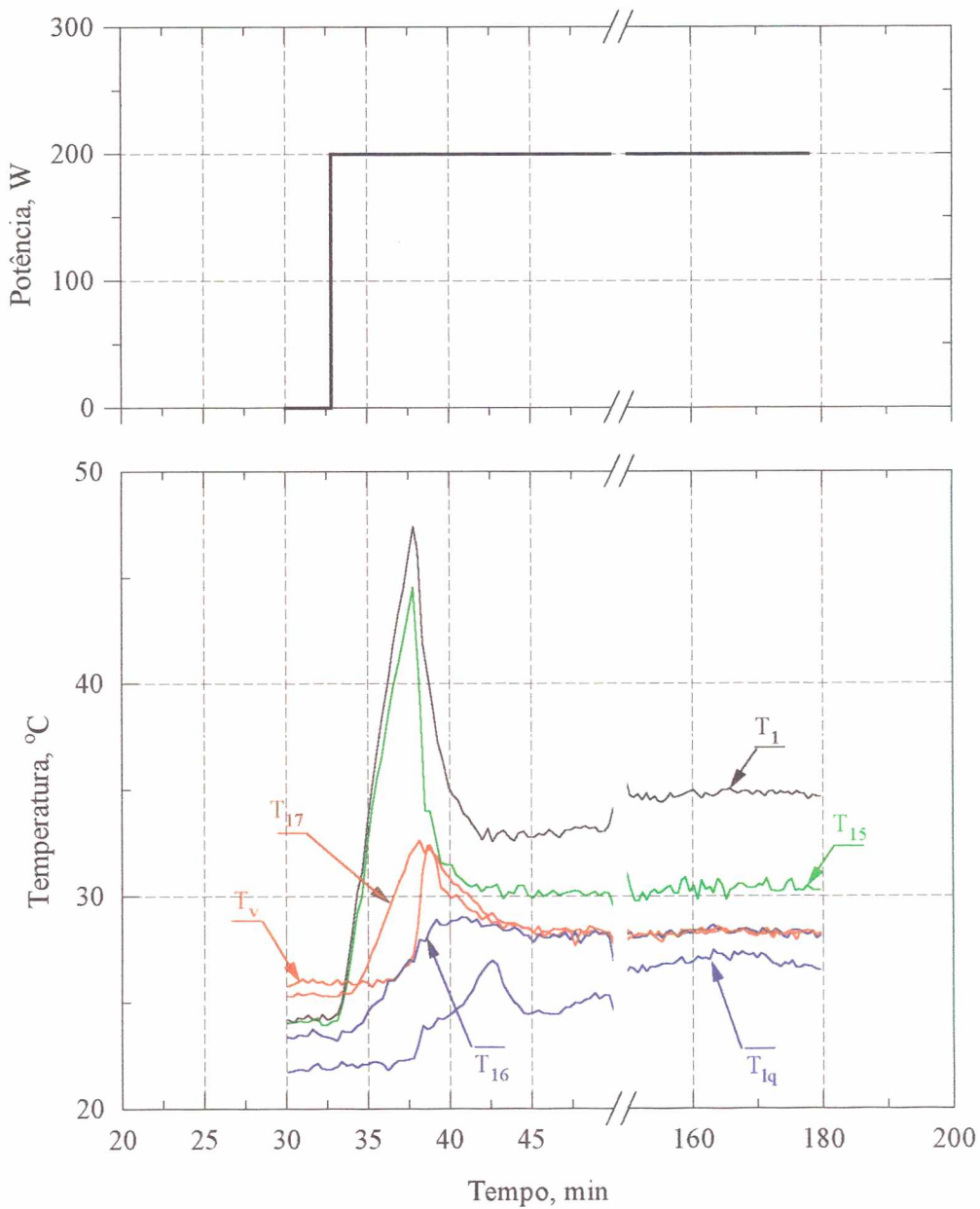


Fig. 56- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 7.

Picos menores de temperatura são esperados em caso de pequenas quantidades de líquido nos canais de vapor. Tal ocorrência pode ser observada nos testes das bombas nº 1, 4 e 6. Um caso típico é mostrado na Figura 57. Outros casos podem ser observados no Apêndice 6, onde se encontra reunida parte significativa dos resultados obtidos no modo capilar. A variação observada em  $T_{23}$  ocorre por conta do deslocamento de líquido frio proveniente do condensador, que se inicia no momento em que a pressão sobe devido à intensa evaporação no interior da bomba capilar. Por outro lado, o pequeno aumento observado em  $T_{lq}$  revela que também líquido quente, proveniente da bomba capilar, se desloca

para o reservatório. O refluxo de líquido quente não é desejável. Mesmo que represente pequena quantidade, a ocorrência de refluxo revela a presença de vapor no canal de líquido e a possibilidade iminente de colapso da bomba capilar, já em início de operação. O refluxo de líquido quente é mais acentuado no caso mostrado na Figura 53, para a bomba capilar nº 7. Esse é um problema que deve ser solucionado no projeto e fabricação de bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

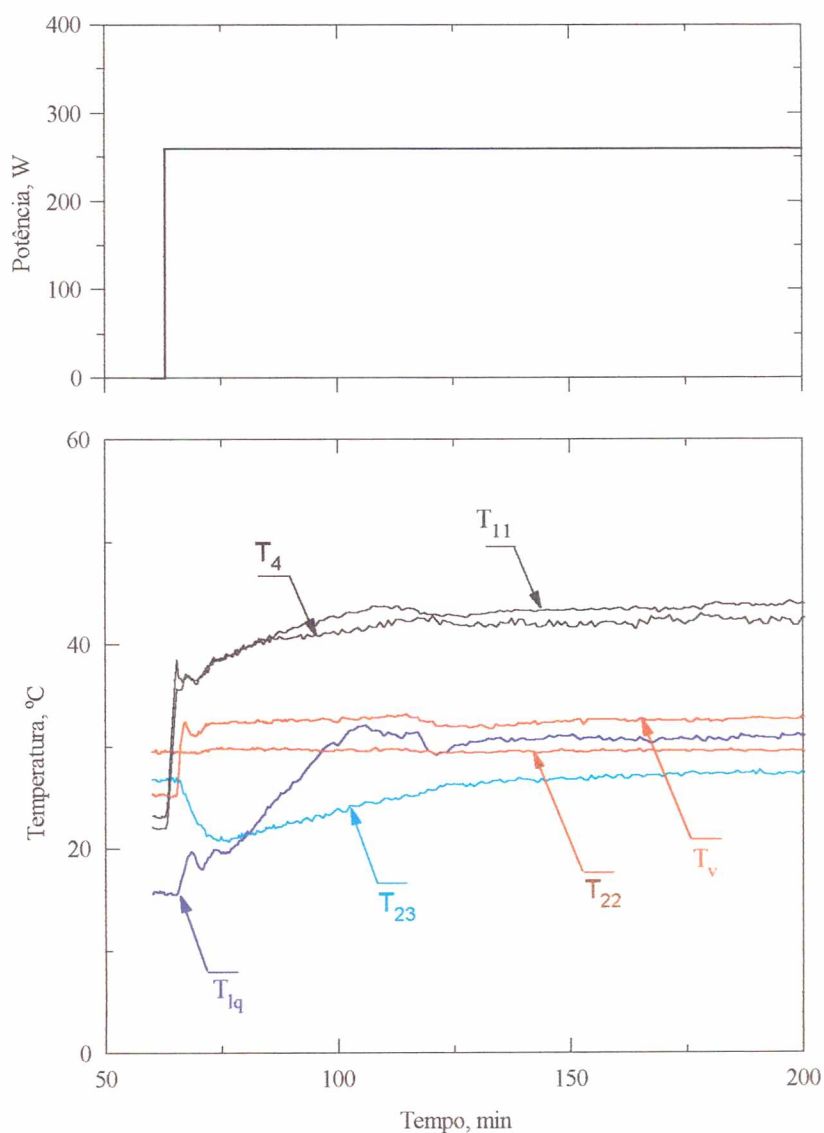


Fig. 57- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 4. (Testes desenvolvidos no modo capilar).

Particularmente, para circuitos de bombas capilares assistidos por bomba mecânica, não há resistência significativa a ser vencida na tubulação de vapor. A própria bomba

mecânica atua no sentido de movimentar líquido ao longo do circuito. De qualquer modo, em início de operação, pequeno esforço ainda é requerido para deslocar pequena quantidade de líquido existente nos canais de vapor no interior da bomba capilar, onde a bomba mecânica não tem condições de atuar. Um caso típico de partida no modo assistido por bomba mecânica é mostrado na Figura 58. Não havendo interesse maior em se aprofundar nesta análise, menor tempo foi dedicado aos testes e poucos resultados são disponíveis no modo assistido por bomba mecânica. Além disso, a bancada de testes não estava ainda convenientemente instrumentada. Mais tarde, com a chegada de novos instrumentos de medição, a bancada foi quase que totalmente remontada e, nesse caso, para execução dos testes no modo capilar.

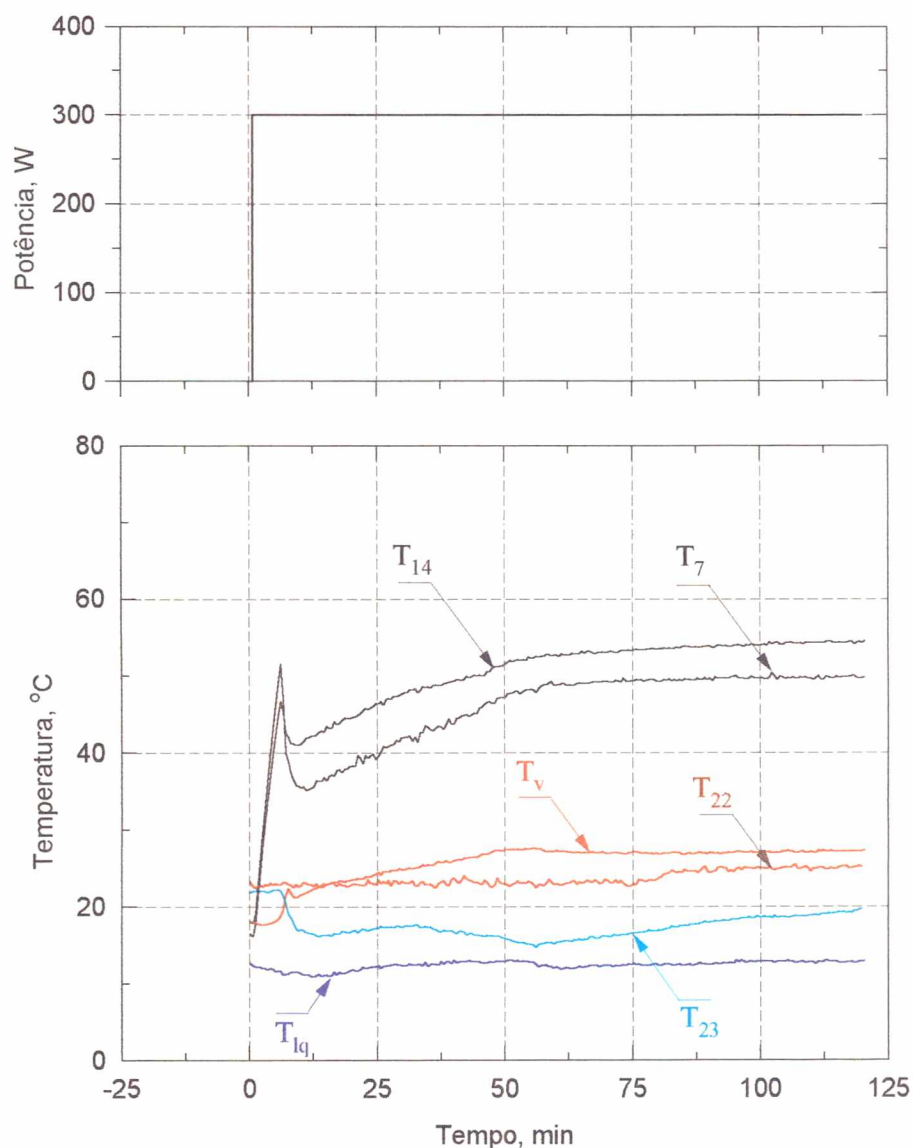


Fig. 58- Início de operação correspondente à bomba capilar n° 1. (Modo assistido por bomba mecânica).



### 6.3- TESTES NO MODO CAPILAR

Para que bombas capilares possam efetivamente operar como evaporadores e substituir bombas mecânicas em circuitos de transferência de calor de dupla-fase, é indispensável avaliar seu desempenho sob condições variadas de potência, para que se possa garantir pleno sucesso, tanto na partida quanto em operação normal, até sua condição limite de potência máxima em que ocorre colapso ou secagem da estrutura capilar. De fato, testes no modo capilar têm se constituído no objetivo central do presente trabalho. Ilustrando o conjunto de resultados obtidos, uma série de gráficos é apresentada no Apêndice 6, envolvendo testes individuais e testes coletivos de duas ou mais bombas capilares.

Todas as bombas capilares demonstraram comportamento térmico semelhante, com pequena diferença na sua capacidade limite de transporte de calor. Vários testes foram repetidos com o objetivo de confirmar a capacidade limite de transporte de calor e de observar eventuais alterações nas curvas relacionadas com as temperaturas medidas na linha de líquido, na linha de vapor e nas bombas capilares. Maior número de testes foi conduzido com a bomba capilar nº 4. Nas Figuras 59 e 60 são apresentadas as curvas correspondentes a testes conduzidos com a bomba capilar nº 4.  $T_4$  e  $T_{11}$  representam as temperaturas de parede, na interface com os blocos aquecedores, junto às regiões de entrada e de saída da bomba capilar, respectivamente. Em todos os testes com a bomba capilar nº 4, independente dos saltos de potência aplicados, observou-se mesma capacidade limite de transferência de calor, na ordem de 280 W.

Comparando-se as Figuras 59 e 60, de imediato pode-se observar uma primeira diferença nos picos de temperatura relacionados com a partida da bomba capilar. No caso da Figura 59, em resposta à potência aplicada de 200 W,  $T_4$  e  $T_{11}$  sobem para aproximadamente 46 °C, momento em que ocorre a explosão das bolhas, para então caírem e se estabilizarem em valores da ordem de 33 °C. O criostato ligado ao reservatório foi ajustado para manter a temperatura de operação em torno de 300 K. Durante os testes, a temperatura ambiente variou na faixa de 25,0 a 25,6 °C (298,1 a 298,7 K). Em quase todos os testes foi observada a presença do pico inicial de temperatura, na mesma forma identificada pela Figura 59. Entretanto, em alguns casos, essa tendência não ficou claramente confirmada. No caso da Figura 60, também para potência aplicada de 200 W,  $T_4$  e  $T_{11}$  revelam apenas um pequeno salto, para então subirem e se estabilizarem em valores da ordem de 40 °C. O criostato ligado ao reservatório foi ajustado para manter a temperatura de operação em torno de 305 K. Durante os testes, a temperatura ambiente variou na faixa de 26,5 a 27,5 °C (299,6 a 300,6 K). Admite-se que o tempo inicial dado ao circuito, para o caso da Figura 60, não foi suficiente para que líquido ocupasse inteiramente todos os espaços também da linha de vapor. Nessas condições, um menor esforço inicial foi requerido para que ocorresse o deslocamento de líquido por ação da pressão de vapor, de modo a estabelecer livre passagem em direção ao condensador. Em alguns casos, foi observada ausência absoluta do primeiro pico de temperatura. Dependendo da temperatura ambiente, o processo de evaporação ao longo das bombas capilares e ao longo da própria linha de vapor pode estar ocorrendo antes mesmo da aplicação de potência junto aos blocos aquecedores. E nessas condições, a simples aplicação de potência tende a se constituir apenas no processo continuado de fornecimento de energia à placa evaporadora. Uma melhor avaliação do processo de partida, de fato, pode ser garantida em trabalhos futuros mediante a instalação de visores ao longo do circuito de bomba capilar.

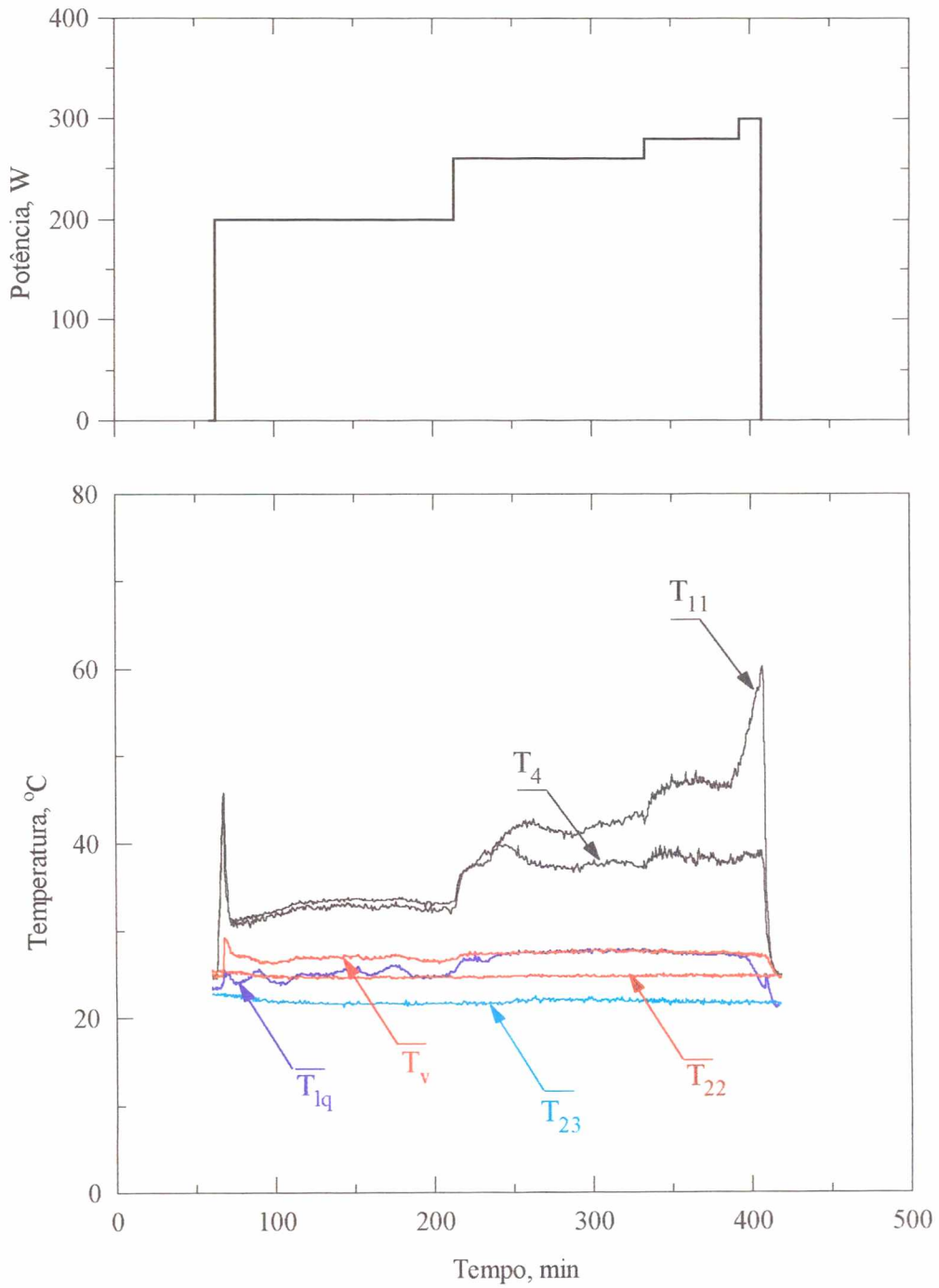


Fig. 59- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

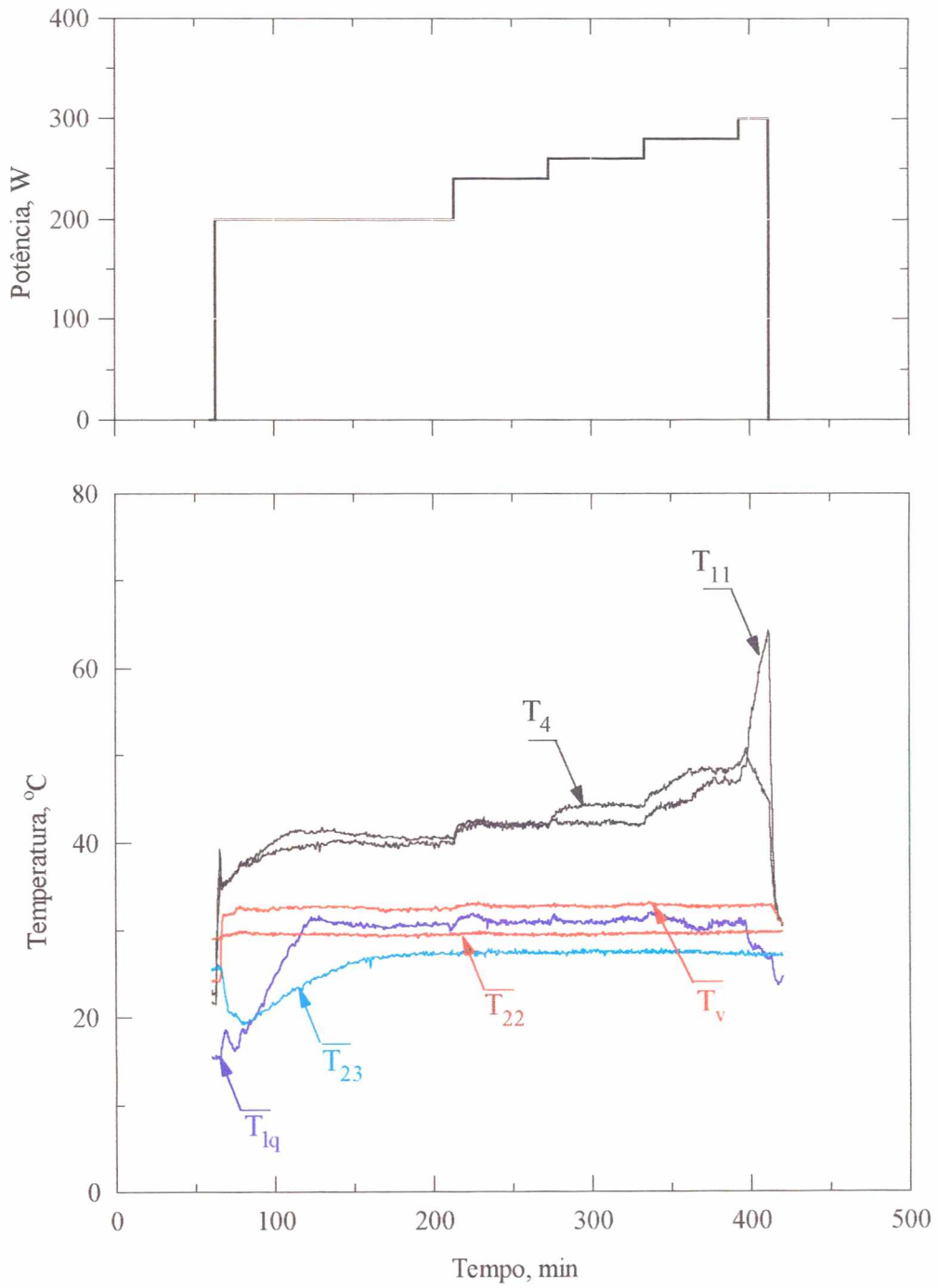


Fig. 60- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



Prosseguindo na análise das figuras correspondentes à bomba capilar nº 4, para cada novo salto de potência pode-se observar alterações significativas nas temperaturas  $T_4$  e  $T_{11}$ . Em início de operação, para a potência aplicada de 200 W, ambas as temperaturas tendem para valores praticamente iguais. Entretanto, para potências maiores, essa condição tende a se alterar em maior ou menor grau, certamente em função da própria irregularidade das paredes ranhuradas, muito sensíveis à qualquer variação de pressão ou de temperatura, ao longo do canal de alimentação de líquido. Há forte tendência da temperatura do líquido,  $T_{lq}$ , se igualar à temperatura do vapor  $T_v$ , principalmente para potências próximas à condição limite. Conseqüentemente, há forte tendência à formação de bolhas de vapor já no canal de líquido que alimenta as paredes ranhuradas da bomba capilar. A existência de bolhas de vapor no canal de alimentação se apresenta como uma desvantagem importante das bombas capilares de ranhuras circunferenciais, frente às bombas capilares tubulares de estrutura porosa. É uma condição desfavorável que tende a prejudicar o trabalho de bombeamento capilar e necessita ser ainda resolvida. Entretanto, mesmo nestas condições desfavoráveis, o circuito continua a operar normalmente, até que finalmente um dos lados da bomba capilar apresente os primeiros sinais de secagem. Nesse momento, líquido deixa de ser bombeado pelas ranhuras circunferenciais, conduzindo a bomba capilar ao colapso. Mesmo comportamento é observado nas outras bombas capilares. Uma análise mais completa pode ser feita com base na Figura 61, caso da bomba capilar nº 7, onde é apresentada também a curva correspondente ao termopar  $T_{15}$ . Em condições de operação normal, a diferença verificada entre a temperatura  $T_{15}$  e temperatura de vapor saturado é da ordem de 2 °C. Importante observar que, sendo o alumínio material altamente condutor, pode ocorrer intensa troca de calor entre as paredes do tubo e líquido frio que vem do condensador. Para a condição de regime permanente, admitindo-se troca de calor apenas para aquecimento do líquido de alimentação, estima-se fluxos de calor variáveis entre 12 e 17 W. Considerando que  $T_{lq}$  tende a se igualar à temperatura do vapor  $T_v$ , há também a forte tendência de formação de bolhas no canal de alimentação da bomba capilar. Ao ultrapassar a condição limite,  $T_{15}$  também sobe, aumentando sensivelmente a troca de calor e o volume de vapor no interior do canal de alimentação, contribuindo para que de fato a bomba capilar seja conduzida ao colapso.

Ainda com relação à Figura 61, interessa registrar que enquanto ocorre secagem das ranhuras junto ao termopar correspondente a  $T_8$ , o mesmo efeito não ocorre necessariamente em toda a bomba capilar. Até pelo contrário, pode-se observar pequena redução na temperatura correspondente a  $T_1$ . O aumento brusco de temperatura no lado seco da bomba capilar, aparentemente, contribui para o crescimento do volume ocupado por vapor no interior do canal de alimentação que, por sua vez, força um refluxo de líquido tanto no sentido da linha de alimentação, quanto pelas próprias ranhuras da parte ainda molhada da bomba, ao menos, até que ocorra esgotamento por completo do líquido existente no interior do canal. Em todos os demais testes, essa tendência, de forma diferenciada, tem se alternado entre uma redução ou um aumento da temperatura na parte ainda molhada, até que finalmente ocorra secagem da parede ranhurada ao longo de toda a bomba capilar.

De acordo com resultados obtidos nos testes e apresentados no Apêndice 6, testes individuais para todas as sete bombas capilares acusaram potências limites na faixa de 240 a 300 W, que correspondem a fluxos de calor variáveis na faixa de 9,6 a 12,0 kW/m<sup>2</sup>, relativamente à superfície interna total de transferência de calor da bomba capilar, calculada em 0,025 m<sup>2</sup> ( $2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L = 0,025 \text{ m}^2$ ). Considerando as condições termodinâmicas do fluido de trabalho, potências desta ordem correspondem a taxas de evaporação na faixa de 0,08 a 0,10 kg/min. São valores relativamente baixos. Taxas de evaporação dessa ordem

correspondem a perdas de carga muito pequenas, inferiores a 150 Pa. Vale lembrar que o circuito foi inicialmente projetado para operar com amônia, sob potências superiores a 10 kW, com tubulações de vapor de  $\phi$  40 mm e com tubulações de líquido de  $\phi$  20 mm.

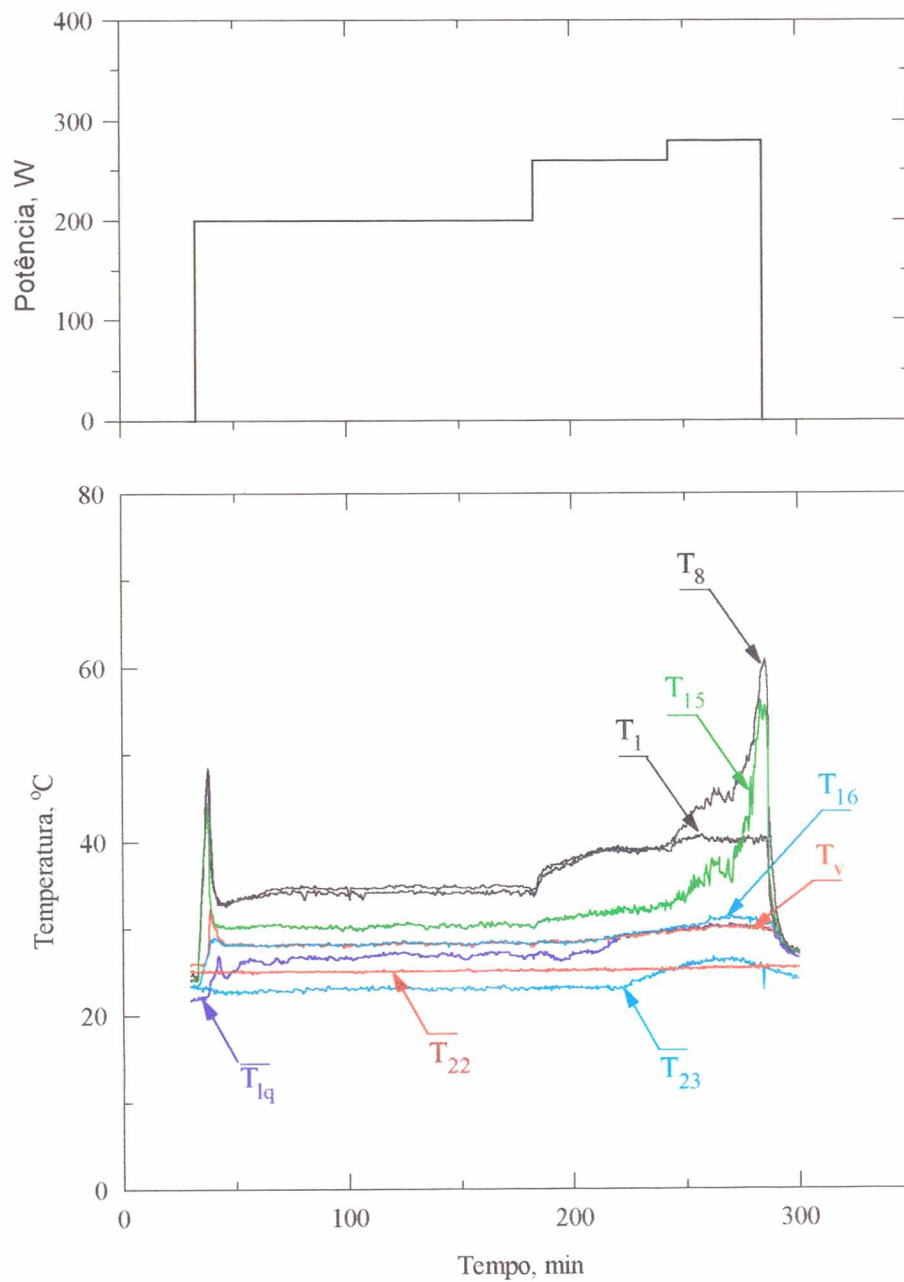


Fig. 61- Comportamento térmico da bomba capilar nº 7.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



Embora não se constitua em objetivo do presente trabalho, foram estimados valores também para o coeficiente de troca de calor no interior da bomba capilar. Em início de operação, observando-se a Figura 59, para potência aplicada de 200 W, a diferença apresentada entre qualquer das temperaturas,  $T_4$  ou  $T_{11}$ , com relação a  $T_v$ , é de aproximadamente 6 °C. Cálculos relativos ao coeficiente de troca de calor revelaram valores da ordem de 1870 W/m<sup>2</sup> °C, desconsiderando-se o efeito da resistência térmica da parede do tubo e admitindo-se troca de calor apenas na superfície ranhurada correspondente aos dois canais de vapor, calculada em 0,0166 m<sup>2</sup>. Entretanto, mesmos valores não se repetem para todas as demais bombas capilares. Em termos gerais, para a mesma potência aplicada de 200 W, agora levando-se em conta todos os testes com as demais bombas capilares, foi encontrado o valor de  $1868 \pm 773$  W/m<sup>2</sup> °C. Para potências próximas do limite capilar, na ordem de 260 W, o coeficiente cai para valores da ordem de  $1393 \pm 439$  W/m<sup>2</sup> °C. São todos cálculos aproximados, baseados num universo pequeno de dados experimentais. Testes complementares em bancada experimental melhor instrumentada e apropriada para esse fim se fazem necessários, de modo a melhor caracterizar o coeficiente interno de transferência de calor em bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

Na Figura 62 são apresentadas as curvas correspondentes à pressão absoluta e à pressão diferencial no evaporador durante testes realizados com a bomba capilar nº 4. O pico inicial na pressão absoluta,  $p_v$ , demonstra o esforço inicial requerido para que o próprio vapor desloque o excesso de líquido da linha de vapor para o reservatório, balanceando a quantidade de Freon 11 no interior do circuito e conduzindo o sistema para a condição pré-estabelecida no início dos trabalhos. Nesta condição, a taxa de condensação tende a se igualar à taxa de evaporação, com  $p_v$  convergindo para valores da ordem de 114 kPa, que representa a pressão de saturação correspondente à temperatura ajustada de 300 K. No limite capilar, já ultrapassando a capacidade máxima de 280 W, pode-se observar uma sensível redução de  $p_v$ . Tal comportamento reflete o momento em que se inicia o processo de secagem. Caindo a taxa de evaporação na bomba capilar, cai também a pressão interna do circuito, pois vapor continua condensando normalmente no condensador.

A oscilação observada na curva correspondente à pressão diferencial tem dificultado uma avaliação precisa das perdas de carga desenvolvidas no circuito. No caso ilustrado pela Figura 62, oscilações da ordem de 300 Pa são observadas, valores esses significativamente superiores à própria perda de carga decorrente do escoamento de líquido e de vapor ao longo do circuito (Ver Figura 45). Alguns testes revelaram valores ainda maiores, na ordem de 600 Pa. A presença de gases não condensáveis na linha de líquido, por algumas vezes, tem também dificultado o trabalho de leitura da pressão diferencial no evaporador. Na expectativa de contornar esses problemas, procurou-se trabalhar com valores médios de pressão. Por esse caminho, a leitura de pressão diferencial tem sido útil para ajustar a posição do condensador, de modo a se operar as bombas capilares com perdas de carga mínimas ao longo do circuito. De qualquer modo, vale aqui lembrar o que já foi comentado anteriormente, a presença de interstícios entre o perfil em T com as paredes internas das bombas capilares impediu a realização de testes que correspondessem a perdas de carga superiores a 150 Pa no circuito. Dessa forma, todos os resultados aqui apresentados se referem a testes das bombas capilares, essencialmente na sua condição de potência máxima, ou de perda de carga mínima ao longo do circuito.



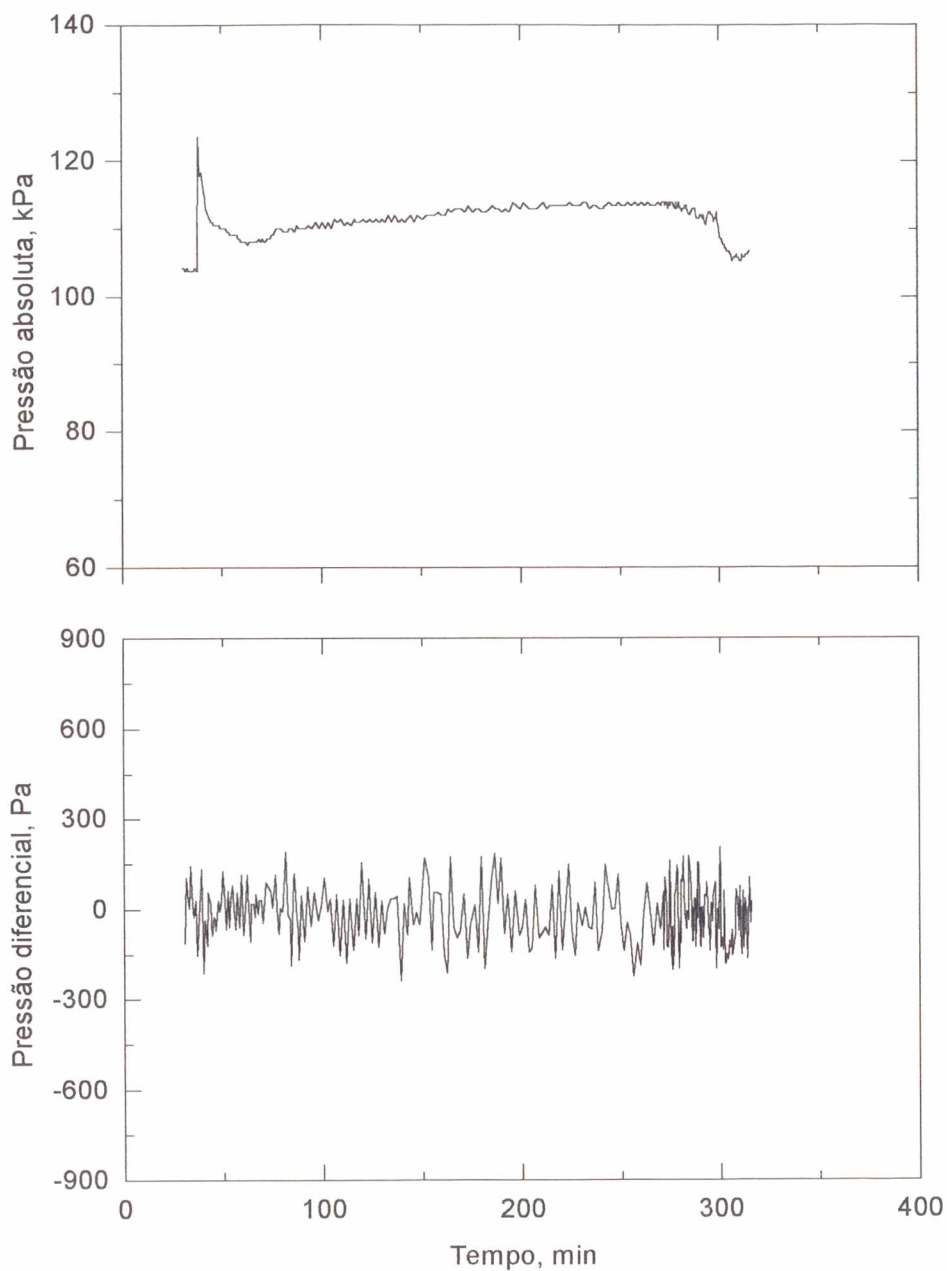


Fig. 62- Pressão absoluta e pressão diferencial no evaporador.  
(Bomba capilar nº 4).

O reservatório confirmou plenamente a sua habilidade em gerenciar termicamente o circuito, controlando o inventário de fluido de trabalho de acordo com o nível de potência aplicada na placa evaporadora. Testes relacionados com condições térmicas variáveis no condensador foram também realizados. Nesse caso, a potência aplicada ao evaporador foi

mantida constante, alterando-se apenas a temperatura da água que remove calor do condensador entre 5 e 20 °C. A simples alteração da temperatura da água de refrigeração não exerceu qualquer influência significativa que viesse modificar as condições operacionais do circuito. Pelo contrário, toda alteração introduzida junto ao condensador tem sido devidamente compensada pela pressão ajustada no reservatório, diminuindo ou aumentando o inventário de líquido no interior do circuito de modo a respectivamente aumentar ou diminuir a área de transferência de calor no condensador. Conseqüentemente, a temperatura  $T_v$  permaneceu praticamente constante durante toda a operação do circuito.

O circuito foi também testado com duas ou mais bombas capilares ativadas. Potências maiores podem ser alcançadas mediante a instalação de várias bombas capilares em paralelo. Entretanto, no projeto de placas evaporadoras que requeiram maior capacidade térmica, não se deve calcular a potência limite do circuito simplesmente somando-se a capacidade individual de cada bomba capilar. Para casos reunindo duas ou mais bombas capilares em paralelo, as perdas de carga ao longo do circuito aumentam, forçando o sistema a buscar uma nova condição de equilíbrio, reduzindo sensivelmente a capacidade de transferência de calor de cada uma das bombas capilares. Isso fica claro ao se analisar a Figura 45 do Capítulo 4. A vazão total aumenta e a perda de carga ao longo do circuito se faz sentir com maior intensidade sobre as curvas características das bombas capilares. Tal comportamento foi observado em todos os testes coletivos. Naturalmente, há que se comentar também a possibilidade de migração de bolhas de vapor, via canal de líquido, entre as bombas capilares. Nesse caso uma eventual concentração de vapor sobre uma única bomba capilar pode conduzir o sistema, por antecipação, à condição de colapso. A presença de visores na tubulação de entrada de líquido, certamente teria garantido informações complementares, neste momento importante para uma melhor avaliação das bombas capilares. No sentido de evitar tal migração, isoladores constituídos por material poroso poderiam ser instalados na entrada de cada bomba capilar. Na programação de trabalhos futuros, há que se empenhar na instalação de visores e, da mesma forma, na condução de testes com e sem a presença de isoladores na tubulação de líquido, na entrada das bombas capilares.

Nos gráficos das Figuras 63 e 64, casos em que quatro bombas capilares são ativadas ao mesmo tempo, o circuito tem operado normalmente para níveis de potência entre 0 e 600 W. Entretanto,  $T_{14}$  cresce rapidamente no momento em que a potência aplicada sobre a placa evaporadora é aumentada para 640 W, indicando a ocorrência de secagem da bomba capilar nº 1. Mesmo caso foi repetido outras três vezes, igualmente envolvendo as bombas capilares nºs 1, 4, 6 e 7, mas modificando-se o escalonamento de potência. Em todos os testes, houve ocorrência de secagem da bomba capilar nº 1, para potências que variaram entre 640 e 650 W. Em termos médios, sob condições favoráveis de trabalho, a potência individual admitida pela bomba capilar nº 1 teria sido de apenas 155 W (1/4 de 620 W), aproximadamente 60 % do valor correspondente a 260 W medido nos testes individuais.

Outros quatro testes foram também realizados, agora com as bombas capilares nºs 4, 6 e 7 ativadas. Também nesse caso, em todos os testes houve ocorrência de secagem de uma mesma bomba capilar. A potência individual admitida pela bomba capilar nº 7 teria sido de 240 W (1/3 de 720 W), aproximadamente 93 % do valor correspondente a 280 W medido nos testes individuais. Finalmente, quatro testes foram também realizados, agora com as bombas capilares nºs 4 e 6 ativadas. Nesse caso, sob condições favoráveis de trabalho, a potência individual admitida pela bomba capilar nº 6 teria sido de 260 W (1/2 de 520 W), aproximadamente 92 % do valor correspondente a 280 W medido nos testes individuais.

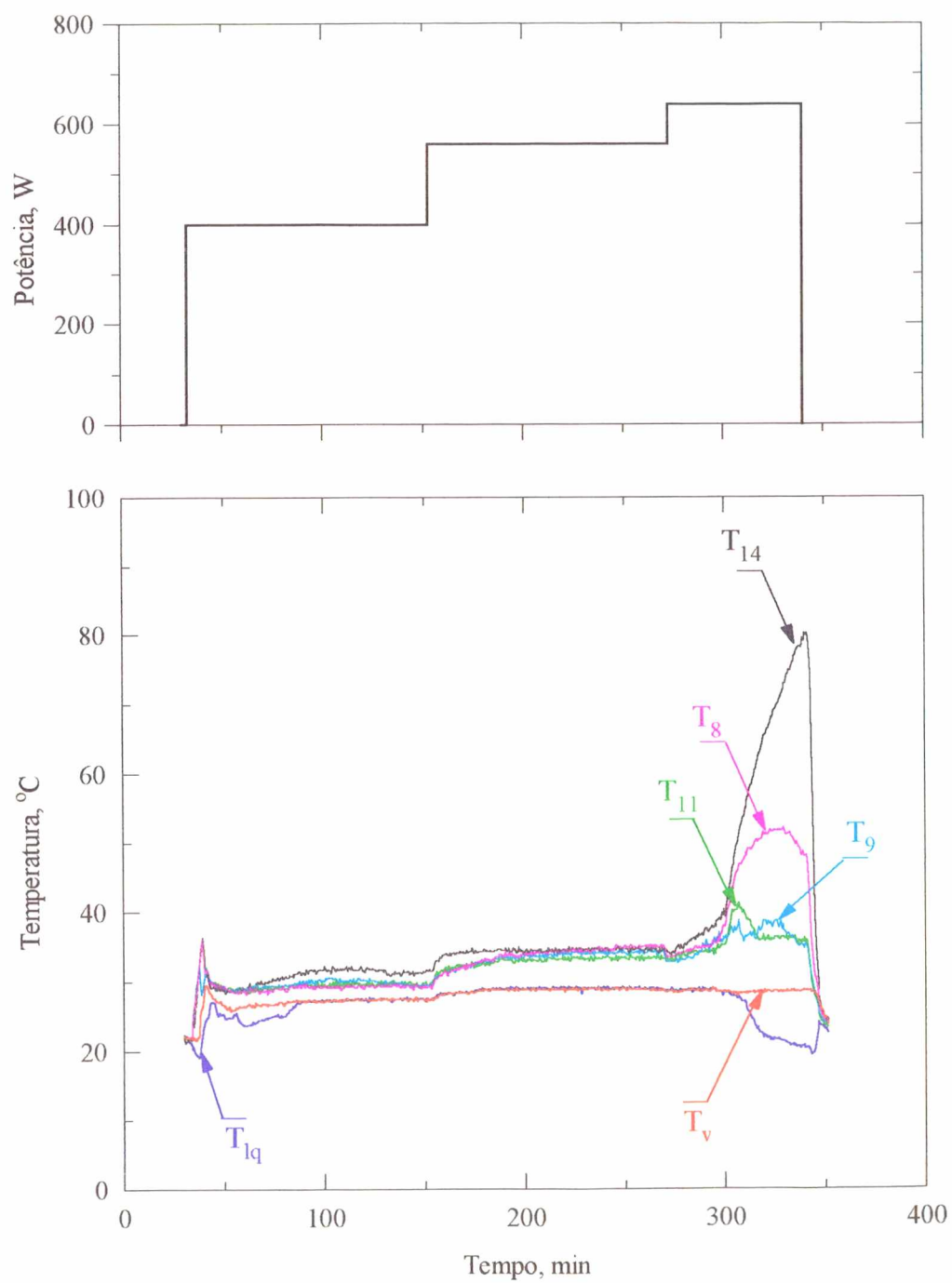


Fig. 63- Comportamento térmico da placa evaporadora.  
(Bombas capilares n°s 1, 4, 6 e 7).



Todos os demais testes conduzidos com diversas bombas capilares confirmaram o comportamento térmico demonstrado na Figura 64. A montagem de bombas capilares em paralelo é possível. E, no sentido de se garantir potências maiores, fica apenas pendente a realização de testes complementares em nova bancada experimental que permita concluir sobre a necessidade ou não de isoladores instalados na entrada das bombas capilares.

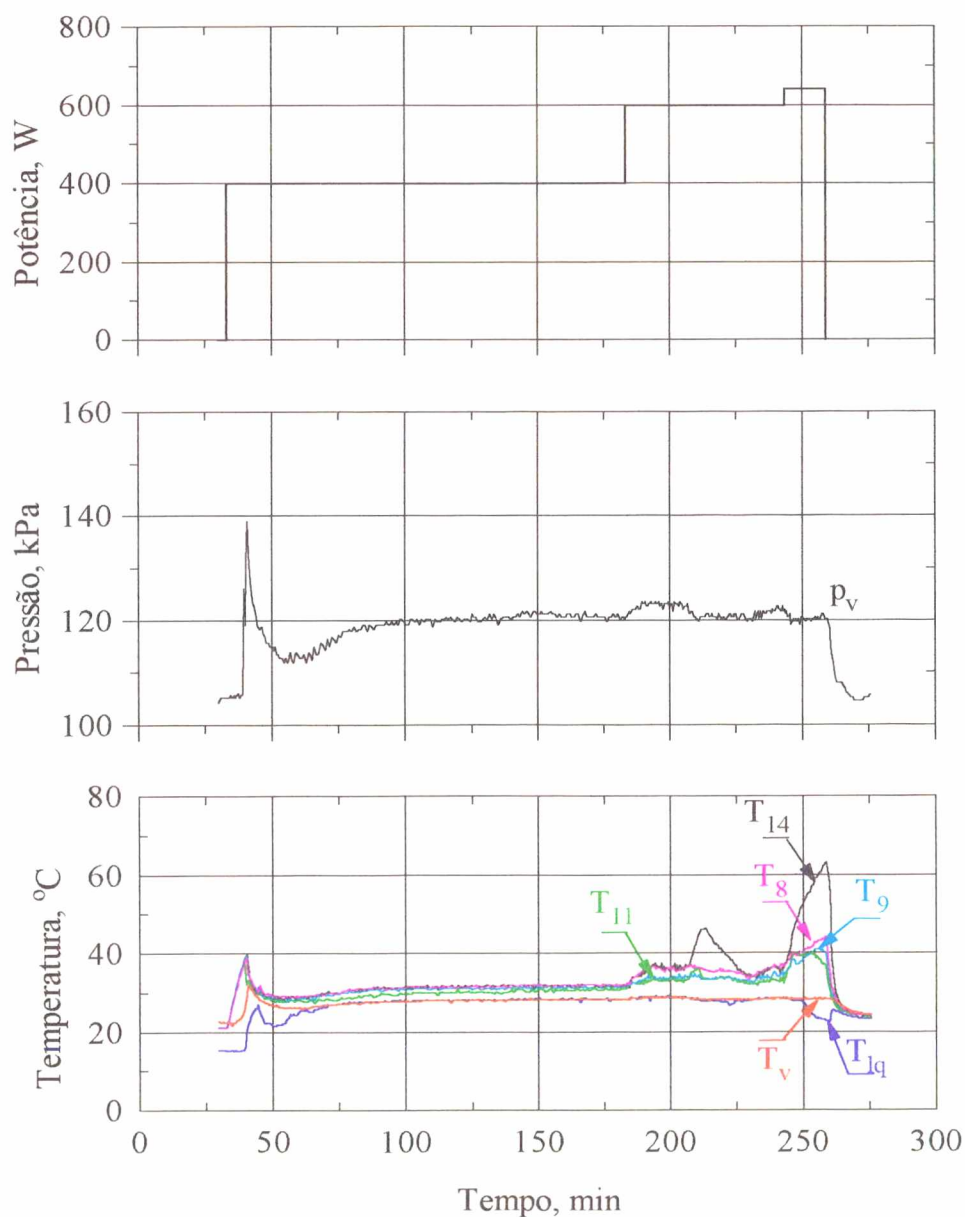


Fig. 64- Comportamento térmico da placa evaporadora e pressão absoluta no circuito de bomba capilar. (Bombas capilares n°s 1, 4, 6 e 7).

## 6.4- TESTES NO MODO ASSISTIDO POR BOMBA MECÂNICA

Embora não tenha se constituído no objetivo central deste trabalho, as bombas capilares foram testadas também no modo assistido por bomba mecânica. Nesse caso, conforme já descrito anteriormente, líquido é bombeado continuamente através do canal de alimentação, com passagem livre diretamente para a linha de vapor. O efeito capilar é requerido unicamente para distribuição do líquido ao longo da superfície ranhurada da bomba capilar. A Figura 15 mostra os detalhes relacionados com a entrada e com a saída da bomba capilar, na forma como foi utilizada para testes no modo assistido por bomba mecânica. Sendo o canal de líquido aberto em ambos os lados, líquido se mistura continuamente ao vapor formado nas paredes ranhuradas, resultando com isso em títulos bastante baixos. De imediato, pode-se tirar algumas vantagens ao operar o circuito no modo assistido por bomba mecânica. Não há problemas relacionados com a presença de interstícios entre o perfil em T e parede interna do tubo, bem como não há aprisionamento de bolhas de vapor no interior do canal de líquido que possam conduzir a bomba capilar ao colapso. Em contra-partida, ao se comparar com circuitos operados no modo capilar, há que se considerar a presença indesejável da bomba mecânica. Além do consumo adicional de energia, bombas mecânicas representam uma preocupação a mais, relacionada com desgaste com a manutenção, com a presença de vibrações e com a própria vida útil do equipamento.

Ilustrando o conjunto de resultados obtidos, uma série de gráficos é apresentada no Apêndice 6 envolvendo testes individuais das bombas capilares. Os testes foram conduzidos sempre sob temperaturas ajustadas da ordem de 300 K e regulando-se a bomba mecânica para 20 % da sua rotação nominal, o que corresponde a uma vazão volumétrica da ordem de 0,72 litro/minuto (1,06 kg/min). O título do vapor é bastante baixo, pois mesmo para condições próximas do limite capilar são atingidas taxas de evaporação de apenas 0,12 kg/min, o que corresponde a títulos da ordem de 11 % na linha de vapor. Embora em número não suficiente, testes complementares foram também conduzidos para valores ajustados em 10, 30 e 60 % da sua rotação nominal. Maior número de testes não foi realizado em função do cronograma inicial de trabalhos, prevendo a instalação de novos instrumentos de medição e a necessidade de reestruturar toda a bancada experimental, preparando-a para a realização de ensaios no modo capilar.

Da mesma forma que no modo capilar, para se atingir a condição limite de transporte de calor, a potência aplicada no evaporador foi aumentada de modo escalonado, optando-se por saltos maiores apenas no início dos testes. Na Figura 65 são apresentadas as curvas correspondentes ao teste conduzido com a bomba capilar nº 1.  $T_7$  e  $T_{14}$  representam as temperaturas de parede, medidas na interface com os blocos aquecedores. A exemplo do que ocorre nos circuitos operados no modo capilar, um primeiro pico nas curvas já é observado em início de operação. Embora a bomba mecânica esteja ativada, promovendo contínua movimentação de fluido térmico ao longo do circuito, pequeno esforço ainda é requerido para deslocar pequena quantidade de líquido existente nos canais de vapor no interior da bomba capilar. A bomba mecânica não exerce nenhuma ação significativa nos canais de vapor da bomba capilar. Aos 240 minutos de operação,  $T_{14}$  cresce rapidamente para valores superiores a 60 °C, indicando a ocorrência de secagem naquela região da bomba capilar. No sentido de preservar o material isolante da placa evaporadora, procurou-se sempre evitar temperaturas superiores a 70 °C. Em todos os testes com a bomba capilar nº 1, independente dos saltos de potência aplicados, observou-se mesma capacidade limite de transferência de calor, na ordem

de 350 W. Testes conduzidos com as demais bombas capilares indicaram capacidades limites dentro da faixa de 320 a 420 W, ou faixa de 12,8 a 16,8 kW/m<sup>2</sup>, relativamente a sua superfície interna de troca de calor, calculada em 0,025 m<sup>2</sup>.

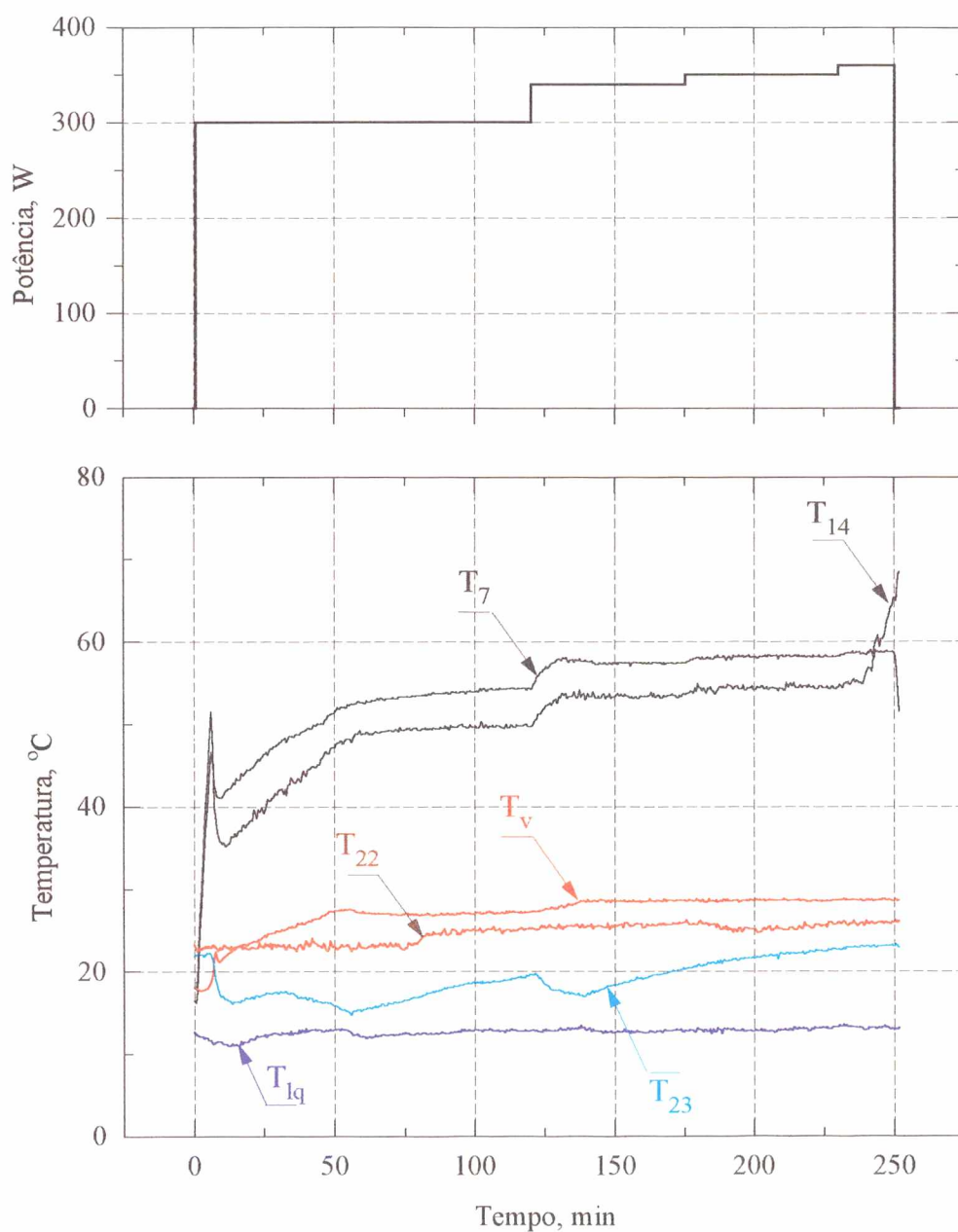


Fig. 65- Comportamento térmico da bomba capilar nº 1.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).



Também para testes no modo assistido por bomba mecânica, foram estimados valores relativos ao coeficiente de troca de calor no interior das bombas capilares. Valores correspondentes a  $650 \pm 270 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  foram encontrados, desconsiderando-se a resistência térmica da parede do tubo e admitindo-se troca de calor em toda a extensão da parede ranhurada, nos canais de vapor e no canal de passagem de líquido, calculada em  $0,025 \text{ m}^2$ . São valores menores do que aqueles anteriormente encontrados no modo capilar. Consequentemente, diferenças maiores entre temperaturas de parede e temperatura  $T_v$  são esperadas. Essa condição foi confirmada em todos os testes realizados no modo assistido e pode representar um fator negativo importante na opção futura por bombas capilares assistidas por bomba mecânica. De qualquer forma, potências maiores são atingidas, demonstrando que o circuito pode proporcionar maiores capacidades de transferência de calor e, eventualmente, também se constituir em opção viável na implementação de circuitos de transferência de calor de dupla-fase.

## 6.5- CAPACIDADE DE REATIVAÇÃO APÓS A SECAGEM

O circuito foi testado também na sua capacidade de recuperar bombas capilares que estejam na iminência de entrar em colapso. No Capítulo 2 foi comentado da possibilidade de tal condição não representar essencialmente uma questão de falha permanente. Nas bombas capilares constituídas por estruturas porosas tubulares, o primeiro recurso tentado tem sido a injeção de líquido frio no interior das bombas capilares, mediante um aumento de pressão no reservatório. Nesse caso, ao primeiro sinal de superaquecimento na parede do evaporador, o reservatório deve responder aumentando sua temperatura de saturação e forçando o deslocamento de líquido frio para as bombas capilares. Persistindo o problema, como segundo recurso o circuito terá que ser desligado, para em seguida ser novamente colocado em operação. A simples desativação do circuito, entretanto, pode não se constituir numa alternativa sempre adequada, uma vez que implica no desligamento total do circuito, inclusive na desativação daquelas bombas capilares ainda em operação.

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais apresentam um comportamento diferente em comparação às bombas capilares constituídas por estruturas porosas planas ou tubulares. A presença de gases não condensáveis, ou mesmo mudanças bruscas da carga térmica aplicada ao evaporador, pode não representar razão suficiente para conduzir o sistema à condição de colapso. No decorrer deste capítulo, já foi comentado que o sistema pode operar normalmente, mesmo na presença de bolhas de vapor no canal de alimentação no interior da bomba capilar. Naturalmente, esse assunto necessita ainda de investigação complementar, uma vez que no presente trabalho as bombas capilares foram testadas apenas em condição de perda de carga nula ao longo do circuito.

Nas Figuras 66 e 67 são apresentadas curvas correspondentes ao teste individual de uma única bomba capilar e ao teste coletivo realizado em quatro bombas capilares ativadas simultaneamente. Em ambos os casos, o circuito foi inicialmente forçado à condição de colapso para então ser recuperado apenas reduzindo o nível de potência aplicado ao evaporador. Testes igualmente realizados com outras bombas capilares demonstraram capacidade de recuperação plena, apenas reduzindo-se a potência para valores da ordem de 80% da capacidade térmica máxima admitida pelo circuito. Em todos os casos não houve a necessidade de elevar a pressão do reservatório, de injetar líquido frio no evaporador, ou mesmo de desativação total do equipamento.

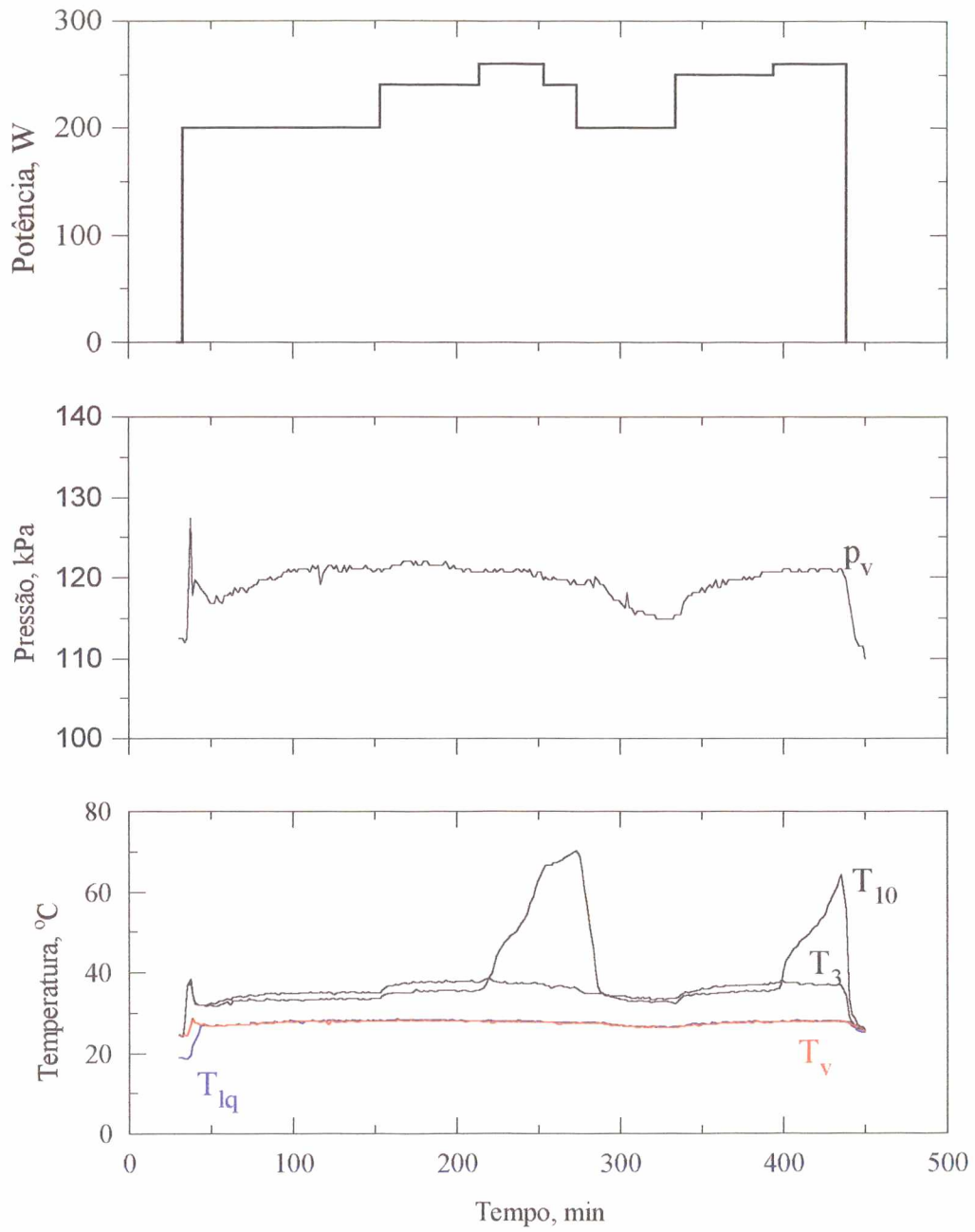


Fig. 66- Processo de secagem e de recuperação da bomba capilar nº 5.  
(Comportamento térmico no modo capilar).

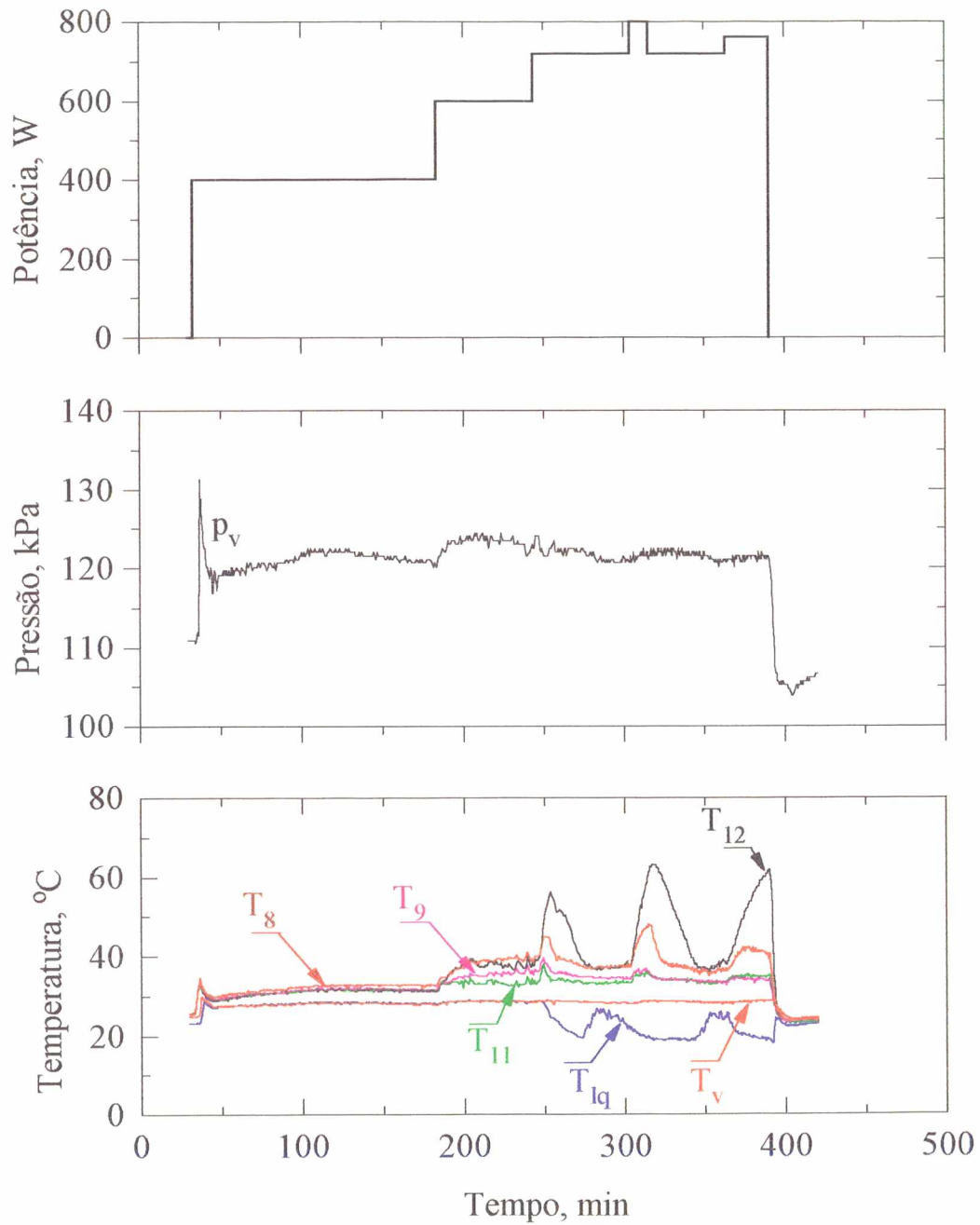


Fig. 67- Processo de secagem e de recuperação da placa evaporadora.  
(Bombas capilares n°s 3, 4, 6 e 7).



## 6.6- ANÁLISE FINAL DOS RESULTADOS

As bombas capilares foram testadas sob diferentes condições operacionais, tanto no modo capilar como no modo assistido por bomba mecânica, tendo Freon 11 como fluido de trabalho. Todos os testes no modo capilar foram conduzidos com o condensador posicionado de modo a compensar as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito. Nessas condições foram medidas capacidades limites de transferência de calor na faixa de 240 a 300 W. Os valores encontrados variam de acordo com cada bomba capilar em particular. No modo assistido os testes foram realizados regulando-se a bomba mecânica para 20 % da sua rotação nominal, acusando resultados um pouco maiores, na faixa de 320 a 420 W. Resultados obtidos em ambos os casos são apresentados na Tabela 5. Considerando erros de leitura e diferenças no ajuste da potência aplicada sobre o evaporador, a incerteza calculada nos valores medidos de potência máxima é da ordem de 20 W. Em praticamente todos os testes realizados, sob mesmas condições operacionais, houve repetibilidade dos resultados. Os valores mostrados na primeira coluna da Tabela 5 se referem ao raio efetivo de capilaridade, correspondentes apenas às bombas escolhidas para realização dos ensaios micrográficos.

Tab. 5- Potências limites medidas no modo capilar e no modo assistido por bomba mecânica (20 % da sua rotação nominal).

Bomba capilar	$r_c$ ( $\mu\text{m}$ )	Modo capilar (1) (W)	Modo assistido (2) (W)
1	$24,2 \pm 8,3$	260	350
2	$29,7 \pm 17,9$	280	350
3		280	330
4	$26,9 \pm 10,8$	280	420
5		240	320
6	$26,8 \pm 7,6$	280	420
7	$29,7 \pm 13,6$	260	400

(1)  $m_b = 0,08$  a  $0,10$  kg/min

(2)  $m_b = 1,06$  kg/min (Bomba mec. ajustada para 20 % da sua rotação nominal)

No projeto de placas evaporadoras que requeiram maior capacidade térmica, não se deve calcular a potência limite do circuito simplesmente somando-se a capacidade individual de cada bomba capilar. Os valores mostrados na Tabela 5 correspondem às potências máximas medidas apenas nos testes individuais, isto é, tendo o circuito operando com apenas uma bomba capilar. Para casos reunindo duas ou mais bombas capilares em paralelo, as perdas de carga ao longo do circuito aumentam, forçando o sistema a buscar um novo equilíbrio, reduzindo assim a capacidade de transferência de calor de cada uma das bombas capilares. A vazão total aumenta e a perda de carga ao longo do circuito se faz sentir com maior intensidade sobre as curvas características das bombas capilares. Tal comportamento foi observado em todos os testes coletivos.

Embora apresente potências limites maiores, não há vantagens imediatas em se optar por circuitos adaptados com bomba mecânica. Além do consumo adicional de energia, bombas mecânicas necessitam de manutenção e podem representar menor vida útil para o equipamento. Embora em número menor, outros testes no modo assistido por bomba mecânica foram também realizados, para valores ajustados em 10, 30 e 60 % da sua rotação nominal. Para rotação ajustada em 60 %, foram medidas potências de até 700 W, da ordem de  $28,0 \text{ kW/m}^2$  relativamente à superfície interna de transferência de calor da bomba capilar, calculada em  $0,025 \text{ m}^2$ .

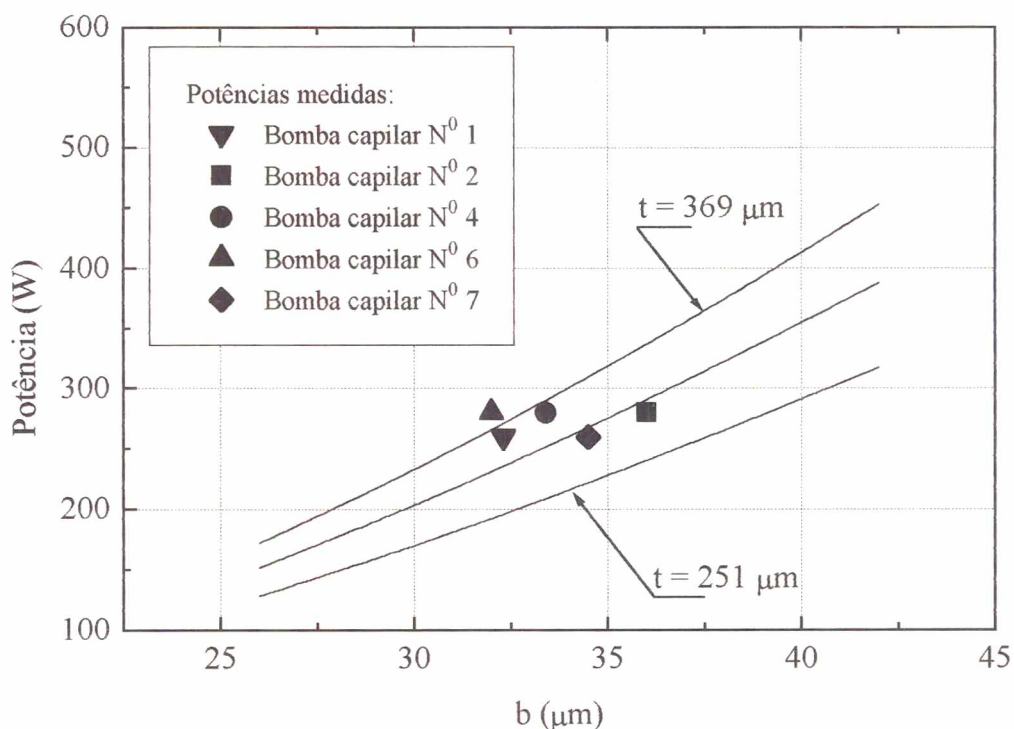


Fig. 68- Potências medidas correspondentes às bombas capilares N<sup>o</sup>s.1, 2, 4, 6 e 7. Comparação com potências esperadas (Testes no modo capilar).

Na Figura 68 são plotados os valores de potência medida para comparação com potências calculadas. Uma comparação precisa dos valores medidos de potência máxima com valores calculados não tem sido possível para cada bomba capilar de forma individual. As bombas capilares são constituídas por ranhuras circunferenciais de geometria bastante irregular. De acordo com análise de incertezas, apresentada no Apêndice 3, ficou evidente uma acentuada dispersão nos valores da largura entre paredes  $b$ , profundidade  $t$  e ângulo de abertura da ranhura  $2\beta$ , obtidos nos ensaios micrográficos. Naturalmente, tal dispersão se reflete na pressão de bombeamento e na capacidade máxima de transporte de calor da bomba capilar. Análise complementar tem demonstrado inclusive características diferentes em diferentes pontos de uma mesma bomba capilar. Ainda assim, na expectativa de melhor avaliar as bombas capilares, comparando-se potências medidas com potências calculadas, valores médios correspondentes a  $b$ ,  $t$  e  $\beta$  são admitidos como valores representativos para



todas as sete bombas capilares. Por esse caminho, portanto, potências esperadas são calculadas e seus valores plotados no gráfico da Figura 68, no caso assumindo-se mesmo comprimento ativo do evaporador de 500 mm, raio interno da bomba capilar de 7,925 mm, espaçamento entre ranhuras de 214,7  $\mu\text{m}$  e ângulo de abertura médio da ranhura igual a  $0,57^\circ$ . Os valores apresentados no gráfico como resultados experimentais correspondem às potências medidas no limite capilar das bombas capilares n.ºs. 1, 2, 4, 6 e 7, demonstrando boa concordância com valores de potência estimados.

Os valores experimentais plotados no gráfico da Figura 68 apresentam boa concordância com valores estimados. Entretanto, há que se analisar fatores de ordem diversa que têm interferência direta sobre os resultados obtidos. A incerteza na caracterização geométrica das ranhuras circunferenciais é um exemplo claro desse problema, ao exercer forte influência no cálculo das potências esperadas. Além disso, o modelo matemático proposto no Capítulo 4, de acordo com a Figura 28, foi desenvolvido considerando-se distribuição uniforme de calor ao longo de toda a parede ranhurada dos canais de vapor. Embora a bomba capilar seja feita de material altamente condutor, de acordo com Figura A2 do Apêndice 4, essa condição não foi garantida na bancada experimental. Por outro lado, perdas de calor para o meio ambiente não foram computadas. Cálculos aproximados relativos apenas ao calor trocado entre placa evaporadora e meio ambiente indicam perdas de até 0,6 % da potência total aplicada. Há também que se considerar parcela de calor que flui por condução para as bombas capilares adjacentes e para a própria estrutura que sustenta a bancada experimental. De fato, a bancada experimental não foi construída com o propósito inicial de realizar testes individuais com o objetivo de avaliar a influência dos parâmetros geométricos que constituem a estrutura capilar. No sentido de consolidar o modelo matemático proposto, é importante que se procure minimizar todos esses problemas, construindo nova bancada experimental, menor e mais adequada à realização de testes individuais de bombas capilares e que essas bombas capilares apresentem ranhuras circunferenciais de geometria regular.

A presença de interstícios no interior das bombas capilares impediu a realização de testes que avaliassem o comportamento do circuito sob perdas de carga superiores a 150 Pa. Cuidados especiais devem ser tomados na montagem de novas bombas capilares de modo a minimizar esse problema, garantindo-se um ajuste perfeito entre o perfil em T e paredes ranhuradas do tubo. Na expectativa de resolver esse problema, novas bombas capilares estão sendo montadas na UFSC, substituindo-se o perfil em T por uma régua mais rígida, de aço inoxidável, retificada nas suas bordas, de modo que sua largura apresente uma dimensão levemente maior que o diâmetro interno da respectiva bomba capilar.



## 7- CONCLUSÕES

No Capítulo 2 foram apresentados os tipos existentes de bombas capilares, bem como foram relacionados problemas de ordem operacional, apontando para a necessidade de investigação complementar na busca de soluções que de fato determinem confiabilidade ao uso de circuitos de bombas capilares em substituição a tubos de calor ou de circuitos convencionais de transferência de calor de dupla-fase. No decorrer deste trabalho, na expectativa sempre de viabilizar bombas capilares de ranhuras circunferenciais, dentre todos os problemas lá relacionados, ênfase especial foi dada à análise de seu comportamento térmico em início de operação, na sua capacidade limite de transporte de calor, na habilidade do reservatório em gerenciar termicamente o circuito e na capacidade de recuperar bombas capilares em situação de colapso.

No Capítulo 4, uma formulação matemática foi especialmente desenvolvida para bombas capilares de ranhuras circunferenciais e apresentada em apêndice na forma de um programa computacional que permita determinar seu limite capilar e que permita estudar seu comportamento hidrodinâmico, com e sem a influência das perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito. Com base nesse programa computacional, resultados teóricos foram obtidos e apresentados ainda no Capítulo 4, levando-se em conta parâmetros geométricos que caracterizam as bombas capilares testadas em laboratório. Potências máximas calculadas são agora comparadas com potências medidas.

No Capítulo 6, uma parte significativa dos resultados obtidos nos testes de laboratório foi reunida e apresentada na forma gráfica. As bombas capilares foram testadas sob diferentes condições operacionais, tanto no modo capilar como no modo assistido por bomba mecânica, tendo Freon 11 como fluido de trabalho. Todos os testes no modo capilar foram conduzidos com o condensador posicionado de modo a compensar as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito. Nessas condições foram medidas capacidades limites de transferência de calor na faixa de 240 a 300 W (9,6 a 12,0 kW/m<sup>2</sup>). Os valores encontrados variam de acordo com cada bomba capilar em particular. No modo assistido os testes foram realizados regulando-se a bomba mecânica para 20 % da sua rotação nominal, acusando resultados um pouco maiores, na faixa de 320 a 420 W (12,8 a 16,8 kW/m<sup>2</sup>). Para rotação ajustada em 60 %, foram medidas potências de até 700 W (28,0 kW/m<sup>2</sup>). Em praticamente todos os testes realizados, sob mesmas condições operacionais, houve repetibilidade dos resultados.

Finalmente, reunindo todos os resultados e considerando toda a análise realizada no decorrer deste trabalho, de forma sucinta as seguintes conclusões são tiradas:

- Circuitos de bombas capilares de ranhuras circunferenciais se constituem em alternativa viável à substituição de tubos de calor ou de circuitos convencionais de transferência de calor de dupla-fase.
- O circuito demonstrou comportamento térmico satisfatório sob diferentes condições operacionais, tanto nos testes desenvolvidos no modo capilar, quanto nos testes desenvolvidos no modo assistido por bomba mecânica.
- No modo capilar, usando Freon 11 como fluido de trabalho, fluxos de calor até o limite de  $12 \text{ kW/m}^2$  foram medidas, fluxos estes relativos à superfície interna de transferência de calor da bomba capilar, na ordem de  $0,025 \text{ m}^2$ . Resultados teóricos demonstram concordância parcial com valores medidos, com diferenças que variam na faixa de 5 a 26 %. Valores equivalentes de até  $78 \text{ kW/m}^2$  são esperados, no caso de se optar por amônia como fluido de trabalho.
- No modo mecânico, usando Freon 11 como fluido de trabalho, fluxos de calor até o limite de  $28 \text{ kW/m}^2$  foram medidas, demonstrando a possibilidade de se atingir maiores capacidades de transferência de calor associando-se o trabalho exercido por uma bomba mecânica ao efeito de bombeamento capilar. Valores equivalentes de até  $182 \text{ kW/m}^2$  são esperados, no caso de se optar por amônia como fluido de trabalho. Resultados demonstram que o circuito é capaz de operar com taxas de calor ainda maiores.
- Potências maiores são também possíveis de se obter instalando-se duas ou mais bombas capilares em paralelo. Nesse caso, em função das perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito, diminui a capacidade individual das bombas capilares.
- Todos os testes relativos à partida foram bem sucedidos. Ao contrário de bombas capilares constituídas por estrutura tubular de material poroso, não foi detectado qualquer sinal que viesse conduzir o sistema antecipadamente à condição de secagem.
- Enquanto em operação normal, qualquer uma das bombas capilares pode ser facilmente recuperada de uma eventual condição de secagem. O circuito pode ser rapidamente recuperado apenas reduzindo a potência aplicada sobre a placa evaporadora para valores equivalentes a 80 % da sua capacidade limite de transferência de calor. Ao contrário de outras bombas capilares existentes a nível geral, não há a necessidade de aumentar a pressão do reservatório, de injetar líquido frio nas bombas capilares ou de desligar o equipamento.
- Testes foram realizados alterando-se as condições de carga no evaporador ou alterando-se a temperatura da água de refrigeração no condensador. Para ambas as situações, a temperatura de operação do circuito foi controlada pelo reservatório com absoluto sucesso.



- O circuito tem demonstrado sua capacidade de operar até seu limite máximo de transporte de calor, apesar do líquido na entrada do evaporador apresentar mesma temperatura do vapor. Nesse caso, investigação complementar é requerida de modo a confirmar a sua presença e melhor entender o comportamento de bolhas de vapor no interior do canal de líquido da bomba capilar e até mesmo na tubulação proveniente do condensador.
- De acordo com valores geométricos que caracterizam as ranhuras circunferenciais, a pressão de bombeamento capilar foi calculada em 1328 Pa, usando Freon 11 como fluido de trabalho. Entretanto, problemas relacionados com a montagem da bomba capilar limitaram a capacidade de bombeamento para valores da ordem de 150 Pa. Embora não seja tarefa simples, as bombas capilares devem ser montadas, evitando a presença de interstícios relativamente grandes entre o perfil em T e paredes internas do tubo.
- Resultados teóricos têm demonstrado importante vantagem na opção por ranhuras circunferenciais de formato retangular. Ranhuras trapezoidais impõem maior restrição ao deslocamento de líquido, refletindo em maior perda de carga ao longo da própria ranhura e, conseqüentemente, menor capacidade de transferência de calor da bomba capilar. Tal afirmação, entretanto, não pode ser observada nos testes.
- Análise micrográfica da estrutura capilar tem revelado ranhuras circunferenciais de geometria bastante irregular. No sentido de melhor avaliar o potencial térmico da bomba capilar e de validar o modelo matemático proposto, investigações complementares são ainda requeridas, com novas bombas capilares em uma nova bancada experimental, melhor instrumentada e mais apropriada à condução de testes individuais.
- Testes adicionais são sugeridos de modo a estudar o circuito exclusivamente no modo capilar. Nova bancada experimental tem sido planejada, com novas bombas capilares, alterando-se inclusive tubulações e condensador, com a instalação de visores e com a instalação de maior número de termopares sobre uma mesma bomba capilar.



## REFERÊNCIAS

- Anderson, W.G. *High temperature capillary pumped loops*. ASME 29th National Heat Transfer Conference, HTD-Vol. 236. Atlanta, August 8-11, 1993.
- Antoniuk, D. and Pohner, J. *Deleterious effects on non-condensable gas during capillary pumped loop startup*. Paper 941408, 24th. International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, Friedrichshafen, 1994.
- ASME. *Measurement uncertainty; Instruments and apparatus*. The American Society of Mechanical Engineers. ANSI/ASME PTC 19.1-1985, New York, 1985.
- Bazzo, E., Groll, M. and Brost, O. *Experimental and theoretical investigations with a mechanically and capillary pumped two-phase loop*. Proceedings of the First ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, pp.303-309, Noordwijk, April 26-28, 1993.
- Bazzo, E., Groll, M., Brost, O. and Colle, S. *Hydrodynamic analysis and capillary limitation of circumferentially grooved heat pipe evaporators*. Proceedings of the 4th International Heat Pipe Symposium, pp.77-84, Tsukuba, 1994.
- Bazzo, E., Groll, M., Brost, O. and Colle, S. *Circumferentially grooved heat pipes applied to a capillary pumped two-phase loop*. Paper 941579, 24th. International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, Friedrichshafen, 1994.
- Bazzo, E. & Colle, S. *Bombas capilares aplicadas a circuitos de transferência de calor de dupla-fase*. COBEM/CIDIM-95, Belo Horizonte, dezembro, 1995.
- Beam, J.E. *Ground tests results for a two-phase coldplate*. Paper 911593, 21th. International Conference on Environmental Systems, San Francisco, July 15-18, 1991.
- Berger, M.E. and Feldman Jr., K.T. *Analysis of circumferentially grooved heat pipe evaporators*. ASME Winter Annual Meeting, Detroit, August 1973.
- Buchko, M. *Test results of prototype two-phase reservoirs for the CAPL flight experiment*. Paper 922888. Proceedings of the AIAA 27th Thermophysics Conference, 1992.

Chalmers, D.R., Pustay, J.J., Moy, C.B. and Kroliczek, E.J. *Application of capillary pumped loop heat transport systems to large spacecraft*. Paper 861295, AIAA/ASME 4th. Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. Boston, June 2-4, 1986.

Chalmers, D.R., Fredley, J., Ku, J. and Kroliczek, E.J. *Design of a two-phase capillary pumped flight experiment*. Proceedings of the 18th. Intersociety Conference on Environmental Systems, San Francisco, July 11-13, 1988.

Chi, S.W. *Heat pipe theory and practice*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976.

Chiba, K. et al. *Fundamental study on two-phase fluid loop for thermal control system in future space platforms*. Paper 911410. Proceedings of the 21st International Conference on Environmental Systems. San Francisco, July 15-18, 1991.

Coleman, H.W. and Steele, W.G. *Experimentation and uncertainty analysis for engineers*. John Wiley & Sons, New York, 1989.

Cullimore, B.A. *Start up transients in capillary pumped loops*. Paper 911374. Proceedings of the AIAA 26th Thermophysics Conference. Honolulu, June 24-26, 1991.

Delil, A.A.M., Heemskerk, J.F. and Supper, W. *TPX: Two-Phase eXperiment for get away special G-557*. Paper 911521. Proceedings of the 21st International Conference on Environmental Systems. San Francisco, July 15-18, 1991.

Delil, A.A.M. et al. *In-orbit demonstration of two-phase heat transport technology: TPX/G557 flight results*. Paper 941404. Proceedings of the 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems. Friedrichshafen, June 20-23, 1994.

Dunbar, N. and Siepmann, R. *European two-phase heat transport technology*. Paper 901271, 20th. International Conference on Environmental Systems, Williamsburg, July 9-12, 1990.

Dunn, P.D. and Reay, D.A. *Heat Pipes*. Pergamon, 4th. Edition, Oxford, 1994.

Edelstein, F., Brown, R. and Koubek, K. *Design and test of a two-phase monogroove cold plate*. Paper 850918, Proceedings of the AIAA 20th Thermophysics Conference, Williamsburg Virginia, June 19-21, 1985.

Feuillatre, M. et al. *First results of a freon 12 capillary pumped loop*. Proceedings of the 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems. Florence, October 21-24, 1991.

Fredley, J.E. and Pelszynski, A. *Accommodation of the EOS AM instrument set using capillary pumped heat transport/technology*. Paper 921404, 22th. International Conference on Environmental Systems, Seattle, July 13-16, 1992.

Furukawa, M. et al. *Development of capillary pump loop for space application*. Paper 2.1.14. Proceedings of the 6th. International Heat Pipe Conference. Grenoble, May 25-29, 1987.



Golovanov, J.M. et al. *The theoretical and experimental investigations of the simplest two-phase loops for thermal control systems*. Paper 921170, 22th. International Conference on Environmental Systems, Seattle, July 13-16, 1992.

Goncharov, K.A et al. *Investigation of temperature fluctuations in loop heat pipes*. Paper 941577. Proceedings of the 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems. Friedrichshafen, June 20-23, 1994.

Grote, M.G., Stark, J.A. and Tefft, E.C. *Enhanced evaporative surface for two-phase mounting plates*. Paper 860979, Proceedings of the 16th. Intersociety Conference on Environmental Systems, Warrendale, July 1986.

Hwangbo, H. and McEver, W.S. *High thermal capacity cold plate/hot plate*. Paper 850921, Proceedings of the AIAA 20th Thermophysics Conference, Williamsburg Virginia, June 19-21, 1985.

Ishii, Y. et al. *Development of two-phase fluid loop systems for future space platforms*. Paper 891470. Proceedings of the 19th Intersociety Conference on Environmental Systems. San Diego, July 24-26, 1989.

Kamotani, Y. *Thermal analysis of axially grooved heat pipes*. Proceed. of the 2nd International Heat Pipe Conference, Bologna, March/April 1976.

Kays, W.M. *Convective heat and mass transfer*. Tata McGraw-Hill Publishing Company Ltd. New Delhi, 1975.

Kiper, A.M., Swanson, T.D. and McIntosh, R. *Exploratory study of temperature oscillations related to transient operation of a CPL heat pipe*. ASME, Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference. Houston, July 24-27, 1988.

Kirschner, O. *Aufbau eines Zweiphasen-Kreislauf zur untersuchung der leistungscharacteristik von Verdampfelement für zukünftige Kühlsysteme in Raumfahrzeugen*. Grosse Studienarbeit, IKE SD-202, Stuttgart, 1992.

Kreeb, H., Siepmann, R. and Supper, W. *Two-phase loop heat transport systems*. Paper 891465, 19th. Intersociety Conference on Environmental Systems, San Diego, July 24-26, 1989.

Kroliczek, E.J., Ku, J. and Ollendorf, S. *Design, development and test of a capillary pump loop heat pipe*. Paper 84-1720. Proceedings of the AIAA 19th. Thermophysics Conference. Snowmass, June 25-28, 1984.

Kroliczek, E.J. and Brennan, P. *Heat pipe technology for current spacecraft and high power thermal management*. Paper 851353, 15th. Intersociety Conference on Environment Systems. San Francisco, July 15-17, 1985.

Kroliczek, E.J. and Brennan, P. *Two-phase heat transport technology*. Proceedings of the 1st ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology. Noordwijk, April 26-28, 1993.



- Krotiuk, W.J. and Marino, E. *Comparisons of SINDA85/FLUINT predictions with ground discharge test results for a capillary pumped loop reservoir*. Paper 921403, 22th. International Conference on Environmental Systems, Seattle, July 13-16, 1992.
- Ku, J., Kroliczek, E.J. and Taylor, W.J. *Functional and performance tests of two capillary pumped loop engineering models*. Paper 861248, Proceedings of the AIAA/ASME 4th. Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. Boston, June 2-4, 1986.
- Ku, J., Kroliczek, E.J. and McIntosh, R. *Capillary pumped loop technology development*. Pap. 2.1.11, 6th. International Heat Pipe Conference. Grenoble, May 25-29, 1987.
- Ku, J., Kroliczek, E.J. and McIntosh, R. *Analytical modeling of the capillary pumped loop*. Pap. 2.1.12, Proceedings of the 6th. International Heat Pipe Conference. Grenoble, May 25-29, 1987.
- Ku, J. and Kroliczek, E.J. *The hybrid capillary pumped loop*. Proceedings of the SAE 18th Intersociety Conference on Environmental Systems. San Francisco, July 11-13, 1988.
- Ku, J., Kroliczek, E.J., McCabe, M.E. and Benner, S.M. *A high power spacecraft thermal management system*. Paper 88-2702, Proceedings of the AIAA Thermophysics, Plasmadynamics and Lasers Conference. San Antonio, June 27-29, 1988.
- Ku, J., Kroliczek, E.J. and McCabe, M.E. *An improved high power hybrid capillary pumped loop*. Paper 891566, Proceedings of the 19th. Intersociety Conference on Environmental Systems, San Diego, July 24-27, 1989.
- Ku, J. *Overview of capillary pumped loop technology*. ASME 29th National Heat Transfer Conference, HTD-Vol. 236. Atlanta, August 8-11, 1993.
- Maidanik, Yu.F., Fershtater, Yu.G. and Goncharov, K.A. *Capillary-pump loop for the systems of thermal regulation of spacecraft*. Proceedings of the 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems. Florence, October 21-24, 1991.
- Maidanik, Yu.F. et al. *Thermoregulation of loops with capillary pumping for space use*. Paper 921169. Proceedings of the 22nd International Conference on Environmental Systems. Seattle, July 13-16, 1992.
- Maidanik, Yu.F. et al. *Development and investigation of two phase-loops with high-pressure capillary pumps for space application*. Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference. Beijing, September 14-18, 1992.
- Meyer, R. et al. *Investigation of the heat transfer performance of a capillary pumped ammonia loop under gravity*. Paper 932304, SAE 23rd International Conference on Environmental Systems, Colorado, July 12-15, 1993.
- Min, H. et al. *Performance study on CPL evaporators*. Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference, pp.457-460, Beijing, September 14-18, 1992.
- Morozumi, N. et al. *Development of pumps for two-phase fluid loops*. Paper 901273, 20th. International Conference on Environmental Systems, Williamsburg, July 9-12, 1990.

- Müller,R. *Leistungsvorhersage und dimensionierung des MBB/ERNO 2 phasen - testkreislaufs*. Dok.No. AN-RB523-170/87. Bremen, 15. October 1987.
- Müller,R. et all. *MBB/ERNO Zweiphasenkühlplatte testbericht*. Dok.No. 124-88 AN. Bremen, 04. August 1988.
- Müller,R. *Design and test of a two-phase cold plate*. Proceedings of the 3rd European Symposium on Space Thermal Control & Life Support Systems. Noordwijk, October 3-6, 1988.
- Müller,R. *Development of a high performance heat pipe for thermal control in future spacecraft*. Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk, May 21-25, 1990.
- Ogushi,T. and Sakurai,Y. *Composite wick heat pipes*. Proceed. 4th International Heat Pipe Conference, London, September 1981.
- Ogushi,T. and Yamanaka,G. *Heat transport capability of grooved heat pipes*. Proceed. of the 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, May 1984.
- Oost,S., Bhatti,R.S., Supper,W. and Wulz,H. *Two-phase capillary-pumped loop: A potential heat transport system*. Paper 891466, 19th. Intersociety Conference on Environmental Systems, San Diego, July 24-26, 1989.
- Peterson,G.P. *An introduction to heat pipes. Modeling, testing and applications*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1994.
- Roukis,S.L., Kroliczek,E. and Hall,G. *COMET Service module thermal control design using capillary pumped loop*. Paper 921367, 22th. International Conference on Environmental Systems, Seattle, July 13-16, 1992.
- Sasin,V.J., Polášek,F. and Štulc,P. *Analysis of thermal and fluid characteristics of heat pipes with axial grooves*. Proceed. of the 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, May 1984.
- Schmidt,R.A. *Two-phase thermal control system modelling using SINDA85/FLUINT*. Paper 911590, 21th. International Conference on Environmental Systems, San Francisco, July 15-18, 1991.
- Stenger,F.J. *Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat transfer loops*. NASA TM-X-1310, NASA Lewis Research Center, Cleveland, November 1966.
- Stephan,P.C. and Busse,C.A. *Theoretical study of an evaporating meniscus in a triangular groove*. Proceed. of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk, May 21-25, 1990.
- Stoecker,W.F. *Design of thermal systems*. Mc Graw-Hill International Editions, 3rd. Edition, New York, 1989.
- Vasiliev,L.L., Abramenko,A.N. and Kanonchik,L.L. *Heat transfer of liquid boiling and evaporation in the grooves of fine-film evaporators*. Proceed. 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, May 1978.

Wolf, D.A. *Design and development of a two-phase reservoir for the capillary pumped loop flight experiment*. Paper 921405, 22th. International Conference on Environmental Systems, Seattle, July 13-16, 1992.

Wulz, H.G. *The principles of capillary pumping*. Proceed. of the First ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, pp. 257-266, Noordwijk, April 26-28, 1993.

Wulz, H.G. and Embacher, E. *Capillary pumped loops for space applications: Experimental and theoretical studies on the performance of capillary evaporators designs*. Paper 901739, Proceedings of the 25th AIAA Thermophysics Conference, 1990.

Ya, S.V., Zelenov, I.A., Zuev, V.G. and Kotlyarov, E.Y.. *Mathematical model of a capillary loop heat pipe with a condenser radiator*. Paper 901276, 20th. International Conference on Environmental Systems, Williamsburg, July 9-12, 1990.



## Apêndices

## CONCEITO DE LIMITE CAPILAR E RAIO EFETIVO DE CAPILARIDADE.

O limite capilar está diretamente relacionado à capacidade máxima da bomba capilar em movimentar líquido da região do condensador para a região do evaporador. Em condições de operação normal, o trabalho de bombeamento se ajusta na medida requerida para suprimento de líquido na estrutura capilar, de acordo com as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito e de acordo com o nível de potência aplicado sobre o evaporador. Isto é, impõe-se como condição essencial que o efeito de bombeamento capilar se sobreponha a todas as resistências impostas pelo circuito, de tal forma que

$$p_{cm} \geq \sum \Delta p_x \quad (\text{A1})$$

onde  $p_{cm}$  representa a pressão máxima de bombeamento capilar e  $\sum \Delta p_x$  o somatório de todas as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito.

A pressão de bombeamento capilar depende da tensão superficial do fluido de trabalho e está relacionada à formação de um ou mais meniscos ao longo da estrutura capilar. Na condição de equilíbrio, o menisco tende a tomar a forma correspondente à área mínima, no sentido de compensar forças de atração entre moléculas, que se alteram por conta da proximidade das paredes da própria estrutura capilar. De acordo com a Equação de Young-Laplace, quando um menisco é formado na interface líquido-vapor,

$$p_c = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{A2})$$

sendo

$$p_c = p_v - p_l \quad (\text{A3})$$

onde

- $p_c$  = Pressão de bombeamento capilar (Pa)
- $p_v$  = Pressão exercida pelo vapor sobre o menisco (Pa)
- $p_l$  = Pressão exercida pelo líquido sobre o menisco (Pa)
- $\sigma$  = Tensão superficial do fluido de trabalho (N/m)
- $R_1, R_2$  = Raios do menisco formado na estrutura capilar (m)

A diferença de pressão estabelecida junto ao menisco formado, na interface líquido-vapor, é chamada de pressão capilar. Os valores correspondentes a  $R_1$  e  $R_2$  representam os raios do menisco, na forma mostrada pela Figura A1.

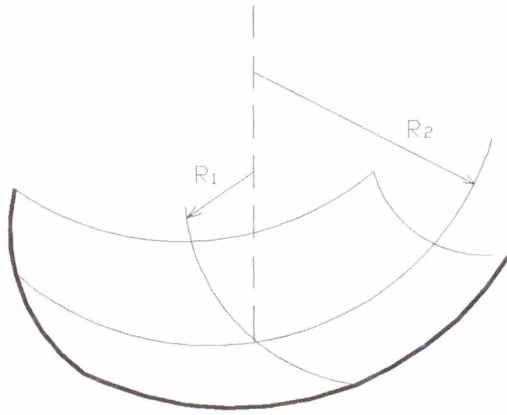


Fig. A1- Raios  $R_1$  e  $R_2$  do menisco formado na estrutura capilar.

Em termos gerais, costuma-se expressar a Equação A2 em função do raio efetivo de capilaridade, fazendo

$$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{2}{r_c} \quad (\text{A4})$$

ou

$$r_c = 2 \left[ \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1} \quad (\text{A5})$$

de modo que

$$p_{cm} = \frac{2 \sigma}{r_c} \quad (\text{A6})$$

onde  $r_c$  representa o raio efetivo de capilaridade do menisco (m). Na condição de potência máxima, o raio efetivo de capilaridade representa o limite em que o menisco assume a forma correspondente à área mínima, no sentido de compensar a influência exercida pelas paredes no equilíbrio de forças exercidas por conta da atração entre moléculas. Portanto, de acordo com a Equação A6, a capacidade de bombeamento depende da tensão superficial e do tamanho dos poros ou ranhuras da estrutura capilar. Em outras palavras, a potência máxima da bomba capilar depende de escolha adequada do fluido de trabalho e da estrutura capilar.

Com o aumento da perda de carga, o menisco retrocede até o limite correspondente à pressão de bombeamento capilar máxima, interrompendo-se o fluxo de líquido ao longo da estrutura porosa ou das ranhuras e, por isso, causando a secagem da bomba capilar (dry-out). A Figura A2 mostra o menisco formado em uma estrutura capilar constituída por pequenas esferas compactadas de raio  $r_{esf}$ , em condições de operação normal e em condições de carga térmica máxima. O limite ocorre quando o raio efetivo de capilaridade, nesse caso  $r_c = 0,41 \times r_{esf}$  (ver Tabela A1), atinge o valor mínimo. Em condições de operação normal, a migração de bolhas para o interior da estrutura capilar é impedida pelo efeito de tensão superficial.

Para estruturas capilares de geometria simples, os valores do raio efetivo de capilaridade podem ser geralmente calculados teoricamente. Para poros de geometria complexa, tais valores devem ser determinados experimentalmente. Algumas expressões para cálculo de  $r_c$  são apresentadas na Tabela A1 (Chi, 1976).



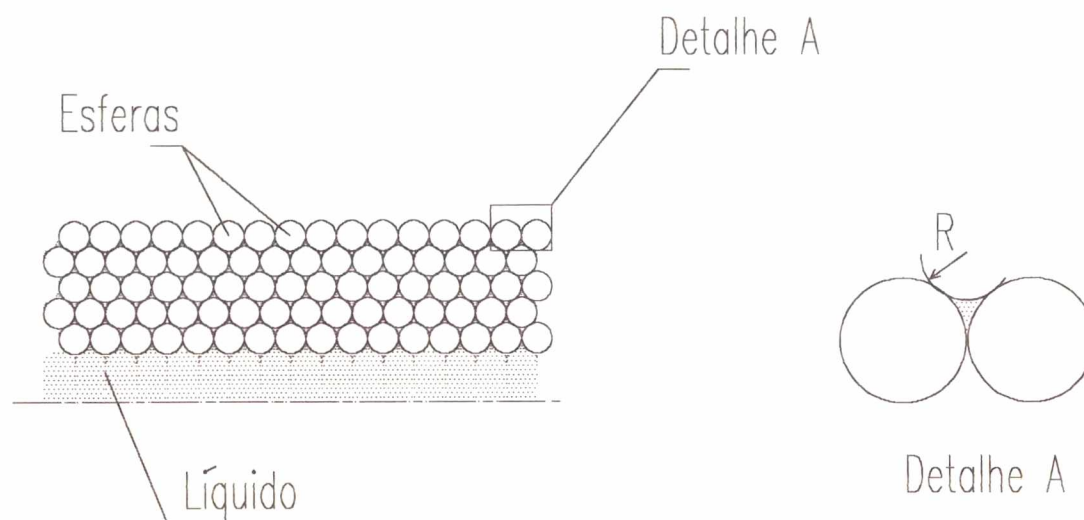


Fig. A2- Menisco formado na estrutura capilar formada por esferas compactadas, em condições de operação normal.

Tab. A1- Expressões para cálculo do raio efetivo de capilaridade para alguns tipos de estrutura capilar (Chi, 1976).

Cilindro circular	$r_c = r$	
Ranhura retangular	$r_c = b$	$b =$ largura da ranhura
Ranhura triangular	$r_c = b / \cos \beta$	$\beta =$ ângulo de abertura
Arames paralelos	$r_c = b$	$b =$ espaçamento
Telas de arame	$r_c = (b+d) / 2$	$d =$ diâmetro do arame
Esferas compactadas	$r_c = 0,41 \times r_{esf}$	$r_{esf} =$ raio da esfera

**BANCADA EXPERIMENTAL**

A Figura A3 é mostrada para identificar os componentes utilizados na bancada experimental, montada no laboratório do IKE-Institut für Kernenergetik und Energiesysteme da Universidade de Stuttgart. Na sua execução foram utilizados recursos da própria Universidade de Stuttgart, da empresa ERNO Raumfahrttechnik e do KFA-Forschungszentrum Jülich.

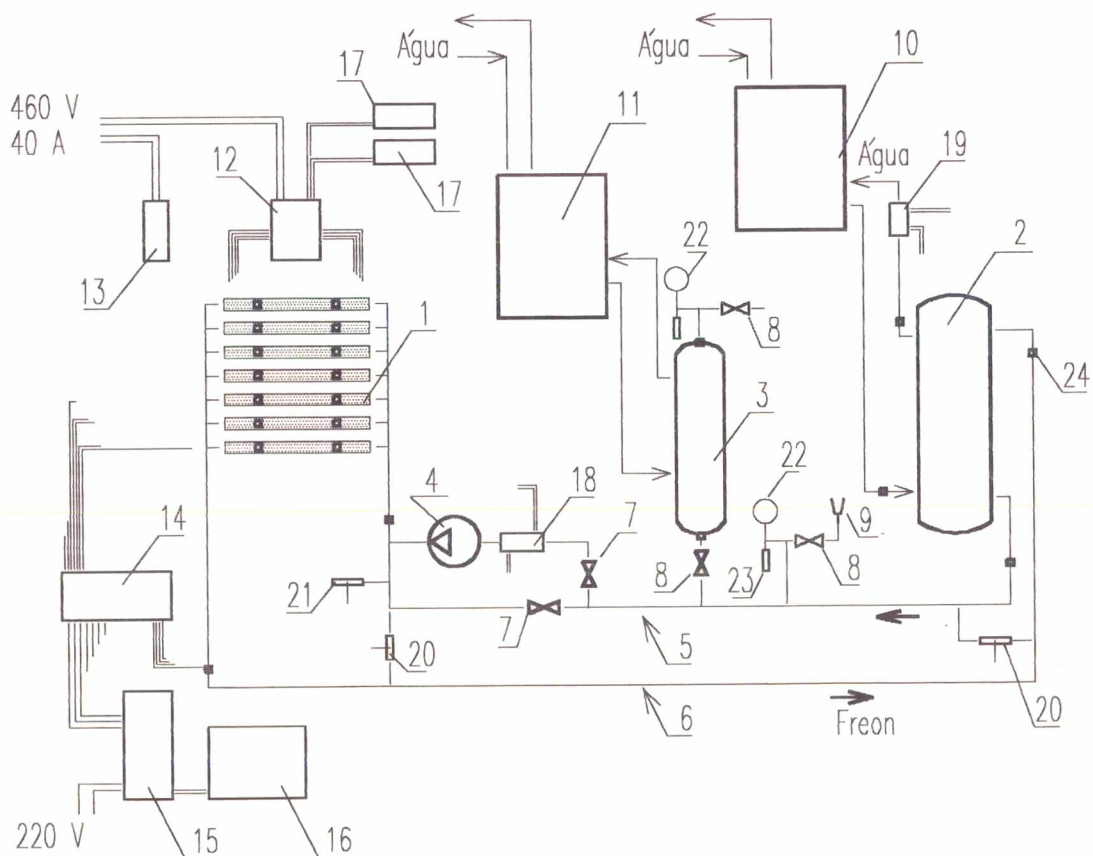


Fig. A3- Bancada experimental

Seguindo ordem numérica, de acordo com o esquema mostrada na Figura A3, os seguintes componentes fazem parte da bancada de testes:

- 1- **Evaporador** constituído por sete bombas capilares de ranhuras circunferenciais, montados em paralelo e aquecidos por resistências elétricas do tipo cartucho (30,25  $\Omega$ ; 220 V), embutidos em blocos de alumínio.  
Fabricante: MBB/ERNO  
Isolamento: Fibra cerâmica espessura 58 mm (Rath KM 1260)
- 2- **Condensador** vertical de posição ajustável, do tipo carcaça externa e serpentina helicoidal, banhada por água termicamente controlada pelo criostato 10.  
Fabricante: Behnke  
Modelo: SWK 30  
Isolamento: Manta SH/Armaflex NF M2, de espessura 19 mm (Armstrong)
- 3- **Reservatório** vertical, com capacidade para armazenar até 12 litros de fluido térmico, constituído por um tubo  $\phi$  160 mm e comprimento de 640 mm, envolvido por uma serpentina helicoidal de cobre, para circulação da água proveniente do criostato 11.  
Fabricante: IKE  
Isolamento: Manta SH/Armaflex NF M2, de espessura 19 mm (Armstrong)
- 4- **Bomba de engrenagem**, de velocidade regulável entre 0 e 3000 rpm, com capacidade de bombeamento entre 0 e 6 litros/min.  
Fabricante: Verder  
Modelo: 330.10/2034
- 5- **Tubulação de líquido** em aço inoxidável,  $\phi$  20 mm e espessura de parede 2 mm.  
Fabricante: Lutz + Gundlach  
Isolamento: Tubo SH/Armaflex NF M2, de espessura 19 mm (Armstrong)
- 6- **Tubulação de vapor** em aço inoxidável,  $\phi$  40 mm e espessura de parede 2 mm.  
Fabricante: Lutz + Gundlach  
Isolamento: Tubo SH/Armaflex NF M2, de espessura 19 mm (Armstrong)
- 7- **Válvula de esfera** em aço inoxidável,  $\phi$  20 mm.  
Fabricante: Nupro
- 8- **Válvula de agulha** em aço inoxidável,  $\phi$  8 mm.  
Fabricante: Hoke
- 9- **Funil** em aço inoxidável,  $\phi$  8 mm, para carregamento de Freon 11 no circuito.
- 10- **Criostato Água/Água**, com capacidade máxima de 5 kW, destinado à refrigeração da água proveniente do condensador.  
Fabricante: Lauda  
Modelo: RUK 40 SW



- 11- **Criostato Água/Água**, com capacidade máxima de 2 kW, destinado à refrigeração ou aquecimento da água proveniente do reservatório.  
Fabricante: Haake  
Modelo: N 2
- 12- **Quadro distribuidor**, adaptado com derivador de corrente Conrad ST-50 para medição de corrente e destinado à distribuição de potência às resistências elétricas embutidas em blocos de alumínio, para aquecimento das bombas capilares.  
Fabricante: IKE
- 13- **Chave reguladora**, conectada ao sistema DC de potência do laboratório do IKE e destinada ao controle de potência aplicada às bombas capilares (max. 40 A ou 460 V).
- 14- **Sistema de aquisição de dados**, com capacidade para 35 canais, acoplado a um computador PACOMP 386 e programado para armazenar 27 leituras de temperatura, uma leitura de pressão diferencial, uma leitura de pressão absoluta e uma leitura da vazão de água proveniente do criostato 10.  
Fabricante: I. Instrumentation  
Modelo: PCI-20009C
- 15- **Computador PC 386**, 66 MHz para operar junto ao sistema de aquisição de dados, acompanhar via monitor o comportamento térmico e hidrodinâmico do circuito e armazenar as informações relacionadas com temperaturas, pressões e vazão da água de refrigeração.  
Fabricante: PACOMP  
Modelo: PC 386
- 16- **Monitor colorido**, destinado ao acompanhamento das condições operacionais do circuito.  
Fabricante: PACOMP  
Modelo: CVP-5468 N°.308
- 17- **Multímetro** destinado à medição de corrente ou da voltagem aplicada às bombas capilares.  
Fabricante: Kontron Elektronik  
Modelo: DMM 3020 Digital  
Precisão:  $\pm 0,1$  %  $+0,1$  mV
- 18- **Medidor de vazão**, em aço inoxidável, destinado à medição de vazão do fluido térmico através da bomba mecânica, faixa de 0,1 a 10 litros/min, sob temperaturas de 0 a 60 °C e pressão máxima de 6 bar.  
Fabricante: Höntzsch  
Modelo: FA Di 9,7 GFE-mc20T/0...+60°C/p6  
Precisão:  $\pm 0,3$  %
- 19- **Medidor de vazão**, destinado à medição de vazão da água de refrigeração utilizada para remoção de calor do condensador, 3 a 25 litros/min, sob pressões de até 20 bar abs.  
Fabricante: Kobold  
Modelo: RCM-1118W  
Precisão:  $\pm 0,3$  %

- 20- **Sensor de pressão diferencial**, 0 a 100 mbar.  
Fabricante: Keller  
Modelo: PD-11-0.1  
Precisão:  $\pm 0,1$  %
- 21- **Sensor de pressão absoluta**, 0 a 20 bar abs  
Fabricante: Keller  
Modelo: PAA-11-20  
Precisão:  $\pm 0,1$  %
- 22- **Manômetro**, 0 a 6 bar, para controle visual da pressão efetiva no circuito.  
Resolução: 0,1 bar
- 23- **Válvula de segurança**, em aço inoxidável, para pressão regulável na faixa de 0 a 15 bar.  
Fabricante: Swagelok  
Modelo: 55 RL3 54
- 24- **Termopares Ni-CrNi (Tipo K)**.  
Fabricante: Hanau  
Modelo 33427818

As sete bombas capilares que constituem o evaporador são aquecidas por blocos de alumínio, equipados com resistências elétricas do tipo cartucho. São dois blocos para cada bomba capilar. Cada bloco de alumínio recebeu um cartucho com capacidade para 1600 W (30,25 ohms; 220 V).

Na Figura A4 é mostrada a posição em que o cartucho é fixado no bloco de alumínio. Os blocos foram montadas em paralelo, dois a dois, de modo que se respeitassem os limites correspondentes ao sistema de potência disponível para uso no laboratório e a própria tensão nominal da resistência elétrica.

Na execução dos testes, optou-se por variar a potência aplicada aos blocos de alumínio de forma escalonada, de acordo com a situação analisada, até que se atingisse a condição de limite capilar. No caso de testes individuais, para valores próximos da potência limite, optou-se por variar a potência aplicada a intervalos de 20 watts. E, no caso de testes envolvendo duas ou mais bombas capilares, optou-se por intervalos ainda maiores. De fato, intervalos menores, de 10 ou de 5 watts, também poderiam ter sido adotados. Entretanto, considerando o elevado número de testes, cada teste requerendo de 6 a 10 horas de acompanhamento, aliado ao pouco tempo disponível para realização dos trabalhos no IKE, optou-se por escalonar níveis de potência a intervalos mínimos de 20 watts. Nessas condições, considerando ainda erros de leitura e eventuais diferenças no ajuste da potência aplicada sobre o evaporador, admitem-se incertezas da ordem de 20 watts na determinação da potência limite das bombas capilares. Embora represente um valor relativamente alto, tal incerteza tem menor importância na análise das curvas de desempenho das bombas capilares. No Capítulo 6, as curvas de potência são mostradas como parte das curvas de desempenho das bombas capilares testadas.

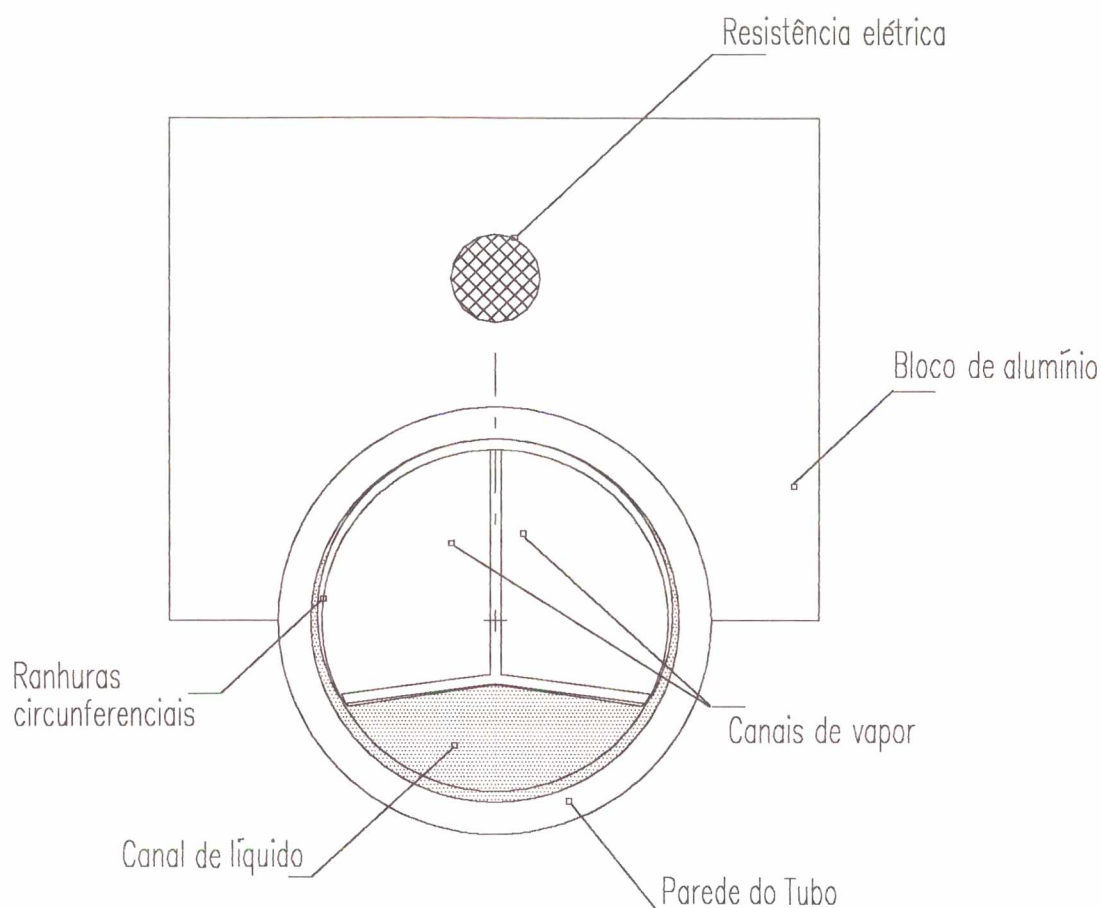


Fig. A4- Posição da resistência elétrica no bloco de alumínio.

Na Figura A5 é mostrada a configuração escolhida para distribuição das resistências elétricas na placa evaporadora, onde  $I_{\max}$  corresponde ao valor máximo admissível de corrente elétrica suportado pelo sistema, no caso igual a 40 A. Importa saber se a disposição escolhida para instalação das resistências elétricas é compatível com o sistema DC de potência disponível no laboratório do IKE. Na configuração proposta, tem-se

$$R_{eq} = \left[ \sum_{i=1}^7 \frac{1}{2 R_i} \right]^{-1} \quad (\text{A7})$$

onde  $R_{eq}$  representa a resistência equivalente. De acordo com ensaios de laboratório, o valor médio correspondente a todas resistências elétricas é igual a 30,25 ohms. Assume-se, portanto,  $R_i = 30,25$  ohms. Considerando o caso em que todas as resistências estejam ativadas, tem-se

$$R_{eq} = 8,64 \, \Omega$$



Nessas condições, sabendo-se que

$$Q_{\max} = R_{eq} I_{\max}^2 \quad (\text{A8})$$

tem-se

$$Q_{\max} = 13838 \text{ W}$$

onde  $Q_{\max}$  representa a potência máxima disponível para condução dos testes em condições de carga máxima. Do Capítulo 4, considerando Freon 11 como fluido de trabalho, o valor estimado de potência máxima para uma bomba capilar foi calculado em 254 watts. Portanto, para todas as sete bombas capilares, a potência máxima estimada corresponde a 1778 watts, valor este bem inferior à potência disponível para testes em laboratório.

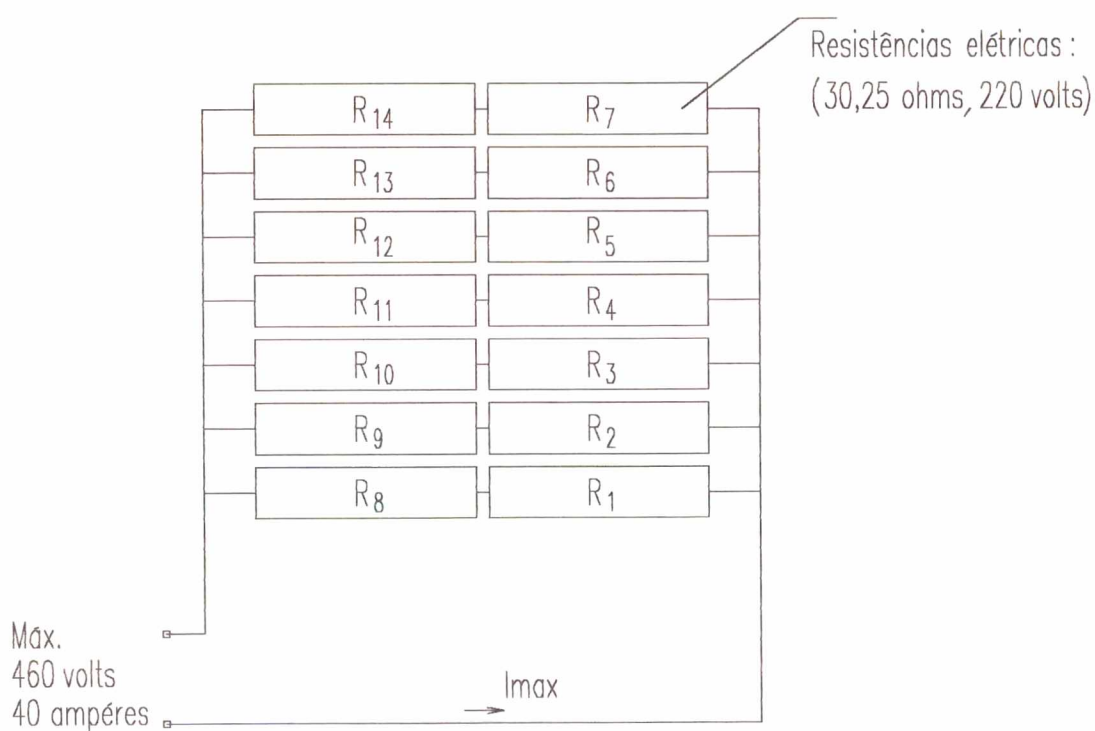


Fig. A5- Disposição das resistências elétricas no evaporador.

Considerando ainda, a equação para cálculo da tensão no sistema

$$V = R_{eq} I_{\max} \quad (\text{A9})$$

tem-se

$$V = 345,6 \text{ V}$$

Da mesma forma, considerando-se a tensão individual aplicada a cada resistência, tem-se

$$V_i = 172,8 \text{ V}$$

valor este, inferior à tensão nominal da resistência elétrica. Portanto, todos os limites são obedecidos, comprovando-se compatibilidade entre o sistema de potência disponível em laboratório e configuração proposta para distribuição das resistências elétricas sobre a placa evaporadora. Mesma análise vale para o caso de se adotar amônia como fluido de trabalho.

Para medição das temperaturas, 27 termopares do tipo K (Ni-CrNi) foram instalados em diferentes locais da bancada de testes. Um total de 17 termopares foi instalado no evaporador. Na Figura A6 é mostrada a localização dos termopares na interface entre bomba capilar e respectivos blocos aquecedores. Pasta térmica é utilizada de modo a minimizar resistências de contato e garantir melhor qualidade na medição das temperaturas.

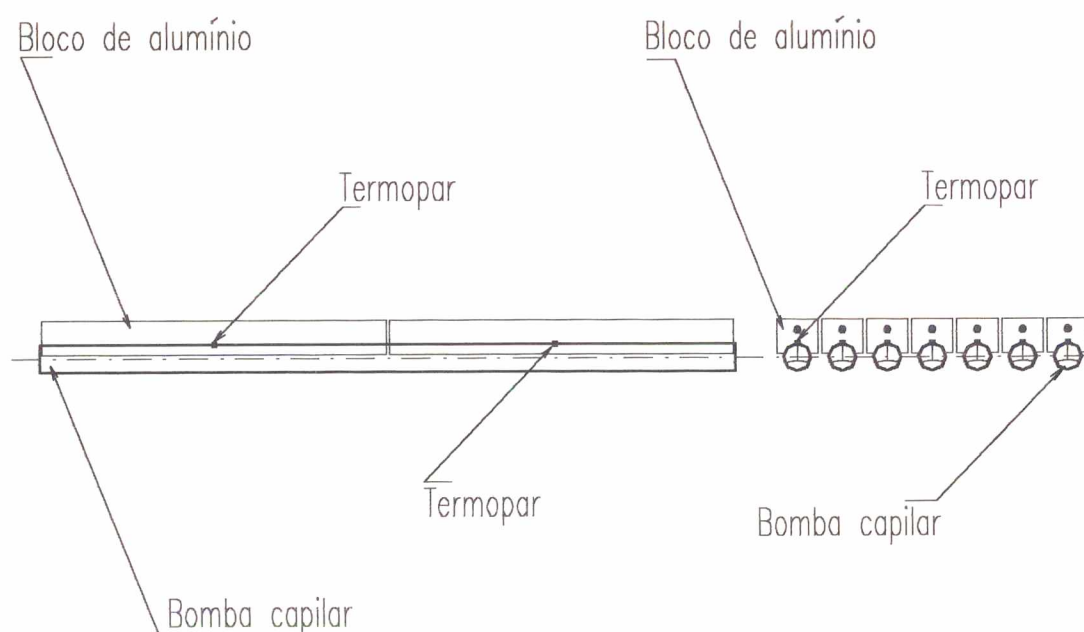


Fig. A6- Localização dos termopares entre bomba capilar e blocos aquecedores.

Os termopares foram todos calibrados já acoplados ao sistema de aquisição de sinais e tomando-se como base de referência um termômetro padrão de bulbo de mercúrio, faixa de 20 a 30 °C e resolução 0,01 °C. Para cada termopar em particular, erros médios foram calculados para intervalo de confiança correspondente a 95 %. Os resultados são apresentados na Tabela A2, onde  $\Delta T_i$  representa o erro médio,  $t_s$  representa o coeficiente relativo à distribuição de Student e  $s_i$  o desvio padrão correspondente ao termopar  $i$ . Tais resultados são incorporados ao programa computacional na forma da equação

$$T_i = T_i + \Delta T_i \quad (\text{A10})$$

onde  $T_i$  representa a temperatura medida com o termopar  $i$ .

Tab. A2- Erros médios esperados para os termopares instalados na bancada de testes.

Termopar ( i )	$\Delta T_i$ ( °C )	$t_{s,s_i}$ (°C )	Termopar ( i )	$\Delta T_i$ ( °C )	$t_{s,s_i}$ (°C )
1	0,14	±0,12	15	0,04	±0,18
2	0,13	±0,09	16	0,17	±0,12
3	0,19	±0,12	17	0,07	±0,18
4	0,11	±0,09	18	-0,05	±0,27
5	0,10	±0,06	19	0,04	±0,15
6	-0,04	±0,09	20	0,08	±0,18
7	-0,13	±0,09	21	-0,18	±0,24
8	0,14	±0,15	22	0,0	±0,09
9	0,22	±0,18	23	0,24	±0,09
10	0,08	±0,18	24		
11	0,10	±0,18	25		
12	-0,17	±0,21	26	0,21	±0,09
13	-0,09	±0,18	27	0,19	±0,09
14	-0,13	±0,18			

Fibra cerâmica de espessura igual a 58 mm foi utilizado como isolante térmico entre placa evaporadora e meio ambiente. Mesmo material foi utilizado como isolante térmico entre blocos aquecedores, de modo a minimizar fluxo de calor por condução entre bombas capilares. Cálculos aproximados, envolvendo apenas mecanismos de condução no meio isolante e de convecção do ar entre a superfície do isolante e meio ambiente, demonstraram perdas de calor inferiores a 0,6 % da potência aplicada no evaporador. As demais perdas de calor, localizadas nas linhas de transporte de líquido, de transporte de vapor e no próprio condensador, são insignificantes.

O condensador utilizado no circuito é mostrado na Figura A7. A opção por um condensador vertical móvel permite controlar as condições hidrodinâmicas do circuito, de modo que se possa simular circuitos de características diversas, sem a necessidade de se alterar o diâmetro ou o comprimento das tubulações de líquido e de vapor. Como se sabe, uma das vantagens importantes das bombas capilares, frente aos tubos de calor, é sua capacidade de transportar considerável quantidade de calor por longas distâncias. Com tal recurso, pode-se impor diferentes condições de carga às bombas capilares. No caso, para permitir movimento vertical, o condensador foi ligado ao circuito através de tubos flexíveis de aço inoxidável. Dois tubos flexíveis, um para transporte do vapor e outro para transporte do líquido, foram



utilizados. Água de refrigeração é utilizada para remoção de calor do condensador. Nesse caso, para controle da temperatura da água de refrigeração, são utilizadas duas mangueiras para ligação do condensador ao criostato. As mangueiras são conectadas por trás do condensador, de modo que se tenha água de refrigeração em contra-corrente com o fluido de trabalho utilizado no circuito. Um criostato de 5 kW é integrado ao circuito, de modo a manter constante a temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador.

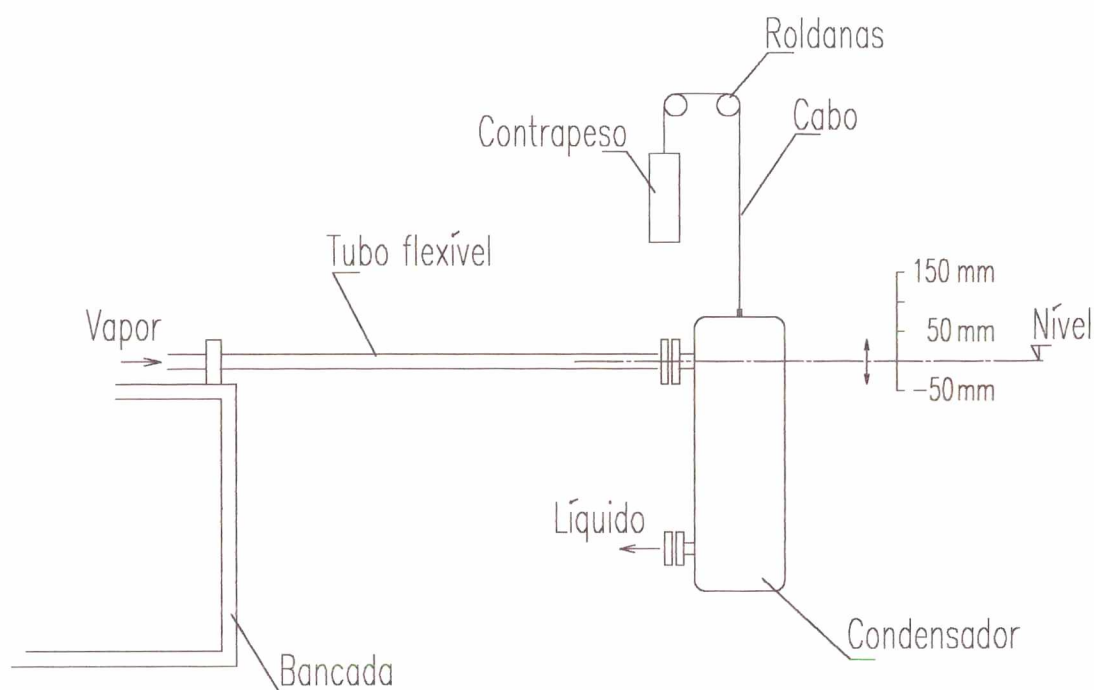


Fig. A7- Esquema mostrando a instalação do condensador no circuito.

No esquema da Figura A3, aparece instalado um medidor de vazão entre o condensador e o criostato. O medidor é também conectado ao sistema de aquisição de sinais e computador. A instalação de tal medidor teve o propósito de medir a vazão de água de refrigeração que circula entre condensador e criostato, de modo a se calcular a quantidade de calor removida no processo de condensação e de sub-resfriamento do Freon 11. Os trabalhos relativos à calibração foram executados com o medidor de vazão instalado e já conectado ao sistema de aquisição de sinais.

O segundo medidor de vazão, igualmente mostrado no esquema da Figura A3, foi instalado para se obter informações relativas à vazão de líquido na entrada do evaporador, no modo assistido por bomba mecânica. Infelizmente, ele não pode ser utilizado nos testes, porque não estava disponível na primeira etapa dos trabalhos. Devido a sua elevada perda de carga, não foi possível instalar o medidor de vazão em posição que permitisse utilizá-lo também no modo capilar.

Freon 11 foi utilizado como fluido de trabalho. A quantidade mínima de fluido de trabalho, requerida para encher o circuito é de aproximadamente 12 litros, valor este correspondente aos volumes somados do evaporador, condensador, linha de líquido e linha de vapor. Volume menor pode prejudicar o processo de partida do circuito ou conduzir as bombas capilares antecipadamente à condição de colapso. Para carregamento do circuito com Freon 11, uma série de cuidados foram tomados. Inicialmente, com o auxílio de uma bomba de vácuo e com todas as válvulas fechadas, ar e gases não condensáveis foram removidos do interior do reservatório. A bomba de vácuo foi mantida em operação por aproximadamente dois dias, até que se confirmasse vácuo absoluto no interior do reservatório. Mesmo procedimento foi tomado com relação ao restante do circuito. Posteriormente, com o criostato ligado e ainda com a válvula que dá acesso ao reservatório fechada, líquido sub-resfriado foi introduzido pelo funil (ver Figura A3), na quantidade mínima requerida para encher o circuito. A opção por manter o criostato ligado teve por objetivo manter a temperatura no condensador abaixo da temperatura de saturação do Freon 11. Aproximadamente, 12 litros de líquido foram introduzidos no interior do circuito. Na sequência, agora com a válvula que dá acesso ao reservatório também aberta, uma quantidade correspondente a 20 % do valor mínimo requerido foi adicionalmente introduzida no circuito. Na primeira etapa dos trabalhos, um total de 14,5 litros de líquido foi introduzido no circuito, para testes no modo assistido por bomba mecânica. Na segunda etapa dos trabalhos, um total de 14,4 litros de líquido foi utilizado para testes no modo capilar.

### MICROGRAFIA DA ESTRUTURA CAPILAR

Para caracterização geométrica da estrutura capilar, cinco bombas capilares foram cortadas e analisadas em laboratório. Amostras relativas às cinco bombas capilares foram preparadas e fotografadas em laboratório para análise micrográfica das ranhuras circunferenciais. Com base nas fotografias foi possível determinar o espaçamento entre ranhuras **a**, a largura entre paredes no topo da ranhura **b**, a profundidade **t** e o ângulo de abertura  $2\beta$ . Procurando garantir confiabilidade nos valores medidos, optou-se por analisar a geometria das ranhuras em pontos diferentes de cada bomba capilar, de acordo com o seguinte procedimento de trabalho:

- (a) Corte das bombas capilares.
- (b) Separação das amostras e embutimento em resina.
- (c) Polimento em solução de alumina ( $1\mu\text{m} / 0,3\mu\text{m}$ ).
- (d) Microscopia ótica e fotografias.
- (e) Medição dos parâmetros geométricos **a**, **b**, **t** e  $\beta$ .
- (f) Tratamento estatístico dos dados.
- (g) Determinação do raio efetivo de capilaridade  $r_c$ .

As amostras foram retiradas dos pontos onde estavam localizados os termopares para medição das temperaturas, na interface entre blocos aquecedores e bomba capilar. Resina de poliéster isofitálica foi utilizada na preparação das amostras para evitar eventual deformação das ranhuras durante o trabalho de corte e para facilitar o trabalho de lixamento e polimento das amostras (Figura A8). Após o trabalho de polimento, as amostras foram levadas para análise micrográfica ao microscópio eletrônico de varredura, modelo Philips XL30, do Laboratório de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Ensaios complementares foram também executados com o microscópio ótico Carl Zeiss-Jena Neophot 30. Nas Figuras A9 e A10 são mostradas algumas fotografias obtidas nos ensaios. Valores correspondentes ao espaçamento entre ranhuras **a** são medidos com base nessas fotografias e apresentados na Tabela A3. Da mesma forma, valores correspondentes à largura entre paredes **b**, profundidade **t** e ângulo de abertura da ranhura  $2\beta$  são medidos e apresentados na Tabela A4. Cada linha representa valores medidos correspondentes a uma ranhura da estrutura capilar. No primeiro quadro da Tabela A4 estão relacionados valores correspondentes a 19 ranhuras de 7 fotografias tiradas da bomba capilar nº 1. No segundo quadro estão relacionados valores correspondentes a 23 ranhuras de 7 fotografias tiradas da bomba capilar nº 4. E assim por diante.



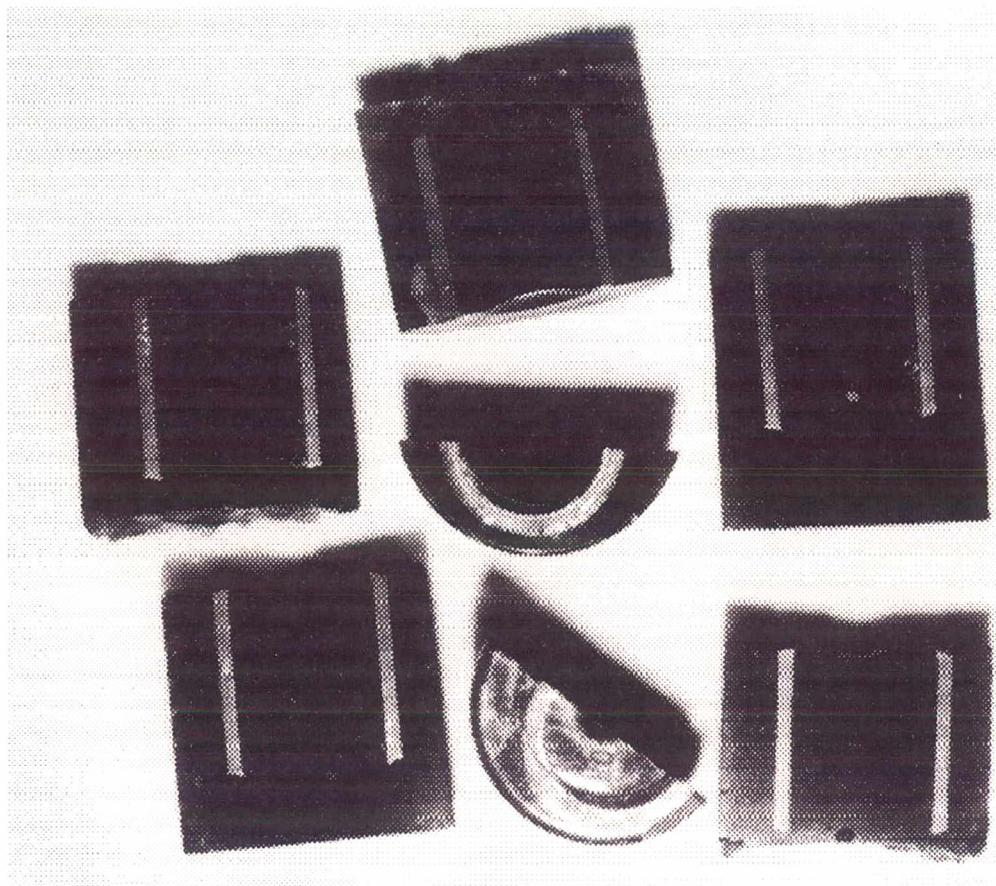


Fig. A8- Amostras preparadas com resina poliéster, para caracterização da estrutura capilar (LABMAT/EMC/UFSC).

Tab. A3- Espaçamento entre ranhuras  $a$ , correspondentes às bombas capilares n.ºs. 1, 2, 4, 6 e 7 (Valores medidos em  $\mu\text{m}$ ).

i	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 4	Bomba 6	Bomba 7
1	217	209	207	222	220
2	217	218	212	212	218
3	183	220	219	201	217
4	191		218	214	209
5	183		211	217	
6	215		220	206	
7	209		211		

Tab. A4- Valores medidos de  $b$ ,  $t$  e  $2\beta$ , correspondentes às bombas capilares n.ºs. 1, 4, 6 e 7.

**Bomba capilar n.º1**

i	b ( $\mu\text{m}$ )	t ( $\mu\text{m}$ )	$2\beta$ (graus)
1	35	298	3,0
2	36	310	1,5
3	36	320	1,4
4	33	350	1,5
5	23	330	1,9
6	24	335	1,4
7	37	335	1,2
8	33	348	1,8
9	33	322	6,4
10	33	329	1,6
11	29	304	1,4
12	25	330	1,5
13	37	282	4,8
14	37	304	1,4
15	34	297	2,8
16	23	284	1,1
17	51	327	1,7
18	38	353	0,7
19	36	316	2,7

**Bomba capilar n.º4**

i	b ( $\mu\text{m}$ )	t ( $\mu\text{m}$ )	$2\beta$ (graus)
1	29	342	0,3
2	29	333	0,7
3	31	355	0,8
4	28	359	0,7
5	34	353	1,4
6	39	312	1,7
7	29	306	0,0
8	26	310	0,8
9	28	327	1,3
10	51	326	2,7
11	37	327	1,0
12	30	347	0,3
13	39	334	2,1
14	41	337	1,1
15	37	297	1,4
16	34	345	0,7
17	34	331	1,2
18	31	338	2,1
19	35	298	3,0
20	36	310	1,5
21	36	320	1,4
22	33	350	1,5
23	38	339	2,5

**Bomba capilar n.º6**

i	b ( $\mu\text{m}$ )	t ( $\mu\text{m}$ )	$2\beta$ (graus)
1	28	282	0,5
2	33	300	1,4
3	31	303	1,7
4	32	298	1,1
5	32	256	3,4
6	28	238	2,7
7	28	255	1,1
8	24	236	0,5
9	32	288	1,6
10	34	300	1,1
11	31	297	0,5
12	33	297	1,2
13	34	257	0,8
14	36	248	1,5
15	36	256	1,2
16	27	281	0,7
17	21	311	0,4
18	28	311	0,5

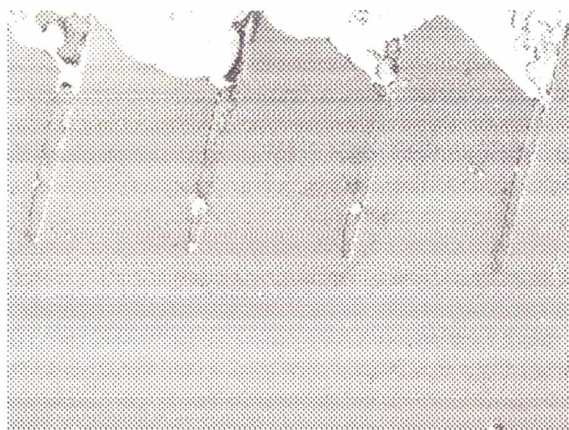
**Bomba capilar n.º7**

i	b ( $\mu\text{m}$ )	t ( $\mu\text{m}$ )	$2\beta$ (graus)
1	31	274	0,7
2	37	265	1,8
3	44	265	5,8
4	37	271	1,9
5	34	263	1,1
6	34	269	0,5
7	30	237	1,4
8	28	251	0,5
9	45	232	4,8
10	31	232	1,1
11	29	242	1,3

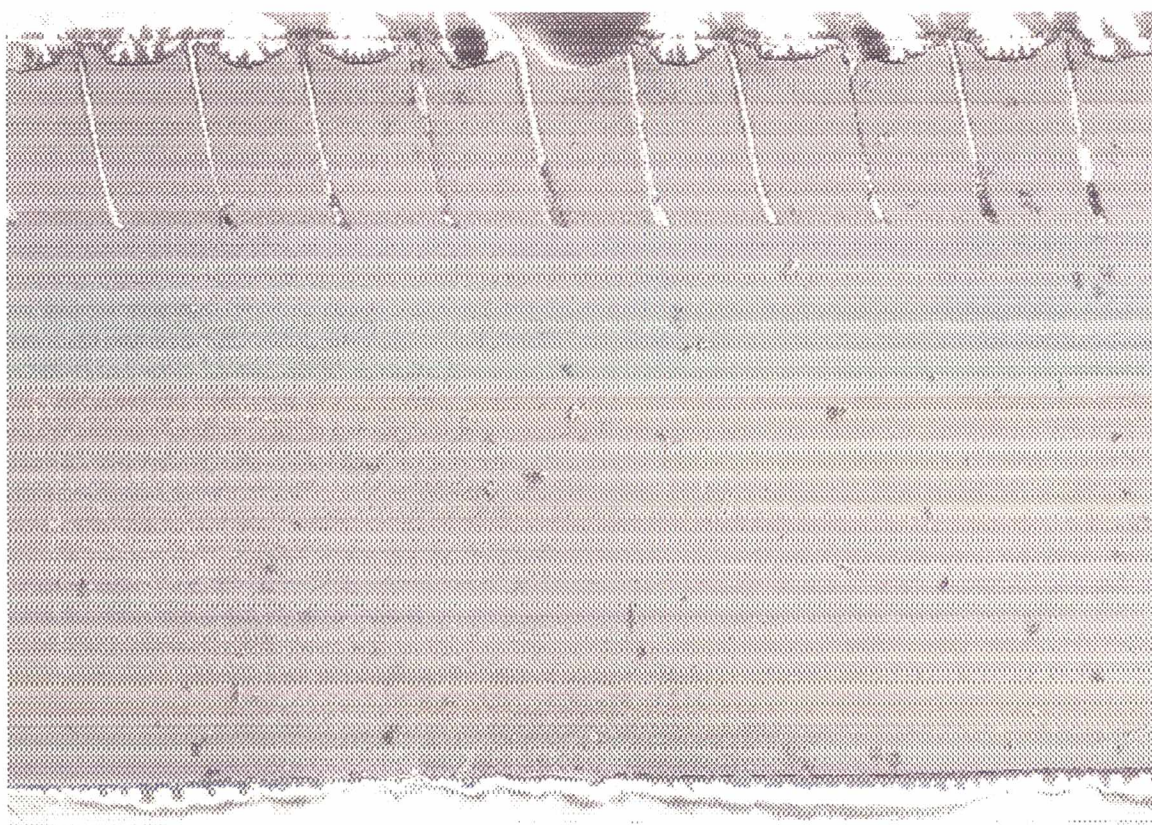




Bomba capilar N°.1



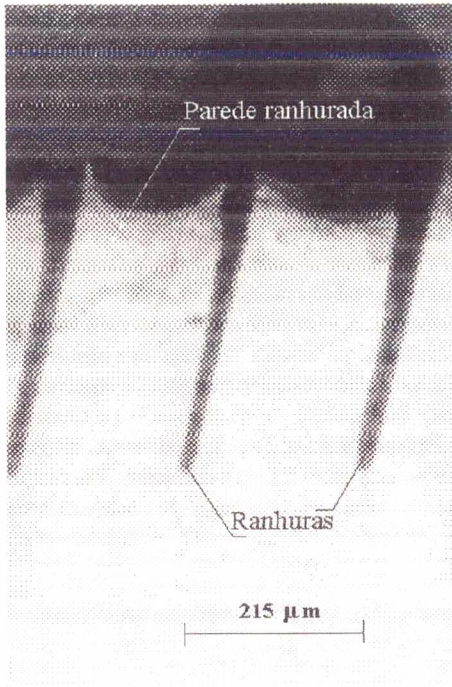
Bomba capilar N°.6



Bomba capilar N°.4

Fig. A9- Microfotografias obtidas através do microscópio eletrônico de varredura, modelo Philips XL30 (LABMAT/EMC/UFSC).





Bomba capilar N°1



Bomba capilar N°4



Bomba capilar N°6



Bomba capilar N°7

Fig. A10- Microfotografias obtidas através do microscópio ótico Carl Zeis-Jena Neophot 30 (LABMAT/EMC/UFSC).

Analisando as fotografias tiradas das amostras, percebe-se nítida irregularidade na estrutura capilar, comprometendo uma identificação mais confiável das ranhuras circunferenciais, que pudesse ser efetivamente utilizada para validação do método de cálculo apresentado no Capítulo 4. Ainda assim, na expectativa de se obter bons resultados, cálculos estatísticos são conduzidos individualmente para cada bomba capilar e, conjuntamente, considerando-se todas as amostras como representantes de um grupo só, para todas as sete bombas capilares. Em particular, para determinação do raio efetivo de capilaridade, interessa conhecer os valores médios e respectivos índices de precisão da largura entre paredes no topo da ranhura  $\mathbf{b}$ , profundidade  $\mathbf{t}$  e ângulo de abertura  $2\beta$ . Nesse caso, para número finito de amostras, tem-se

$$\mathbf{b}_m = \frac{1}{N} \sum \mathbf{b}_i \quad (\text{A11})$$

$$\mathbf{t}_m = \frac{1}{N} \sum \mathbf{t}_i \quad (\text{A12})$$

$$\beta_m = \frac{1}{N} \sum \beta_i \quad (\text{A13})$$

onde  $\mathbf{b}_m$ ,  $\mathbf{t}_m$  e  $\beta_m$  representam valores médios e  $\mathbf{b}_i$ ,  $\mathbf{t}_i$  e  $\beta_i$  representam os valores medidos e apresentados na Tabela A4. Nesse caso,  $N$  corresponde ao número de ranhuras medidas. Para cada valor médio, o índice de precisão, ou desvio padrão como também é chamado, é definido por

$$s_b = \left[ \frac{1}{N-1} \sum (\mathbf{b}_i - \mathbf{b}_m)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A14})$$

$$s_t = \left[ \frac{1}{N-1} \sum (\mathbf{t}_i - \mathbf{t}_m)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A15})$$

$$s_\beta = \left[ \frac{1}{N-1} \sum (\beta_i - \beta_m)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A16})$$

onde  $s_b$ ,  $s_t$  e  $s_\beta$  representam o desvio padrão para os valores médios de  $\mathbf{b}$ ,  $\mathbf{t}$  e  $\beta$ , respectivamente. Finalmente, considerando-se a distribuição de Student,  $\mathbf{t}_s$ , tem-se

$$\Delta b = t_s s_b \quad (\text{A17})$$

$$\Delta t = t_s s_t \quad (\text{A18})$$

$$\Delta \beta = t_s s_\beta \quad (\text{A19})$$

sendo  $\Delta b$ ,  $\Delta t$  e  $\Delta \beta$  os intervalos de confiança correspondentes aos valores médios de  $b$ ,  $t$  e  $\beta$ , respectivamente.

Para cada caso em particular, valores médios foram calculados para intervalos de confiança correspondente a 95% e considerando-se a eliminação de erros grosseiros de acordo com técnica modificada de Thompson (ASME, 1985). Análise complementar nesse sentido tem também sido conduzida aplicando-se o critério de Chauvenet, para a eliminação de pontos significativamente fora do intervalo de confiança considerado (Coleman and Steele, 1989).

A técnica modificada de Thompson consiste em avaliar a diferença absoluta obtida entre valor medido e valor médio. Isto é, para um universo de medidas de  $N$  pontos, são rejeitados todos os pontos medidos que não atenderem à condição

$$|b_i - b_m| \leq \tau s_b \quad (\text{A20})$$

$$|t_i - t_m| \leq \tau s_t \quad (\text{A21})$$

$$|\beta_i - \beta_m| \leq \tau s_\beta \quad (\text{A22})$$

onde  $\tau$  representa o coeficiente de Thompson, valor tabelado que varia de acordo com o número de pontos medidos  $N$ . A título de ilustração, em particular para a bomba capilar n° 1, o procedimento de cálculo para determinação de  $b_m$ ,  $t_m$  e  $\beta_m$  é apresentado na Tabela A5. A cada ponto rejeitado, novo valor médio e novo desvio padrão são calculados para o universo reduzido de medidas. O processo prossegue até que nenhum ponto mais seja rejeitado. Mesmo procedimento é adotado para todas as demais bombas capilares. Resultados relativos às bombas capilares n°s. 1, 2, 4, 6 e 7, levadas a laboratório para análise micrográfica, são mostrados na Tabela A6. Os valores mostrados na quinta coluna se referem ao raio efetivo de capilaridade, estimados para cada bomba em particular, de acordo com metodologia de cálculo apresentada no Capítulo 3. Mediante análise das tabelas, fica evidente uma acentuada dispersão nos resultados obtidos nos ensaios micrográficos. Naturalmente, tal dispersão se reflete na pressão de bombeamento e na capacidade máxima de transporte de calor da bomba capilar. Isso é também analisado no contexto do presente trabalho. Dentre os três parâmetros medidos, a profundidade  $t$  se revelou mais uniforme, ao apresentar menor desvio padrão e poucos pontos rejeitados. Ao contrário, o ângulo de abertura  $\beta$  se revelou bastante irregular ao longo de uma mesma bomba capilar, apresentando maior desvio padrão e maior número de pontos rejeitados. Importa ressaltar que os resultados apresentados na Tabela A6 podem



não representar exatamente as características individuais da cada bomba, uma vez que foram separadas amostras apenas junto aos pontos de localização dos termopares. Análise complementar tem demonstrado características diferentes em pontos diferentes de uma mesma bomba capilar. De qualquer modo, não há a preocupação fundamental em avaliar o potencial individual de cada bomba capilar. Existe sim a preocupação inicial de avaliar o desempenho de bombas capilares de ranhuras circunferenciais e compará-las com outras bombas capilares existentes ou em desenvolvimento a nível geral. Nesse sentido, optou-se por considerar o conjunto de leituras mostrado na Tabela A6, como base de cálculo, de modo a se obter valores representativos para todas as sete bombas capilares da bancada de testes. Na média geral, para o conjunto de todas as bombas capilares, considerando-se 71 pontos medidos, os seguintes resultados foram encontrados:

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= 214,7 \pm 9,7 \mu\text{m} \\ \mathbf{b} &= 33,0 \pm 6,7 \mu\text{m} \\ \mathbf{t} &= 319,7 \pm 59,2 \mu\text{m} \\ \beta &= 0,57 \pm 0,44 \text{ graus} \end{aligned}$$

Tab. A5- Cálculo estatístico dos valores médios de **b**, **t** e  $\beta$  e respectivo índice de precisão para a bomba capilar nº 1.

N	$t_s$	$\tau$	$b_m$	$s_b$	$\tau \cdot s_b$	$b_{\min}$	$b_{\max}$	Obs.
19	2,093	1,881	33,3	6,6	12,4	20,9	45,8	$b_{17} > b_{\max}$
18	2,101	1,876	32,3	5,2	9,7	22,6	42,1	

N	$t_s$	$\tau$	$t_m$	$s_t$	$\tau \cdot s_t$	$t_{\min}$	$t_{\max}$	Obs.
19	2,093	1,881	319,7	21,0	39,5	280,2	359,2	

N	$t_s$	$\tau$	$2 \cdot \beta_m$	$s_\beta$	$\tau \cdot s_\beta$	$2 \cdot \beta_{\min}$	$2 \cdot \beta_{\max}$	Obs.
19	2,093	1,881	2,10	1,39	2,62	-0,5	4,7	$\beta_9 > \beta_{\max}$
18	2,101	1,876	1,86	0,95	1,77	0,1	3,6	$\beta_{13} > \beta_{\max}$
17	2,110	1,871	1,68	0,61	1,15	0,5	2,8	$\beta_1 > \beta_{\max}$
16	2,120	1,865	1,60	0,53	0,99	0,6	2,6	$\beta_{15} > \beta_{\max}$
15	2,131	1,858	1,52	0,44	0,81	0,7	2,3	$\beta_{19} > \beta_{\max}$
14	2,145	1,849	1,44	0,30	0,56	0,9	2,0	$\beta_{18} < \beta_{\min}$
13	2,160	1,840	1,49	0,22	0,41	1,1	1,9	

(a)  $t_s$  obtido da Tabela 2.5, pag.13, ASME, 1985.

(b)  $\tau$  obtido da Tabela 3.1, pag.25, ASME, 1985.

Tab. A6- Valores medidos de **b**, **t** e  $\beta$ , correspondentes às bombas capilares n.ºs. 1, 2, 4, 6 e 7 da placa evaporadora.

Bomba capilar	b ( $\mu\text{m}$ )	t ( $\mu\text{m}$ )	$\beta$ (graus)	$r_c$ ( $\mu\text{m}$ )
1	32,3 $\pm$ 10,9	319,7 $\pm$ 43,9	0,75 $\pm$ 0,24	24,2 $\pm$ 8,3
2	35,8 $\pm$ 16,8	288,2 $\pm$ 45,9	0,64 $\pm$ 0,59	29,7 $\pm$ 17,9
4	33,4 $\pm$ 8,8	330,3 $\pm$ 37,4	0,58 $\pm$ 0,54	26,9 $\pm$ 10,8
6	31,4 $\pm$ 6,1	278,6 $\pm$ 54,0	0,50 $\pm$ 0,47	26,8 $\pm$ 7,6
7	34,5 $\pm$ 12,6	254,6 $\pm$ 35,8	0,57 $\pm$ 0,57	29,7 $\pm$ 13,6

## CRITÉRIO DE ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO

No projeto de circuitos de bombas capilares deve-se avaliar vantagens e desvantagens na aplicação dos diversos tipos de fluidos de trabalho disponíveis a nível industrial. Como ocorre com tubos de calor, as bombas capilares têm seu desenvolvimento associado ao tipo de fluido de trabalho, para operar sob diferentes faixas de temperatura. Metano, nitrogênio e hidrogênio são exemplos de fluidos normalmente selecionados para tubos de calor projetados para operar sob temperaturas criogênicas, abaixo de 122 K. Freon, amônia, metanol e água são fluidos selecionados para operar sob temperaturas moderadas, na faixa de 122 a 628 K. Mercúrio, potássio e sódio são exemplos de metais normalmente selecionados para operar sob temperaturas mais elevadas. Funcionabilidade, limites operacionais, compatibilidade entre materiais, segurança pessoal são todos requisitos fundamentais a serem considerados. Dentre as propriedades físicas mais importantes, importa ressaltar as vantagens relacionadas com o coeficiente de tensão superficial, calor latente de vaporização e coeficiente de condutividade térmica do líquido. Maior tensão superficial corresponde a uma maior capacidade de bombeamento capilar, maior calor latente está associado a transporte de calor com maior eficiência e alto coeficiente de condutividade térmica corresponde a uma menor diferença de temperaturas entre fluido de trabalho e parede do evaporador.

Como já foi mencionado anteriormente, bombas capilares atuam como trocadores de calor evaporativos em circuitos de transferência de calor de dupla fase. Assim sendo, pode-se afirmar que o coeficiente interno de transferência de calor por convecção representa importante característica no projeto de bombas capilares. O calor total aplicado sobre uma única bomba capilar,  $Q$ , pode ser calculado por

$$Q = h_{ev} A_{ev} (T_p - T_v) \quad (\text{A23})$$

onde  $h_{ev}$  representa o coeficiente interno de transferência de calor,  $A_{ev}$  a área interna de troca de calor,  $T_p$  a temperatura de parede e  $T_v$  a temperatura do fluido de trabalho. Quanto maior for o valor de  $h_{ev}$ , menor poderá ser o tamanho da bomba capilar, ou menor poderá ser a diferença de temperaturas entre fluido de trabalho e parede do evaporador. O valor de  $h_{ev}$  vai depender das propriedades físicas e termodinâmicas do fluido de trabalho e da geometria da própria estrutura capilar. No caso específico de bombas capilares de estruturas porosas, amônia tem demonstrado taxas de transferências de calor entre 30 e 40 kW/m<sup>2</sup>.K, enquanto Freon 11 tem demonstrado valores bem inferiores, na ordem de 5 a 7 kW/m<sup>2</sup>.K (Maidanik et al, 1992).



Em termos práticos, para garantir funcionabilidade em circuitos de bombas capilares, deve-se ter também em conta a possibilidade de colapso da bomba capilar sob potências maiores, seja por problemas associados ao limite capilar, ou mesmo, seja por problemas associados a outras limitações de ordem operacional, tais como limite sônico, limite por arraste, limite por ebulição nucleada, etc. No caso específico de bombas capilares projetadas para operar sob condições de temperaturas moderadas, na faixa de 122 a 628 K, prevalece o efeito de limite capilar. E nesse caso, para os diversos tipos de fluidos de trabalho, interessa comparar a real influência, que também a viscosidade exerce sobre a capacidade térmica da bomba capilar.

De acordo com o conceito de limite capilar, a capacidade térmica máxima é alcançada quando

$$p_{cm} - \sum \Delta p = 0 \quad (\text{A24})$$

onde  $p_{cm}$  representa a pressão máxima de bombeamento capilar e  $\sum \Delta p$  representa a soma de todas as perdas de carga ao longo do circuito. A título de avaliação e de comparação entre fluidos de trabalho, é suficiente considerar apenas a parcela referente às forças viscosas que atuam sobre o filete de líquido, que se desloca ao longo de uma ranhura de secção circular qualquer. Para a condição de limite capilar, de acordo com a formulação matemática apresentada no Capítulo 4, tem-se

$$p_{cm} - 4 f \frac{1}{d_h} \int_{\psi_0}^{\frac{\pi}{2}} \frac{\rho v^2}{2} r d\psi = 0 \quad (\text{A25})$$

Substituindo  $p_{cm}$  e considerando o caso clássico de escoamento laminar em canais de secção circular,  $f \cdot Re = 16$ , tem-se

$$\frac{\sigma}{r_c} Re - 16 \frac{1}{d_h} \int_{\psi_0}^{\frac{\pi}{2}} \rho v^2 r d\psi = 0 \quad (\text{A26})$$

onde

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (\text{A27})$$

Finalmente, considerando a velocidade  $v$ ,

$$v = \frac{1}{\rho A} r \frac{q}{\Delta h} \left( \frac{\pi}{2} - \psi \right) \quad (\text{A28})$$

tem-se

$$q = \xi \frac{1}{16 \frac{r_c}{A d_h^2} \int_{\psi_0}^{\frac{\pi}{2}} r^2 \left(\frac{\pi}{2} - \psi\right) d\psi} \quad (\text{A29})$$

onde  $q$  representa o calor aplicado em W/m e  $\xi$  corresponde ao coeficiente de transferência de calor, calculado em W/m<sup>2</sup>, aqui chamado como coeficiente de qualidade do fluido de trabalho e que depende exclusivamente das propriedades físicas do fluido de trabalho, envolvendo a massa específica,  $\rho$ , o coeficiente de tensão superficial,  $\sigma$ , o calor associado ao processo de evaporação,  $\Delta h$ , e a viscosidade do líquido,  $\mu$ . Finalmente, tem-se como expressão final,

$$\xi = \frac{\rho \sigma \Delta h}{\mu} \quad (\text{A30})$$

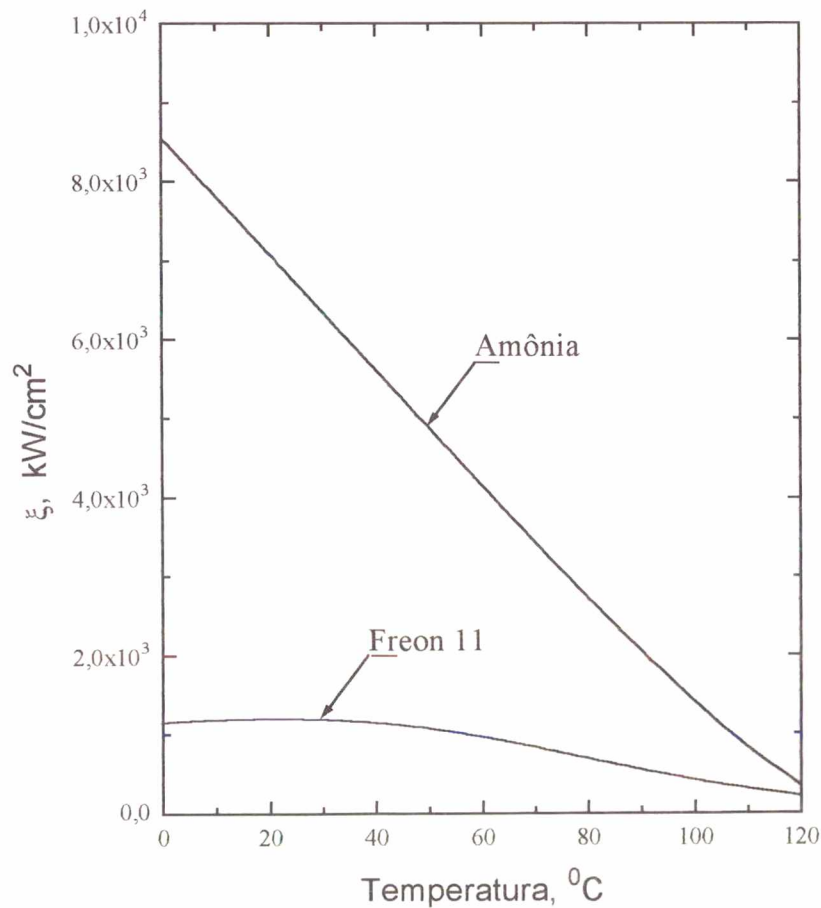


Fig. A11- Coeficientes  $\xi$  calculados para amônia e Freon 11, para diferentes temperaturas de trabalho.

O grupo de propriedades físicas representado por  $\xi$  constitui-se em subsídio adicional de interesse no projeto de bombas capilares, ao permitir avaliar diferentes fluidos de trabalho. De acordo com valores calculados para  $\xi$ , dentre os fluidos recomendados para aplicação sob temperaturas moderadas, amônia surge como a opção mais vantajosa. Valores calculados de  $\xi$  são apresentados na Figura A11. Apesar de problemas relacionados com saúde e segurança de pessoal, amônia vem sendo mais utilizada, por apresentar menor viscosidade e tensão superficial compatível com a pressão de bombeamento capilar requerida pelo circuito. Por outro lado, para instalações mais vulneráveis a acidentes de trabalho, Freon tem sido preferido como fluido de trabalho.



## Freon 11

T (°C)	$p_v$ (kPa)	$h_{lv}$ (kJ/kg)	$\rho_{liq}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_{p,liq}$ (kJ/kg°C)	$c_{p,v}$ (kJ/kg°C)	$\mu_{liq}$ (Pa.s)	$\mu_v$ (Pa.s)	$\nu_{liq}$ (m <sup>2</sup> /s)	$\nu_v$ (m <sup>2</sup> /s)	$\sigma$ (N/m)
0	40.4	192.53	1533.9	2.39	0.867	0.531	5,50E-04	1,01E-05	3,57E-07	4,23E-06	0.022
2	44.0	191.77	1529.5	2.62	0.869	0.533	5,36E-04	1,02E-05	3,49E-07	3,90E-06	0.021
4	47.8	191.00	1525.0	2.86	0.870	0.534	5,23E-04	1,03E-05	3,42E-07	3,59E-06	0.021
6	52.0	190.23	1520.5	3.12	0.872	0.536	5,11E-04	1,03E-05	3,35E-07	3,31E-06	0.021
8	56.4	189.45	1516.0	3.39	0.873	0.537	4,98E-04	1,04E-05	3,28E-07	3,06E-06	0.021
10	61.1	188.67	1511.4	3.69	0.875	0.539	4,86E-04	1,05E-05	3,21E-07	2,84E-06	0.020
12	66.1	187.88	1506.9	4.00	0.877	0.540	4,73E-04	1,05E-05	3,15E-07	2,63E-06	0.020
14	71.4	187.09	1502.3	4.33	0.878	0.542	4,64E-04	1,06E-05	3,09E-07	2,45E-06	0.020
16	77.1	186.30	1497.7	4.67	0.880	0.543	4,53E-04	1,06E-05	3,03E-07	2,28E-06	0.020
18	83.1	185.50	1493.1	5.04	0.881	0.545	4,43E-04	1,07E-05	2,97E-07	2,13E-06	0.019
20	89.4	184.69	1488.4	5.42	0.883	0.546	4,34E-04	1,08E-05	2,92E-07	1,99E-06	0.019
22	96.2	183.87	1483.7	5.82	0.885	0.548	4,24E-04	1,08E-05	2,86E-07	1,86E-06	0.019
24	103.3	183.06	1479.0	6.23	0.886	0.549	4,15E-04	1,09E-05	2,81E-07	1,75E-06	0.018
26	110.8	182.23	1474.3	6.67	0.888	0.551	4,07E-04	1,10E-05	2,77E-07	1,64E-06	0.018
28	118.8	181.40	1469.6	7.12	0.890	0.552	3,99E-04	1,10E-05	2,72E-07	1,55E-06	0.018
30	127.2	180.57	1464.8	7.59	0.892	0.554	3,92E-04	1,11E-05	2,68E-07	1,46E-06	0.018
32	136.0	179.72	1460.0	8.08	0.893	0.555	3,84E-04	1,11E-05	2,64E-07	1,38E-06	0.017
34	145.3	178.88	1455.2	8.58	0.895	0.557	3,78E-04	1,12E-05	2,60E-07	1,31E-06	0.017
36	155.1	178.02	1450.3	9.10	0.897	0.558	3,71E-04	1,13E-05	2,57E-07	1,24E-06	0.017
38	165.4	177.16	1445.5	9.64	0.898	0.560	3,66E-04	1,13E-05	2,54E-07	1,18E-06	0.017
40	176.2	176.29	1440.6	10.20	0.900	0.561	3,60E-04	1,14E-05	2,51E-07	1,12E-06	0.016
42	187.5	175.42	1435.6	10.78	0.902	0.563	3,55E-04	1,15E-05	2,48E-07	1,06E-06	0.016
44	199.4	174.54	1430.7	11.37	0.904	0.564	3,51E-04	1,15E-05	2,46E-07	1,01E-06	0.016
46	211.9	173.65	1425.7	11.98	0.906	0.566	3,47E-04	1,16E-05	2,43E-07	9,66E-07	0.016
48	224.9	172.75	1420.7	12.61	0.907	0.567	3,43E-04	1,16E-05	2,41E-07	9,23E-07	0.015
50	238.5	171.85	1415.6	13.25	0.909	0.568	3,40E-04	1,17E-05	2,40E-07	8,83E-07	0.015

## RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Conforme já descrito no Capítulo 5, para execução dos testes optou-se por variar a potência de forma escalonada, desde zero até a condição limite de colapso de uma ou mais bombas capilares. Para cada novo acréscimo de potência, o circuito era mantido sob observação até que se estabelecesse novo equilíbrio de temperaturas. No caso de testes individuais, para valores próximos da potência limite, optou-se por variar a potência aplicada a intervalos da ordem de 20 W. E, dependendo da situação, no caso de testes de duas ou mais bombas capilares, optou-se por intervalos de 40 ou de 60 W. Em geral, até que se atingisse a condição limite, cada novo teste tem requerido tempos entre 6 e 10 horas de acompanhamento. Para efetiva avaliação do limite de operação das bombas capilares, bem como de seu comportamento térmico no regime transiente, sucessivos testes foram realizados ou repetidos, alterando-se as curvas de potência aplicadas ao evaporador ou, alternativamente, estabelecendo-se nova temperatura da água de refrigeração no condensador. Em todos os testes, o circuito foi inicialmente preparado mediante aplicação de calor ao reservatório e remoção de calor do condensador, de modo que se tivesse atingidas as condições de temperatura e de pressão previamente estabelecidas para operação do circuito. De acordo com a descrição da bancada experimental no Apêndice 2, segue abaixo uma relação dos termopares instalados ao longo do circuito:

- |   |   |
|---|---|
| -Bomba capilar nº.1: $T_7$ e $T_{14}$         | -Entrada da bomba capilar nº.7: $T_{16}$  |
| -Bomba capilar nº.2: $T_6$ e $T_{13}$         | -Saída da bomba capilar nº.7: $T_{17}$    |
| -Bomba capilar nº.3: $T_5$ e $T_{12}$         | -Entrada do evaporador: $T_{19} = T_{1q}$ |
| -Bomba capilar nº.4: $T_4$ e $T_{11}$         | -Saída do evaporador: $T_{18} = T_v$      |
| -Bomba capilar nº.5: $T_3$ e $T_{10}$         | -Interior do reservatório: $T_{22}$       |
| -Bomba capilar nº.6: $T_2$ e $T_9$            | -Entrada do reservatório: $T_{23}$        |
| -Bomba capilar nº.7: $T_1$ , $T_8$ e $T_{15}$ | -Temperatura ambiente: $T_{26}$           |

### A6.1- TRATAMENTO DOS SINAIS

Na preparação do programa computacional para tratamento dos sinais (**kreis.exe**), apresentado no Apêndice 7, foram incorporadas sub-rotinas para eliminação de pontos espúrios e para reorganização dos dados pelo método dos mínimos quadrados (Stoecker, 1989). Por esse caminho, todos os arquivos de dados correspondentes a todas as baterias de testes realizadas foram reabertos para tratamento dos dados, de modo a viabilizar sua apresentação na forma gráfica e facilitar análise do comportamento térmico das bombas capilares. A título de ilustração, na Figura A12 são apresentados alguns resultados para a

bomba capilar N° 7, mostrando as curvas correspondentes à temperatura  $T_v$ , antes e após a aplicação do programa computacional. Na sua forma final, na Figura A13 são apresentadas as curvas relativas à temperatura  $T_v$  e pressão de saturação  $p_v$ , correspondentes ao início de operação da bomba capilar N° 7.

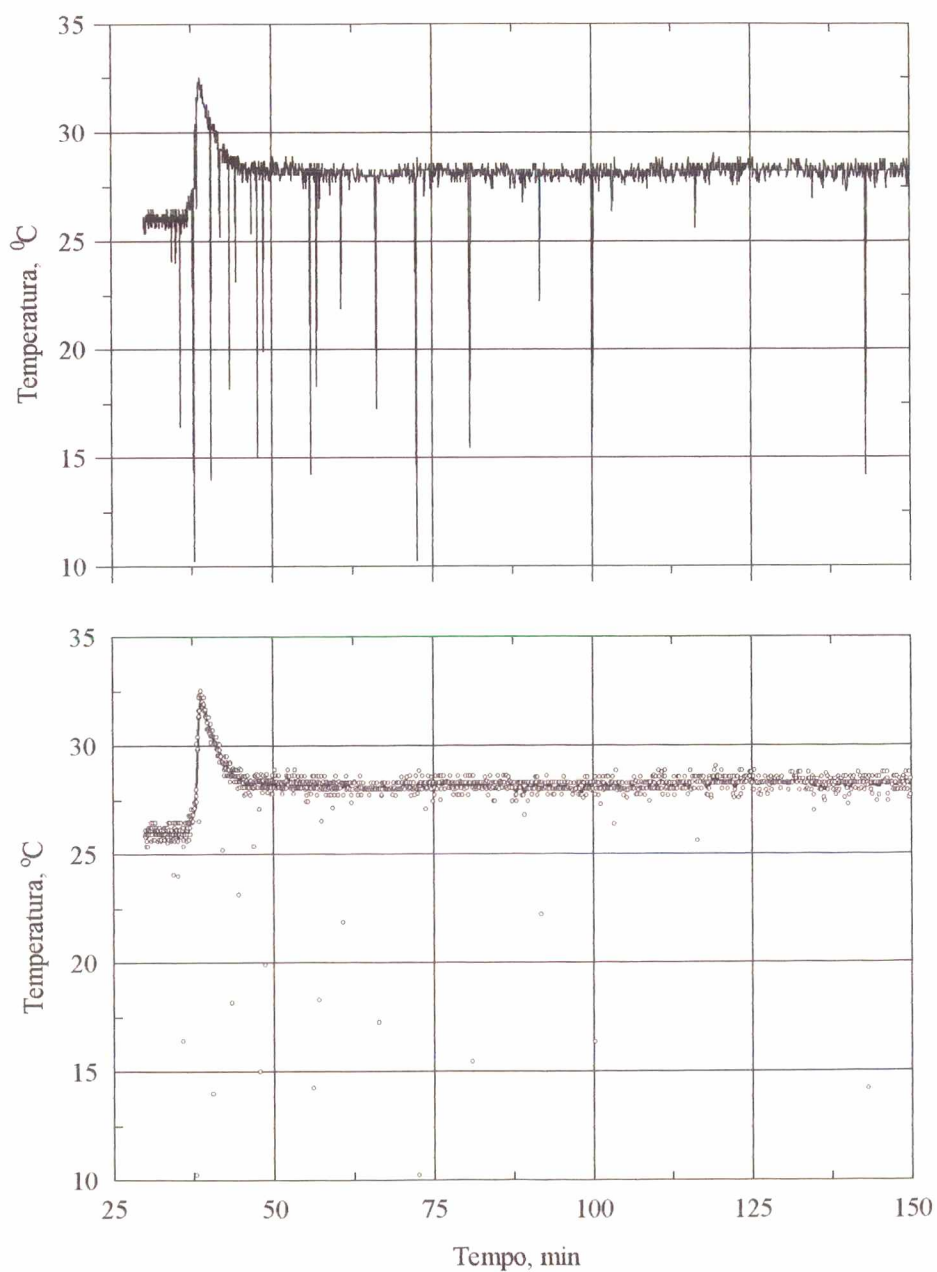


Fig. A12- Início de operação correspondente à bomba capilar n° 7.  
Curva ajustada pelo programa computacional **kreis.exe**.



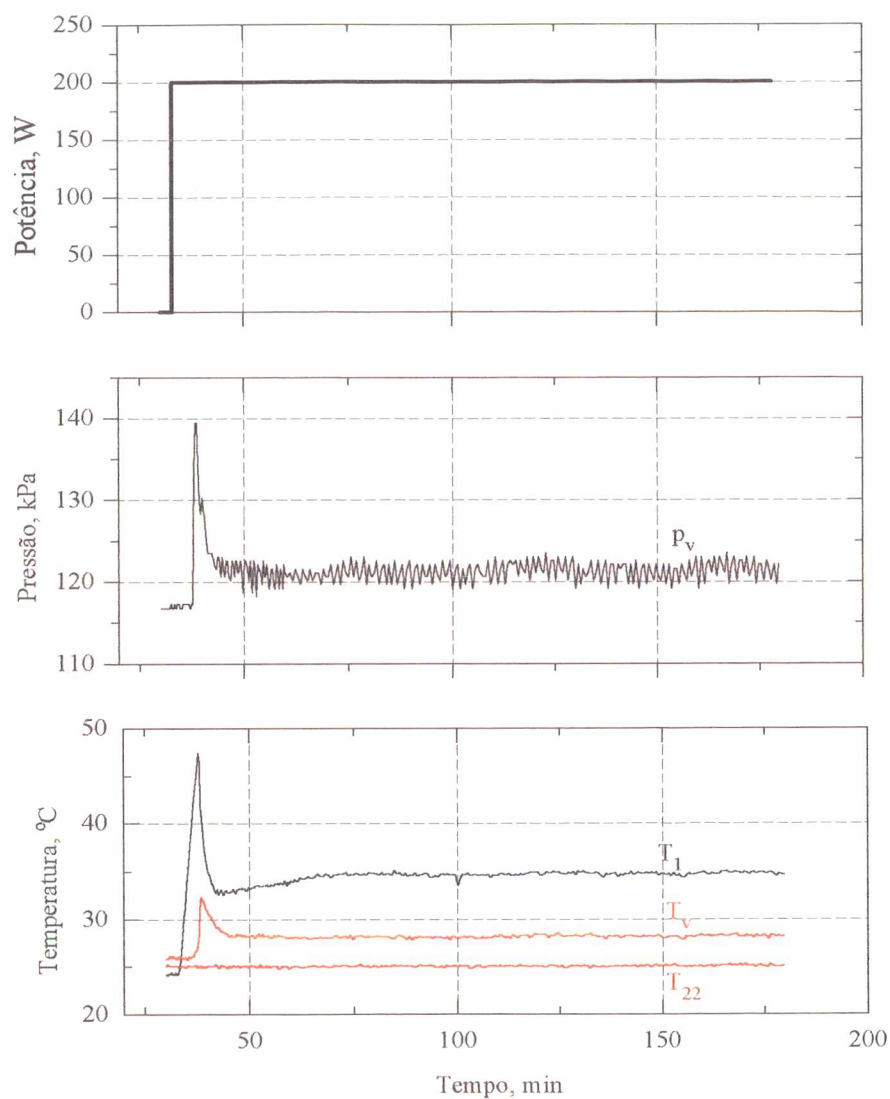


Fig. A13- Início de operação correspondente à bomba capilar nº 7.  
(Testes desenvolvidos no modo capilar).

A rigor, o programa não leva em conta a frequência de oscilação verificada nas curvas de temperatura ou de pressão. Em particular, para a bomba capilar N° 7, as curvas correspondentes à temperatura  $T_v$  e pressão de saturação  $p_v$  são apresentadas também no domínio de frequência. Aplicando-se a Transformada de Fourier para ambos os casos, a Figura A4 representa o domínio de frequência correspondente à temperatura  $T_v$ , enquanto a Figura A6 representa o domínio de frequência correspondente à pressão  $p_v$ .

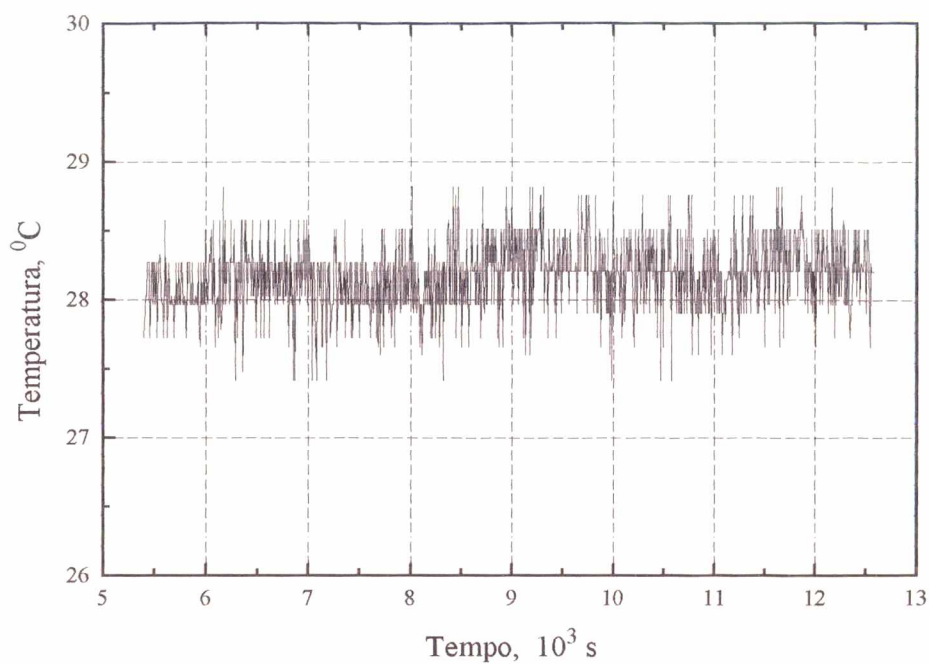


Fig. A14- Temperatura de saturação  $T_v$  medida nos testes com a bomba capilar n $^{\circ}$  7.

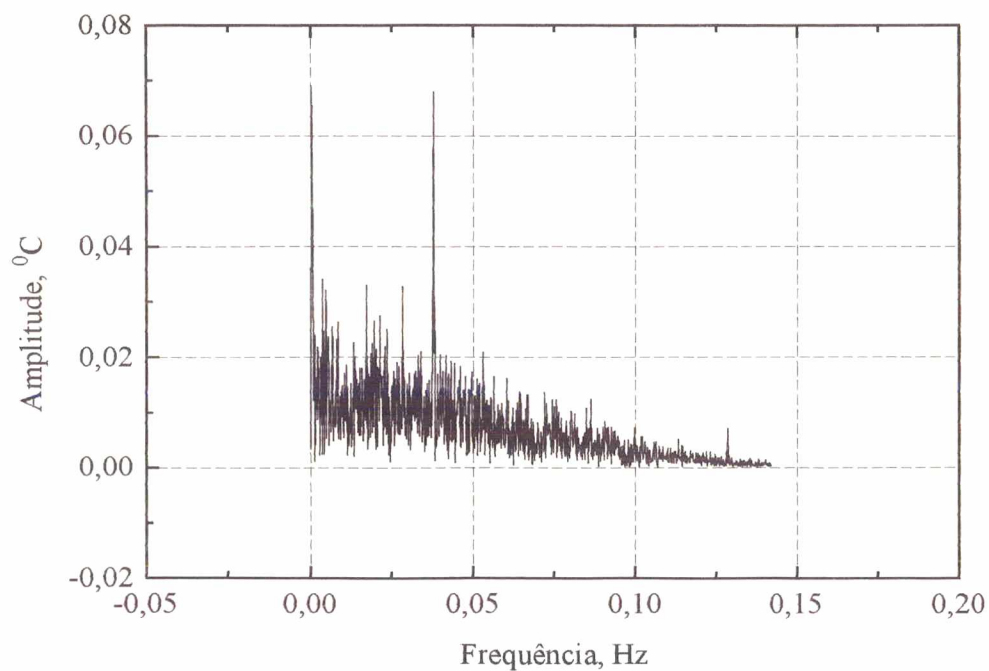


Fig. A15- Transformada de Fourier aplicada aos dados relativos à temperatura  $T_v$  da bomba capilar n $^{\circ}$  7.

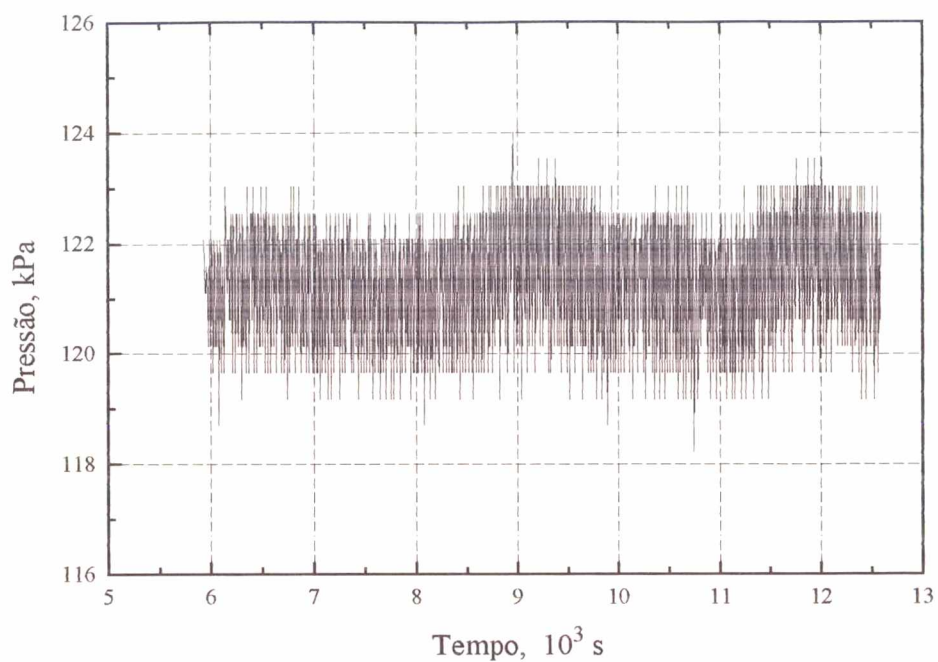


Fig. A16- Pressão de saturação  $p_v$ , relativa aos testes realizados com a bomba capilar nº 7.

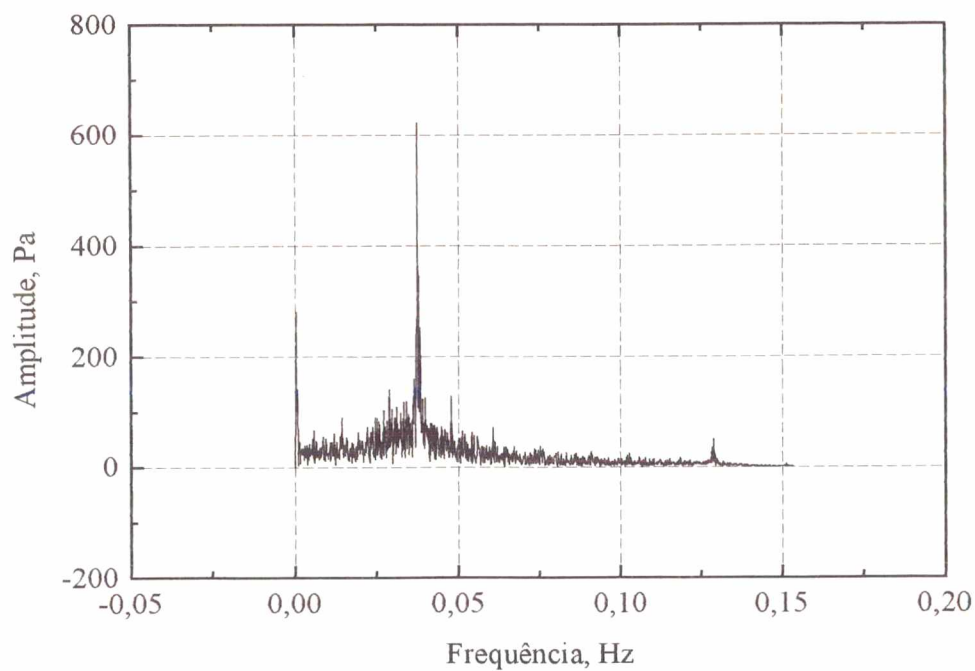


Fig. A17- Transformada de Fourier aplicada aos dados relativos à pressão  $p_v$ , da bomba capilar nº 7.



## A6.2- TESTES NO MODO CAPILAR

Nas figuras subsequentes são apresentados resultados correspondentes ao comportamento térmico das bombas capilares testadas no modo capilar. Todos os testes foram realizados obedecendo a uma mesma metodologia de ensaio. Antes de dar partida ao gerador de potência no evaporador, ambos os criostatos foram ativados por intervalos de tempo normalmente superiores a 30 minutos, para que se tivesse as condições previamente requeridas de pressão e de temperaturas no circuito. Embora não se tratasse de uma condição essencial para realização dos testes, procurou-se iniciar os trabalhos com o circuito inteiramente inundado por líquido. Isso nem sempre foi possível em vista da condição ambiental do laboratório algumas vezes se refletir em temperaturas superiores àquela de operação no interior do circuito e com isso dificultar o trabalho de condensação nas regiões ocupadas por vapor junto à placa evaporadora. Os testes foram conduzidos regulando-se temperaturas da ordem de 300 K no interior do reservatório. Testes com temperaturas da ordem de 305 K também foram realizados. Valores maiores foram evitados no sentido de preservar o material isolante junto à placa evaporadora, tendo em vista a ocorrência de temperaturas muito elevadas no momento em que ocorre secagem da bomba capilar.

Para se atingir a condição de limite capilar, a potência aplicada no evaporador foi aumentada de modo escalonado, optando-se por saltos maiores apenas no início dos testes. Para cada novo salto de potência, um necessário intervalo de tempo tem sido aguardado, até que as temperaturas ao longo do circuito viessem a se estabilizar ao se atingir nova condição de regime permanente.

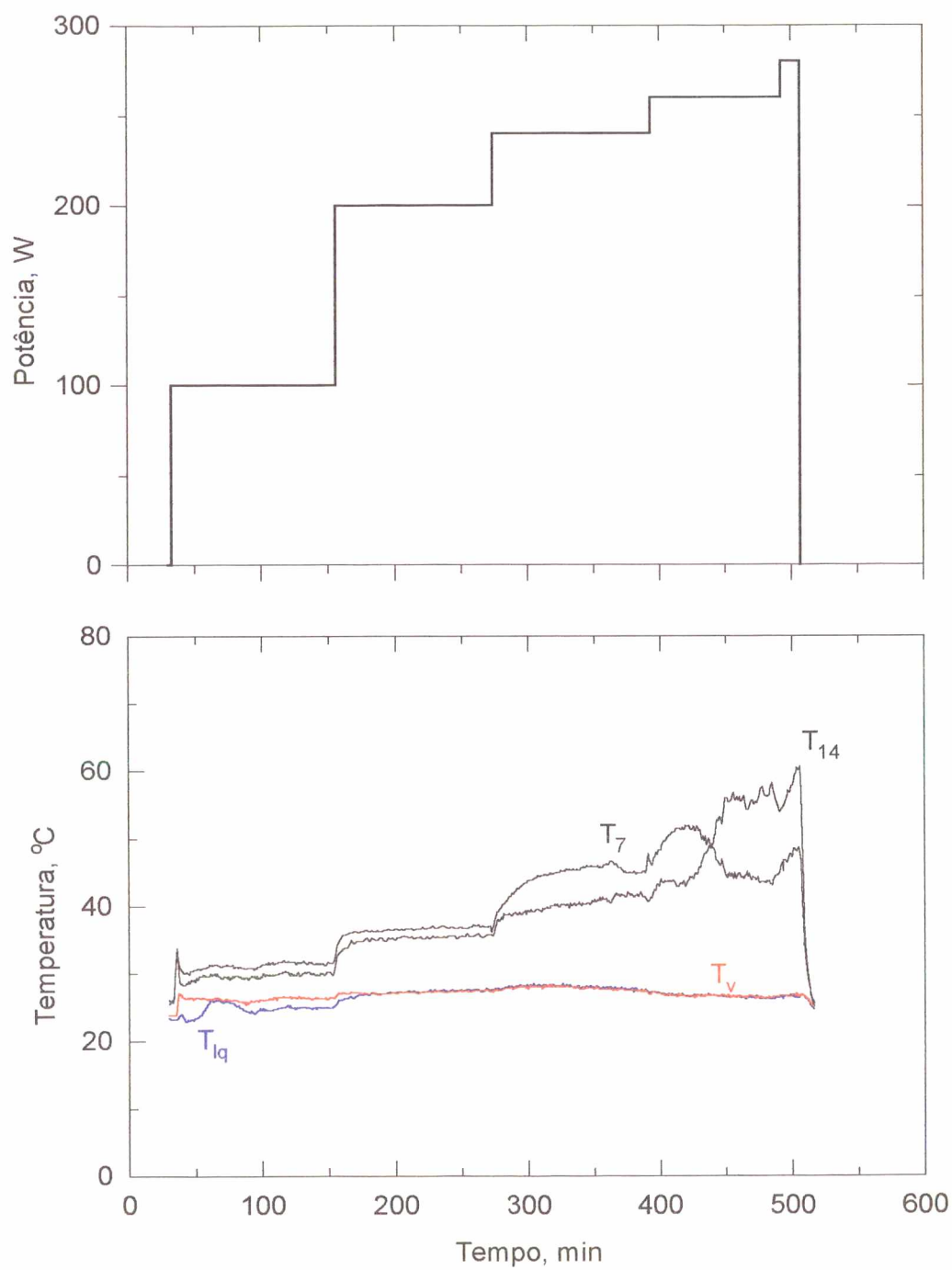


Fig. A18- Comportamento térmico da bomba capilar nº 1.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

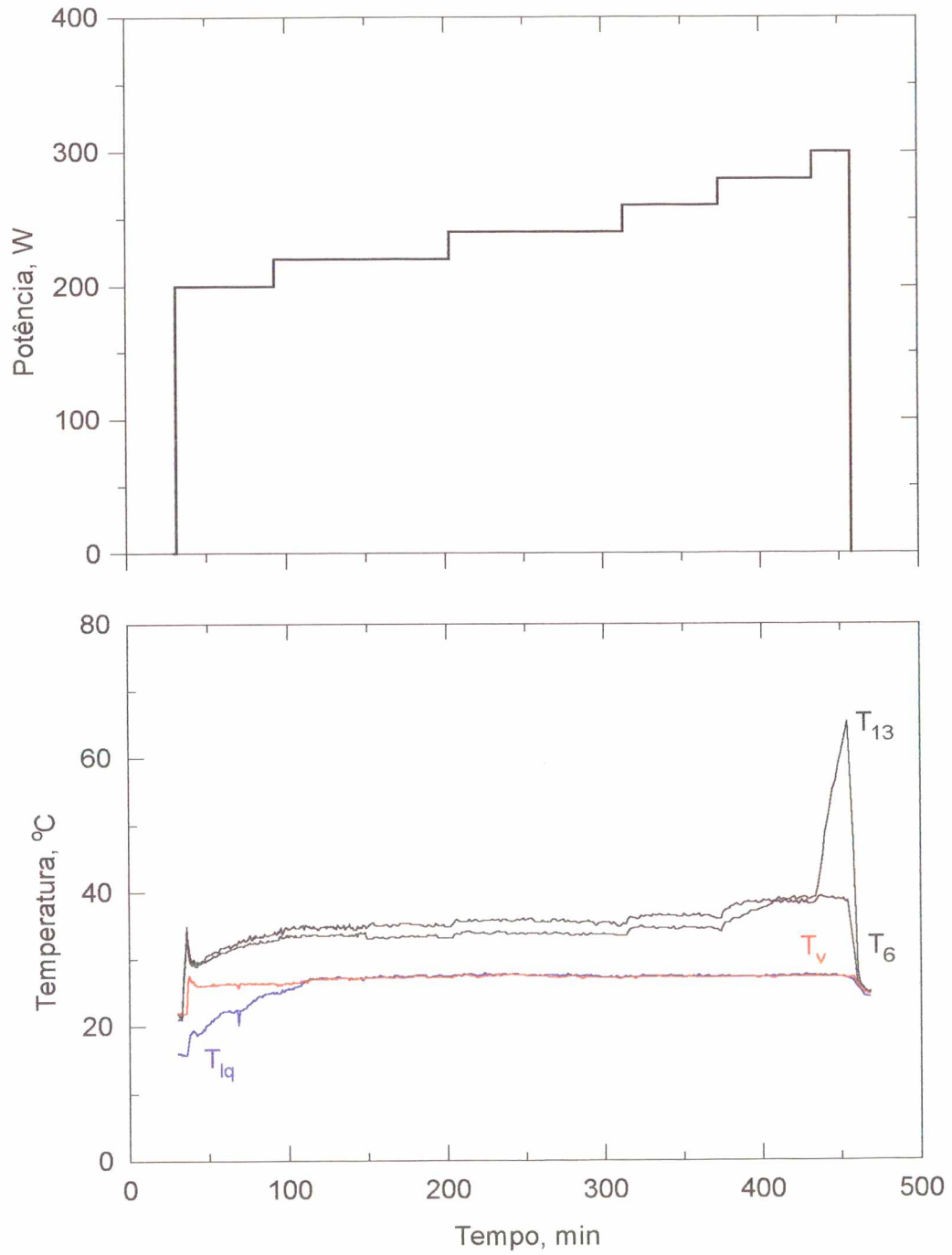


Fig. A19- Comportamento térmico da bomba capilar nº 2.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



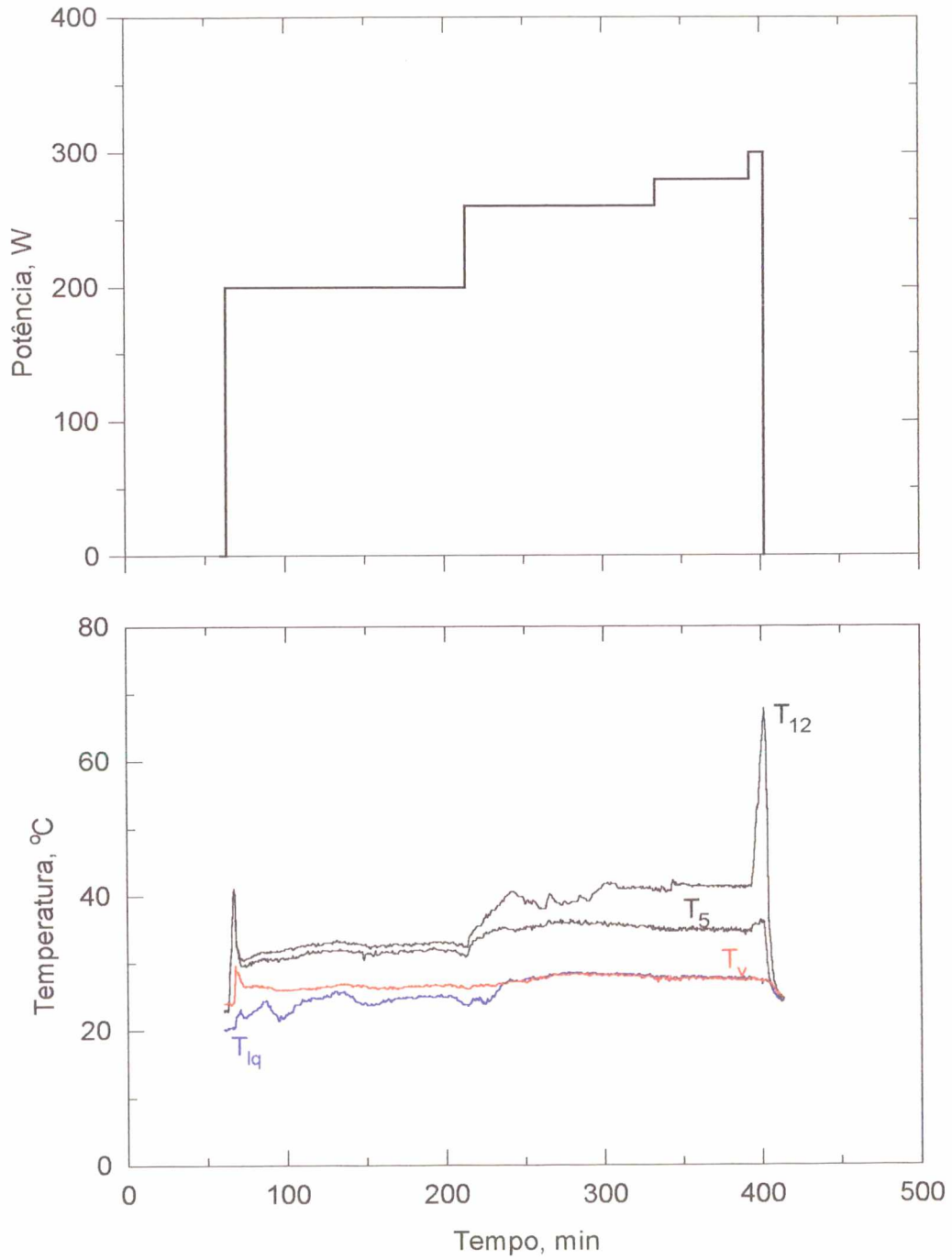


Fig. A20- Comportamento térmico da bomba capilar nº 3.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

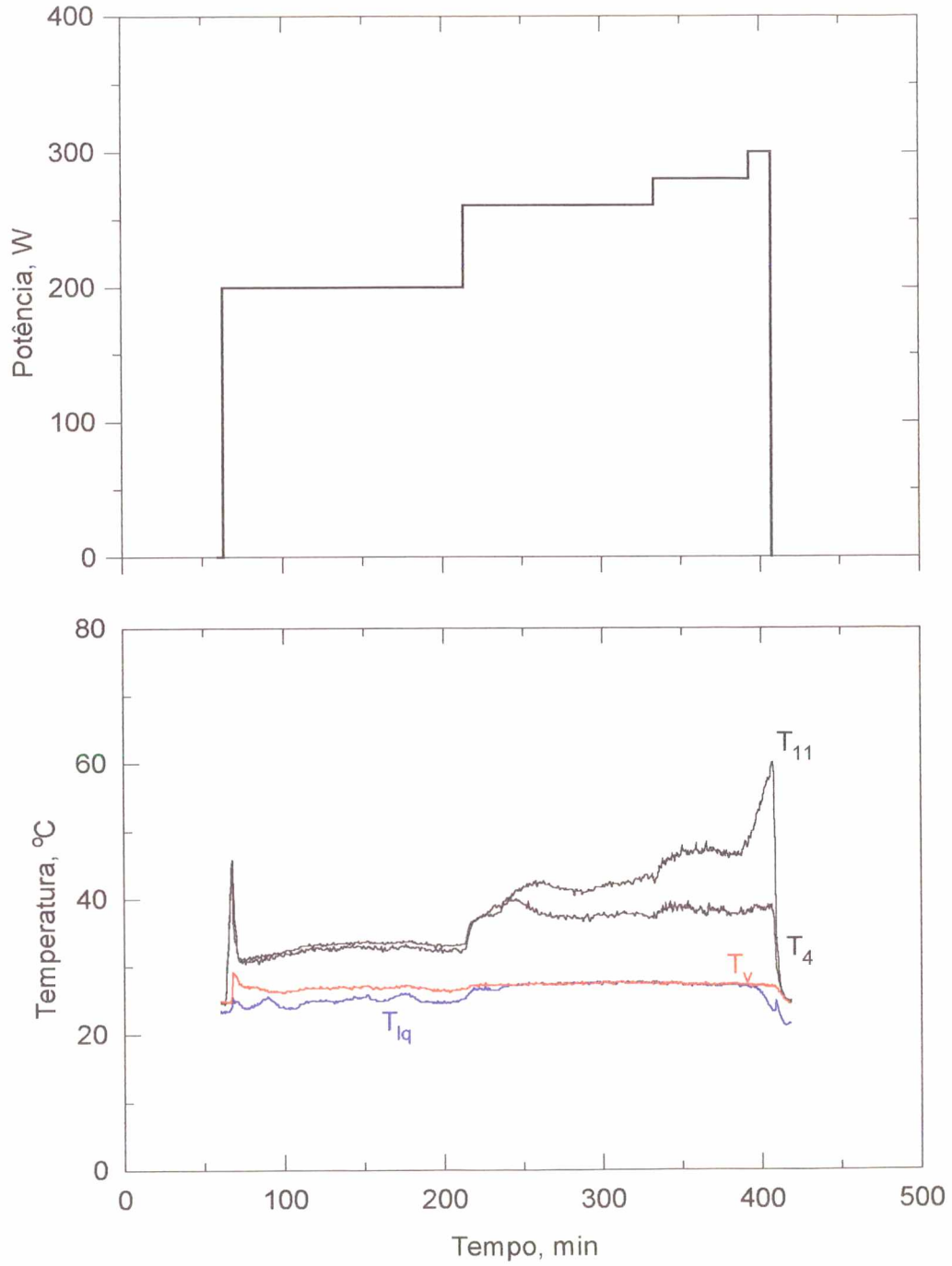


Fig. A21- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

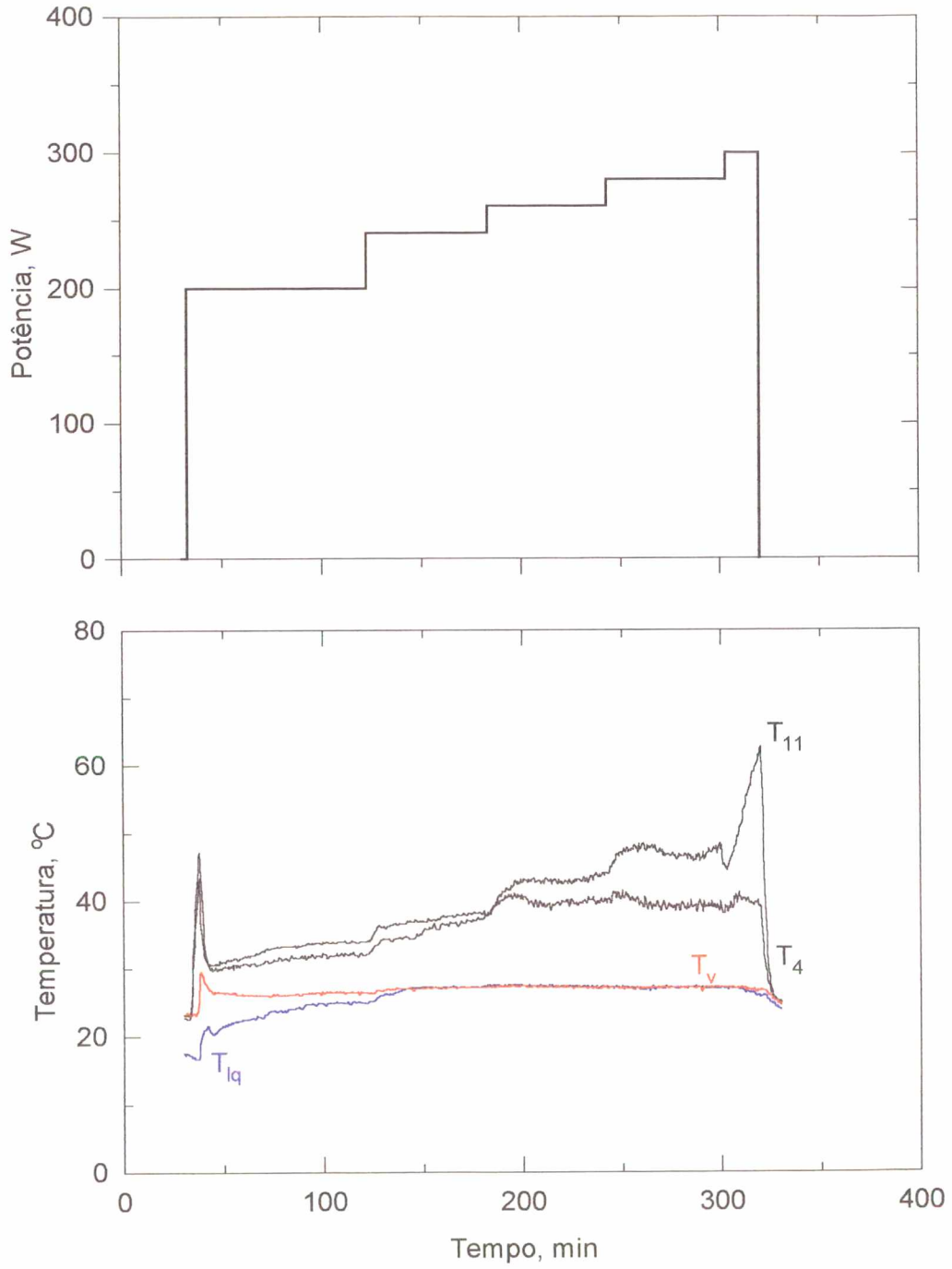


Fig. A22- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



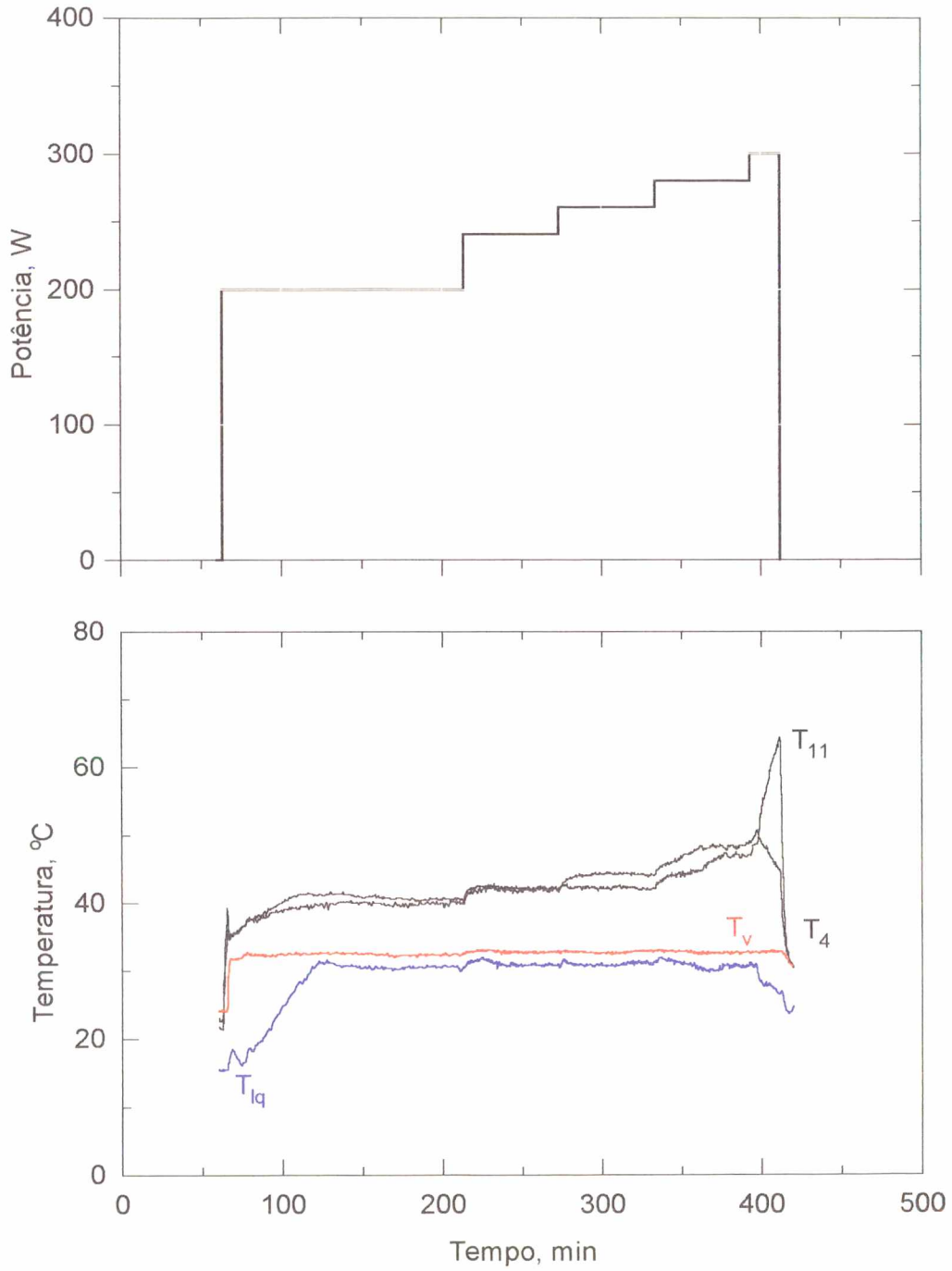


Fig. A23- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

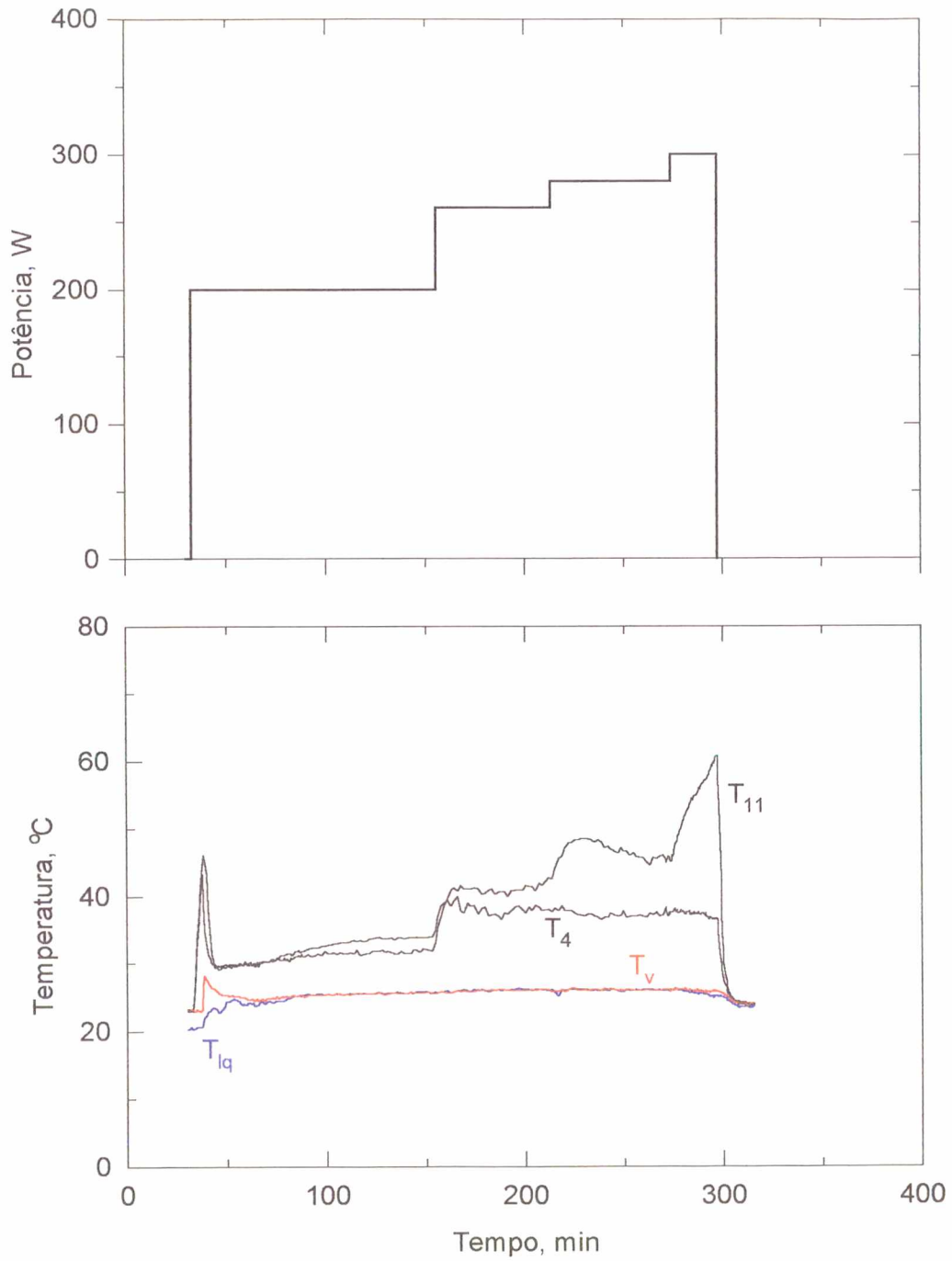


Fig. A24- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

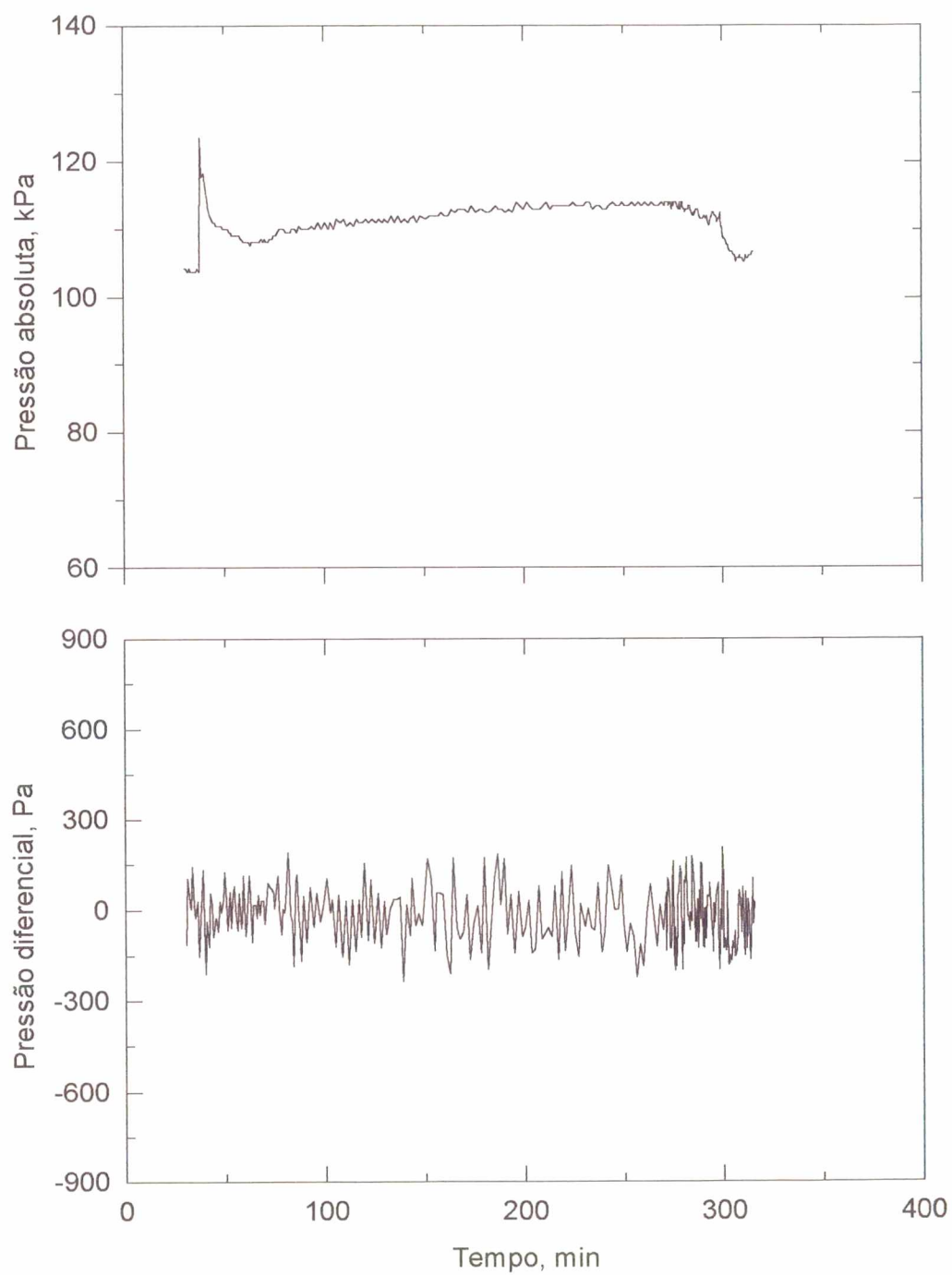


Fig. A25- Leituras de pressão nos testes da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



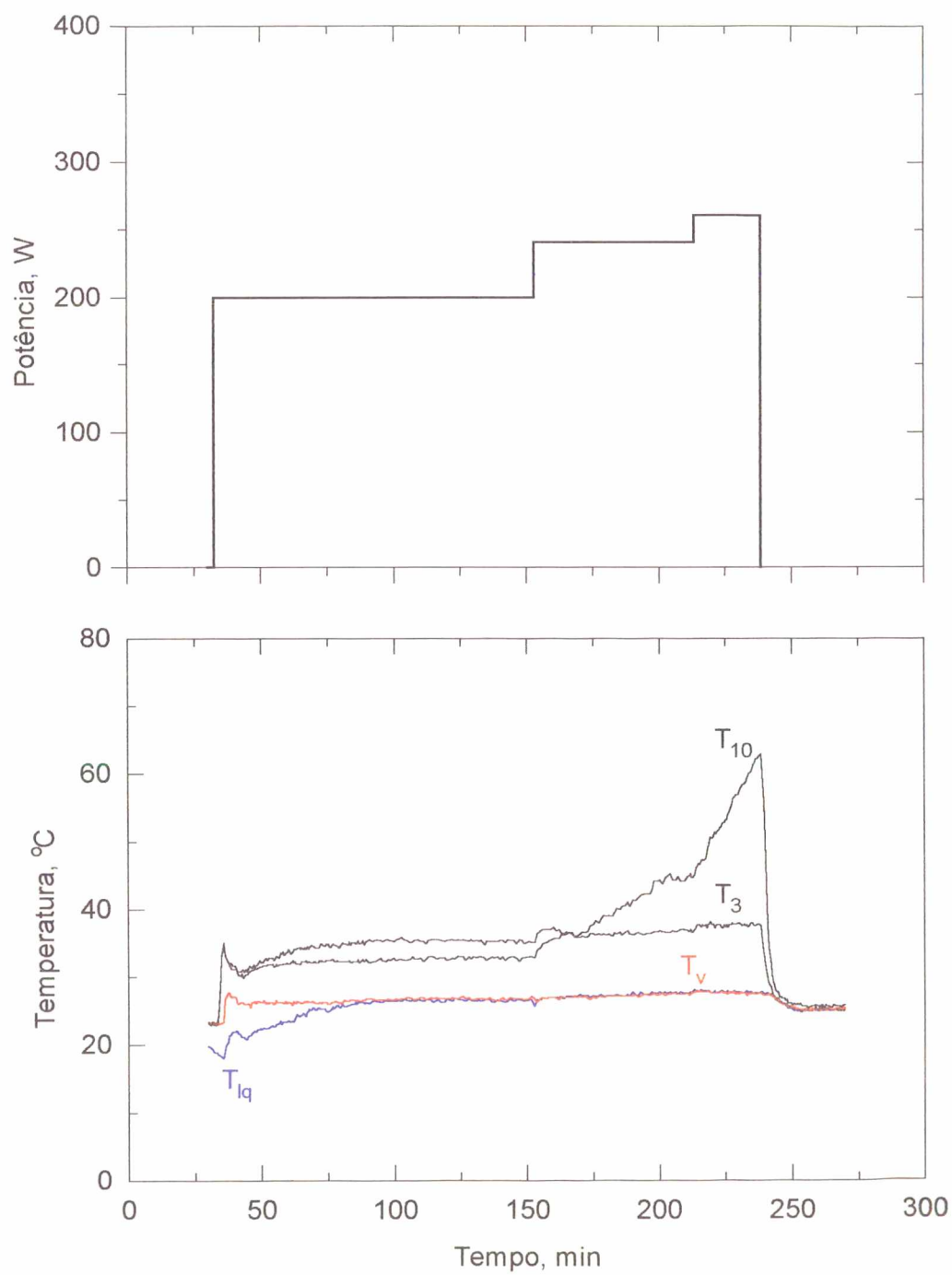


Fig. A26- Comportamento térmico da bomba capilar nº 5.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

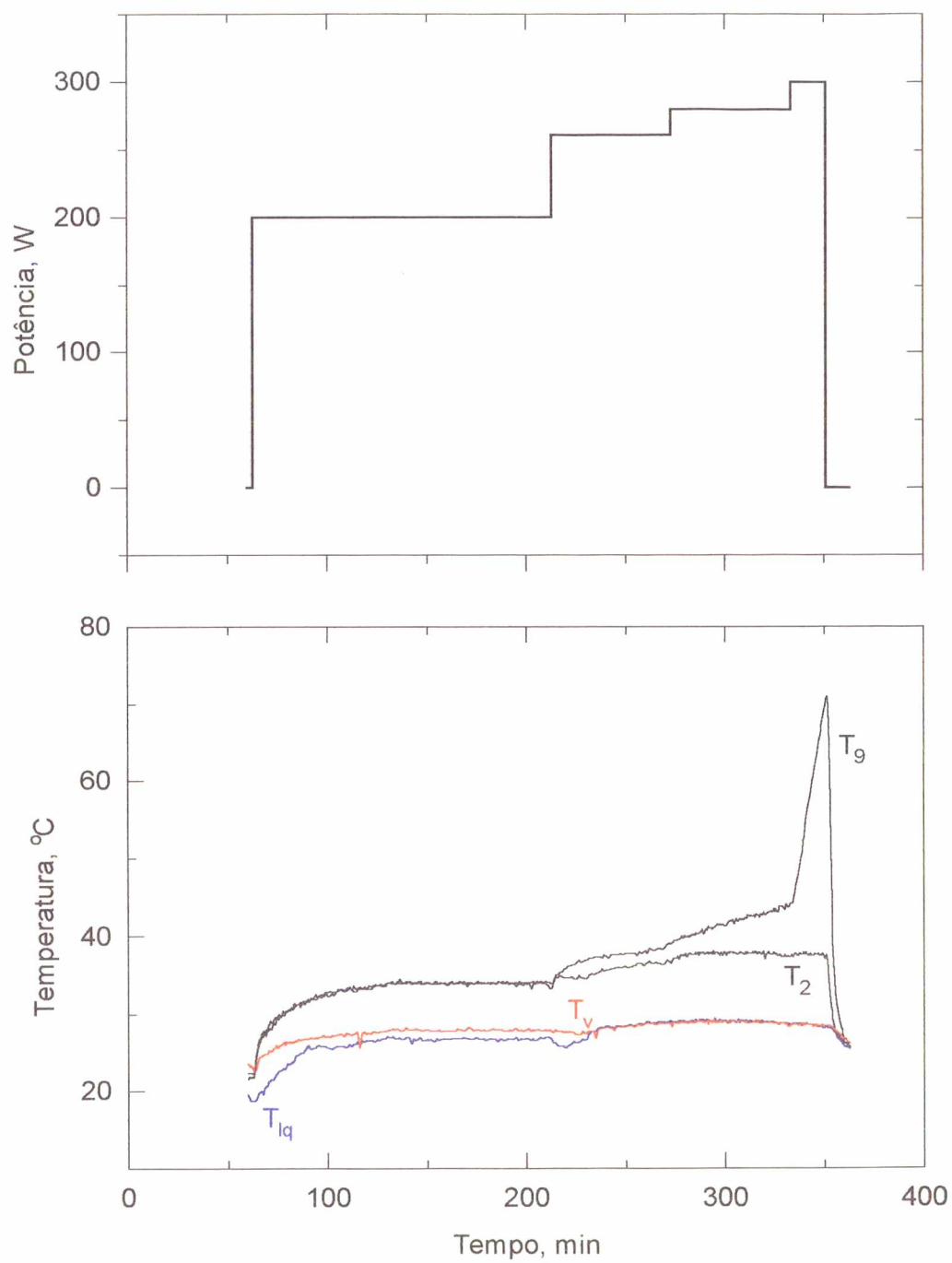


Fig. A27- Comportamento térmico da bomba capilar nº 6.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).

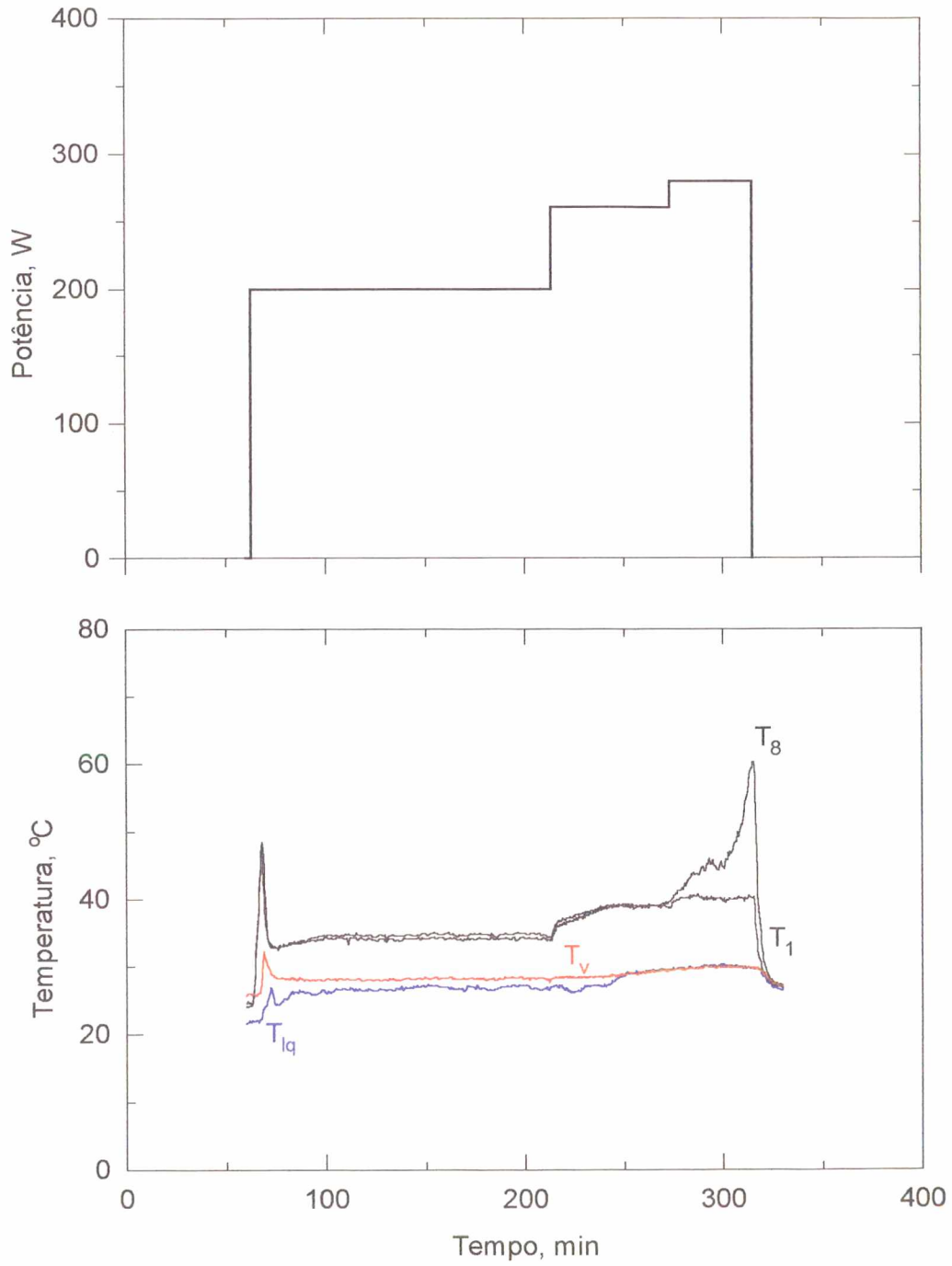


Fig. A28- Comportamento térmico da bomba capilar nº 7.  
(Teste desenvolvido no modo capilar).



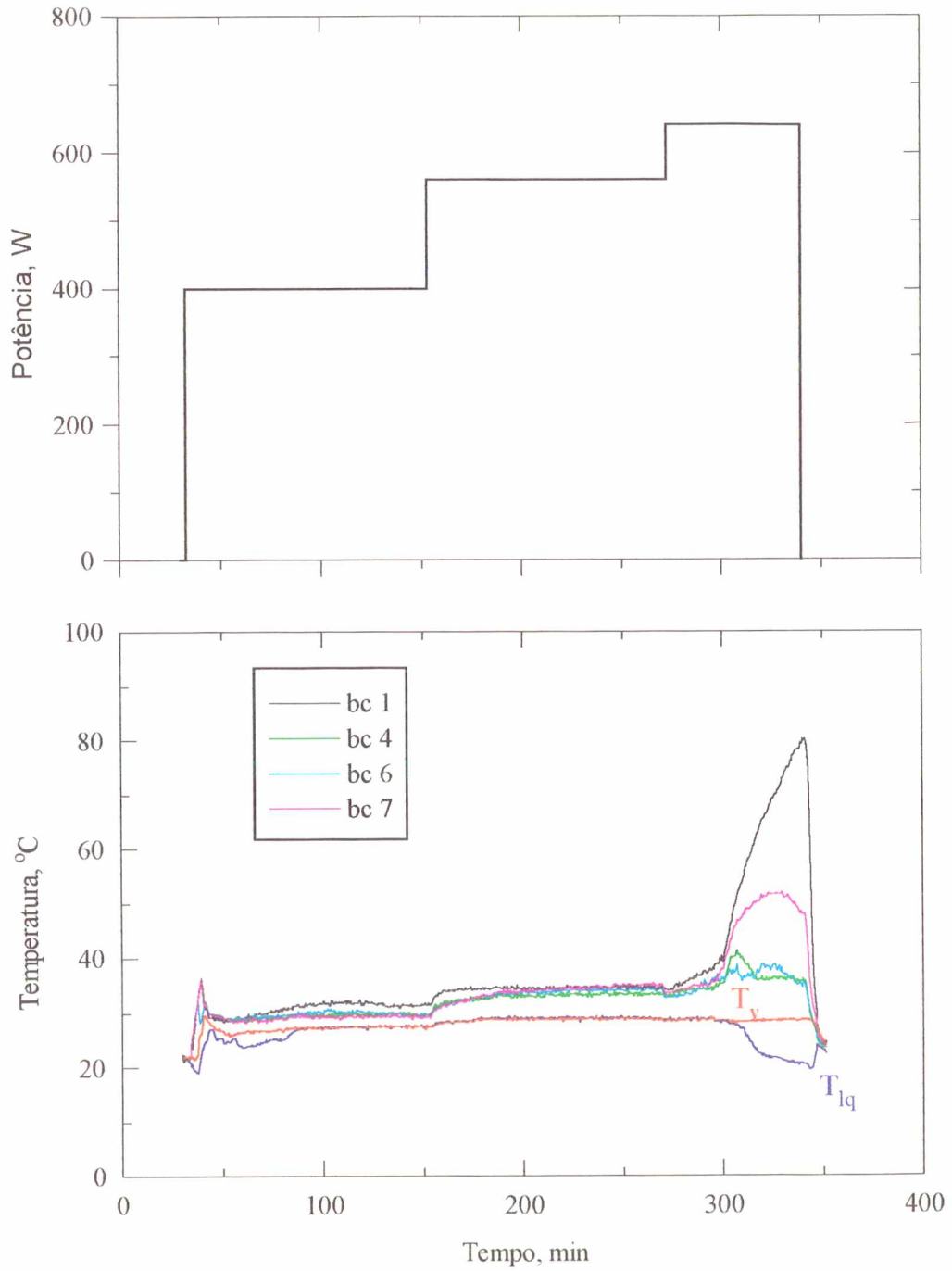


Fig. A29- Comportamento térmico da placa evaporadora.  
(Aquecimento simultâneo das bombas capilares n°s 1, 4, 6 e 7).

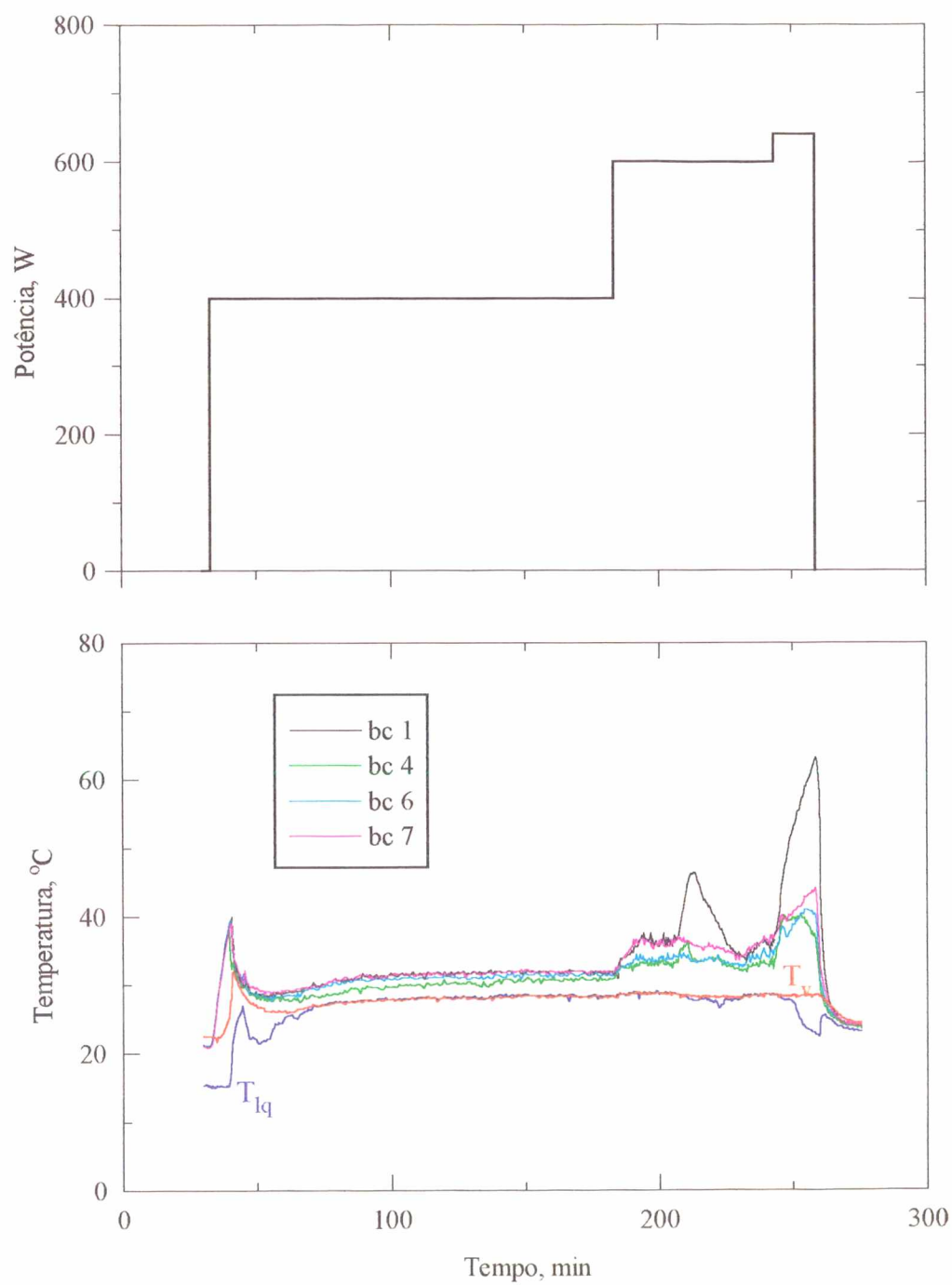


Fig. A30- Comportamento térmico da placa evaporadora.  
(Aquecimento simultâneo das bombas capilares n°s 1, 4, 6 e 7).

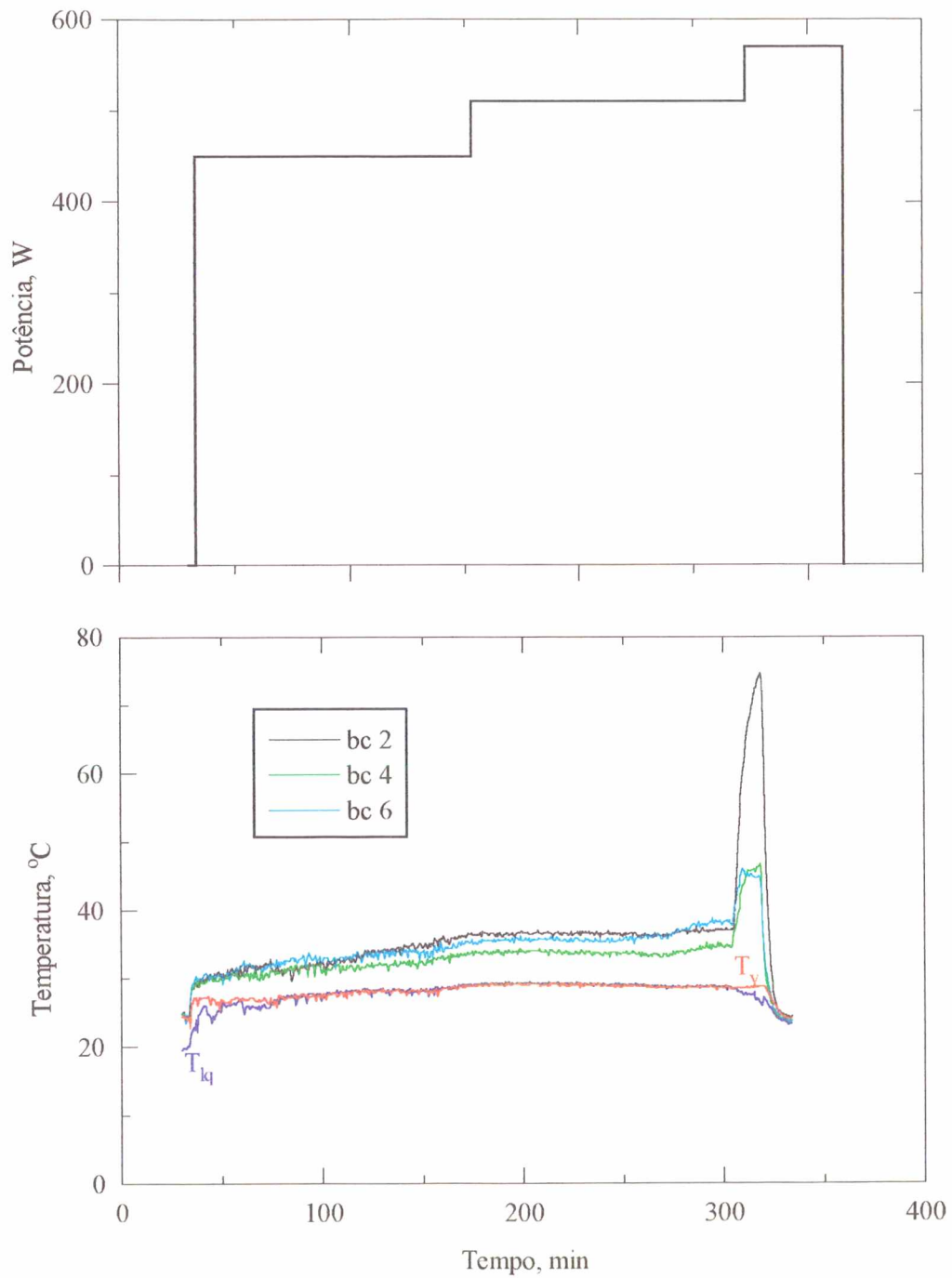


Fig. A31- Comportamento térmico da placa evaporadora.  
(Aquecimento simultâneo das bombas capilares n<sup>o</sup>s 2, 4 e 6).



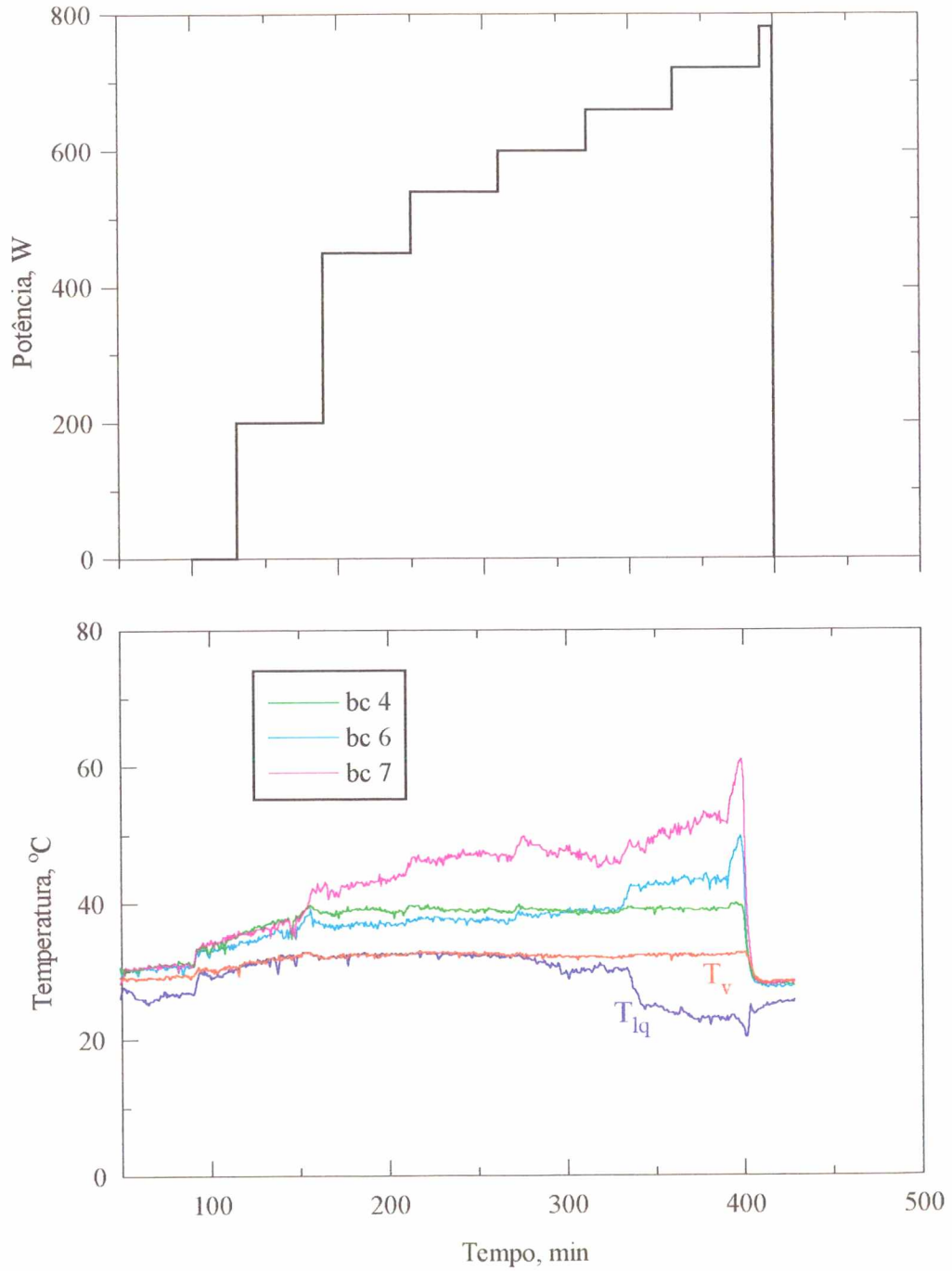


Fig. A32- Comportamento térmico da placa evaporadora.  
(Aquecimento simultâneo das bombas capilares n°s 4, 6 e 7).

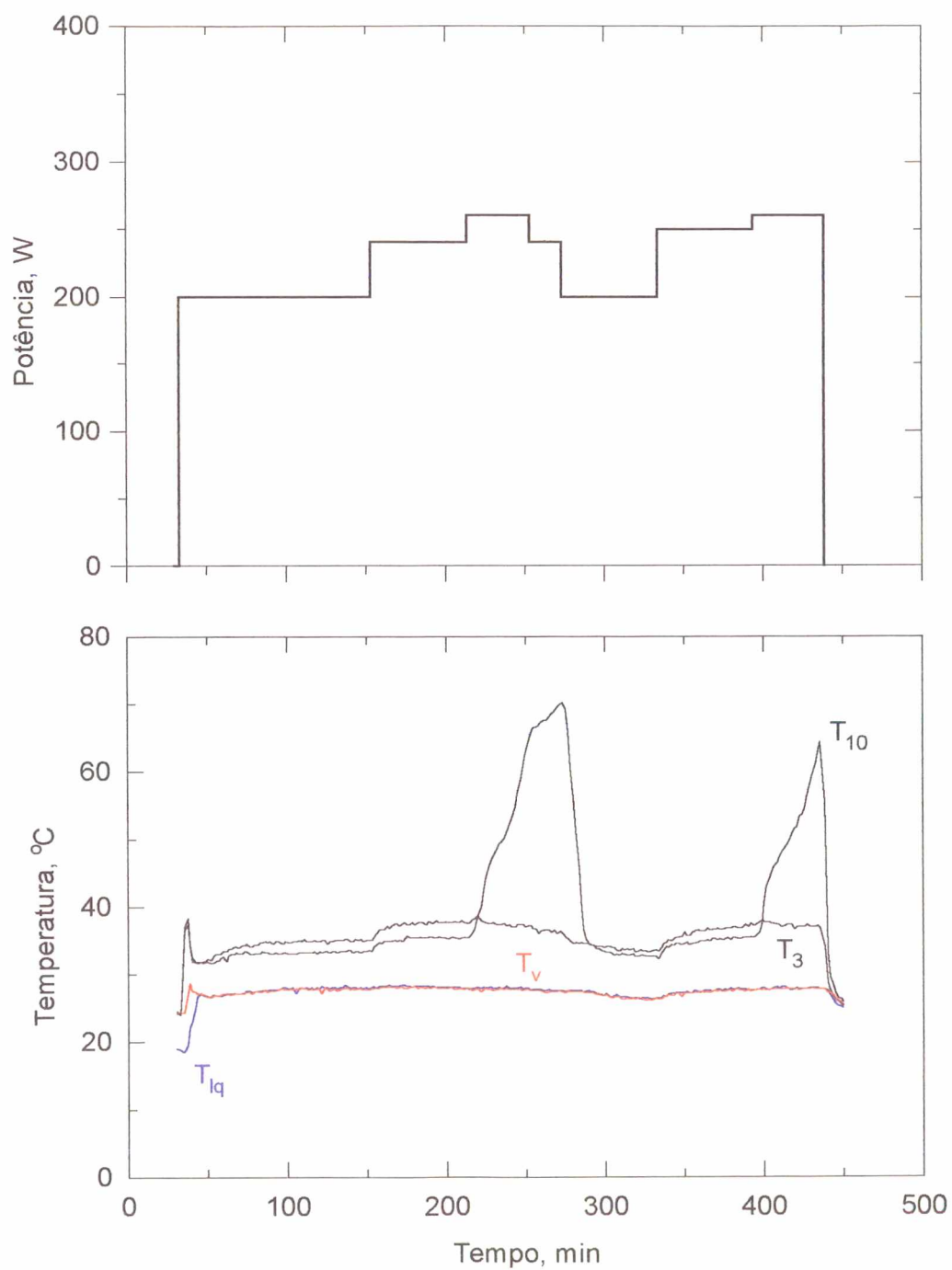


Fig. A33- Secagem e processo de recuperação da bomba capilar nº 5.  
(Teste individual desenvolvido no modo capilar).

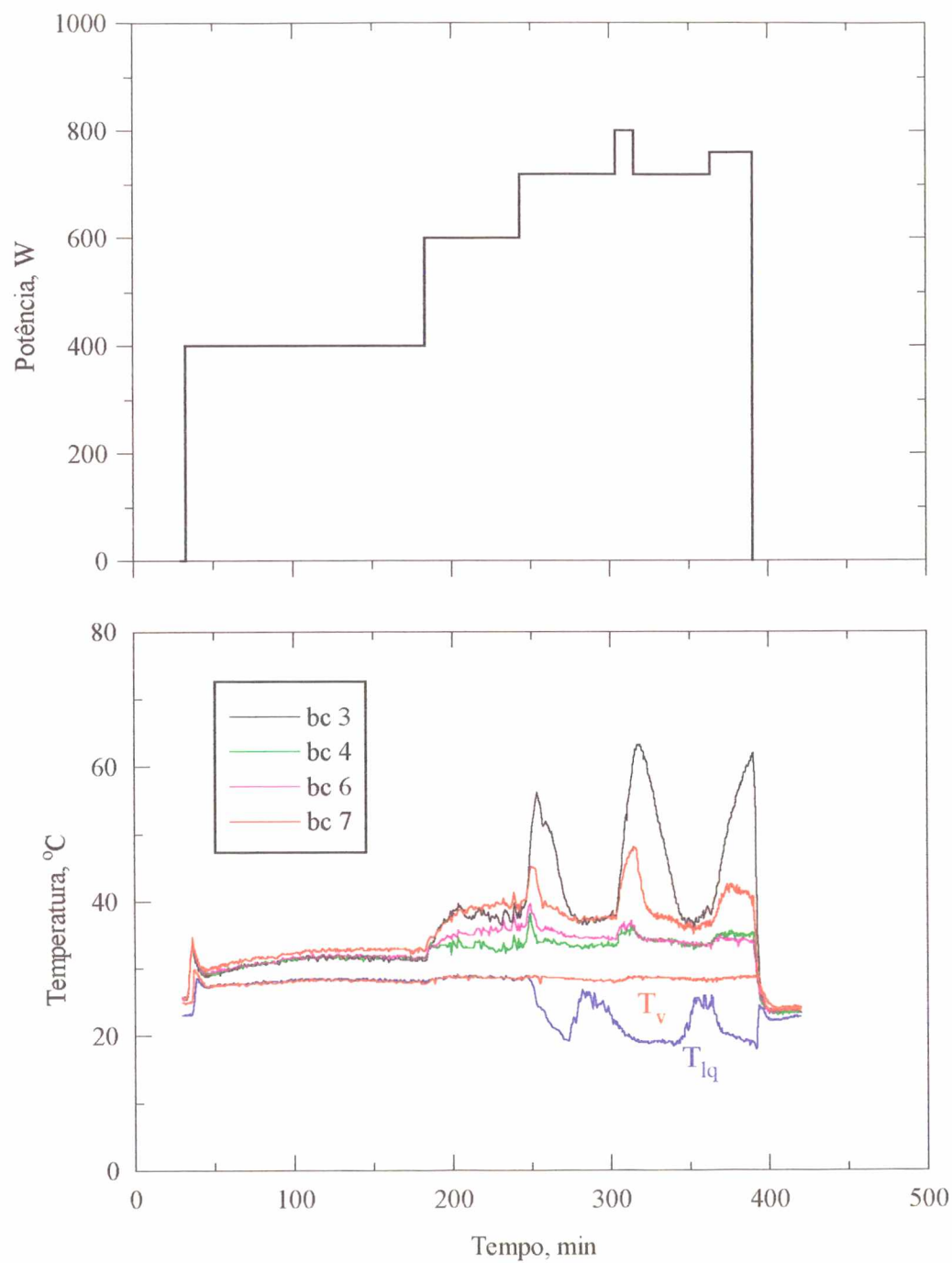


Fig. A34- Secagem e processo de recuperação da placa evaporadora.  
(Aquecimento simultâneo das bombas capilares n°s 3, 4, 6 e 7).



### **A6.3- TESTES NO MODO ASSISTIDO POR BOMBA MECÂNICA**

Nas figuras subsequentes são apresentados resultados correspondentes ao comportamento térmico das bombas capilares testadas individualmente no modo assistido por bomba mecânica. Os testes têm sido conduzidos sempre sob temperaturas ajustadas da ordem de 300 K e regulando-se a bomba mecânica para 20 % da sua rotação nominal, o que corresponde a uma vazão volumétrica da ordem de 0,72 litro/minuto. Testes complementares foram também conduzidos para valores ajustados em 10, 30 e 60 % da sua rotação nominal. Da mesma forma que no modo capilar, para se atingir a condição limite de transporte de calor, a potência aplicada no evaporador foi aumentada de modo escalonado, optando-se por saltos maiores apenas no início dos testes.

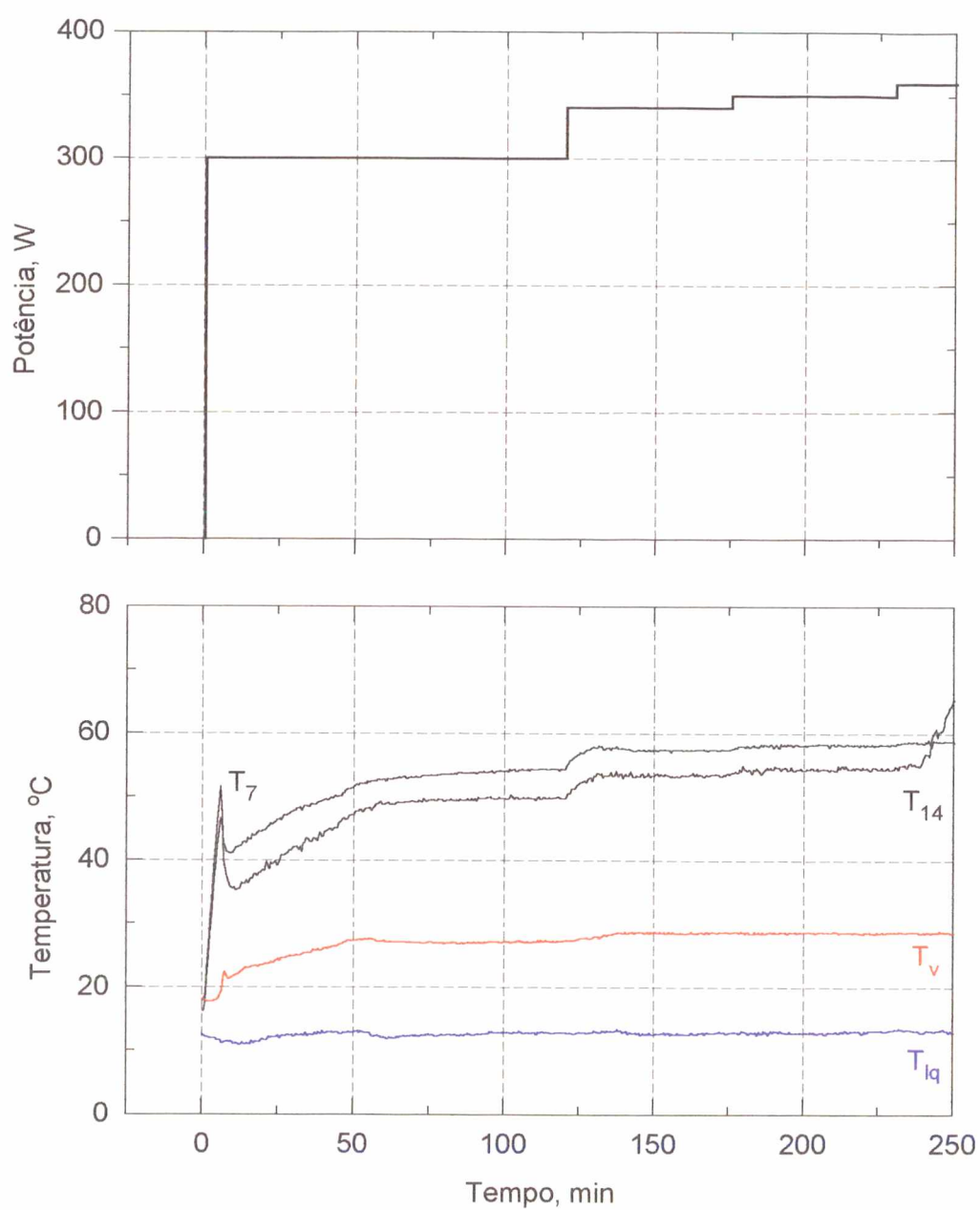


Fig. A35- Comportamento térmico da bomba capilar nº 1.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).

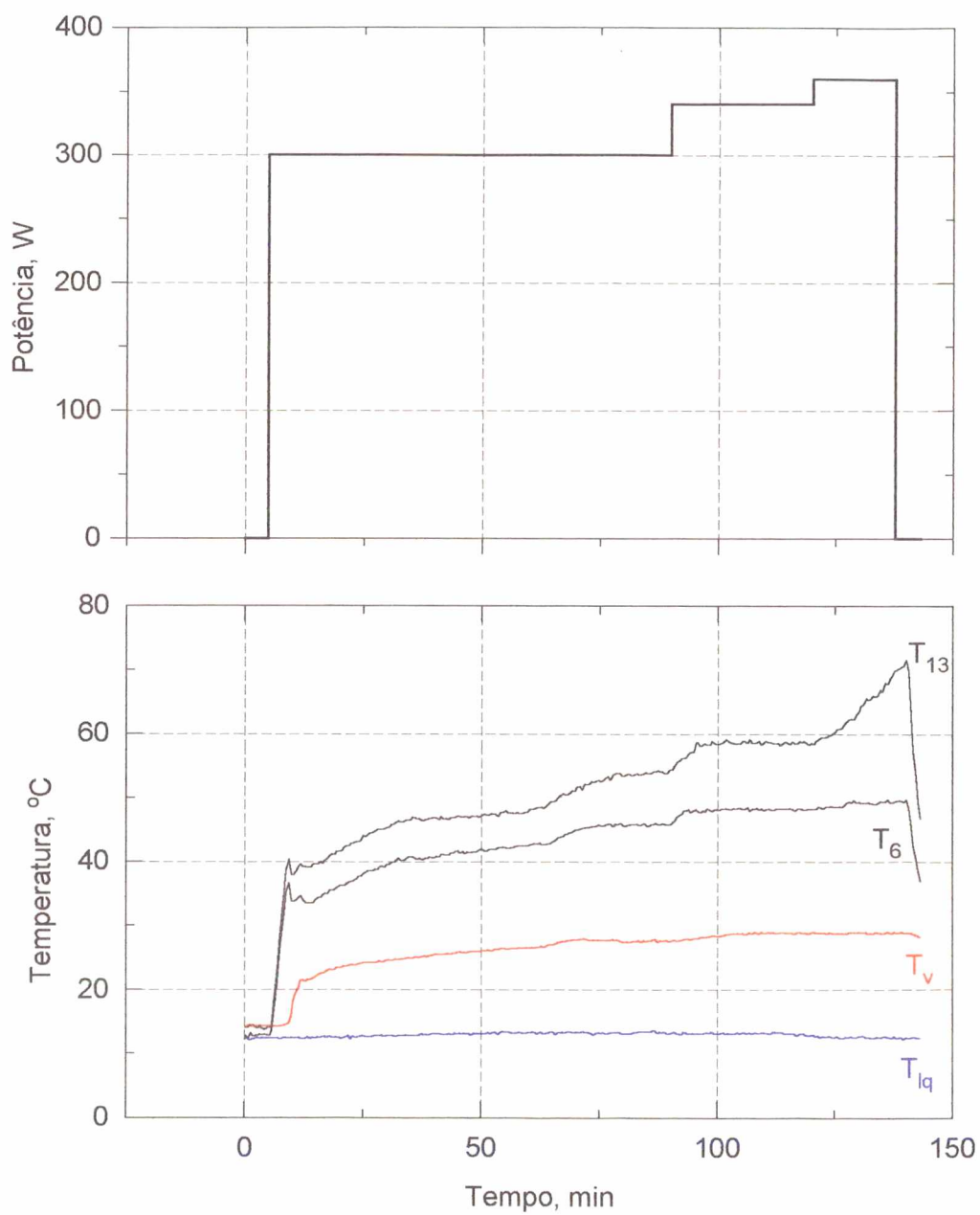


Fig. A36- Comportamento térmico da bomba capilar nº 2.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica)



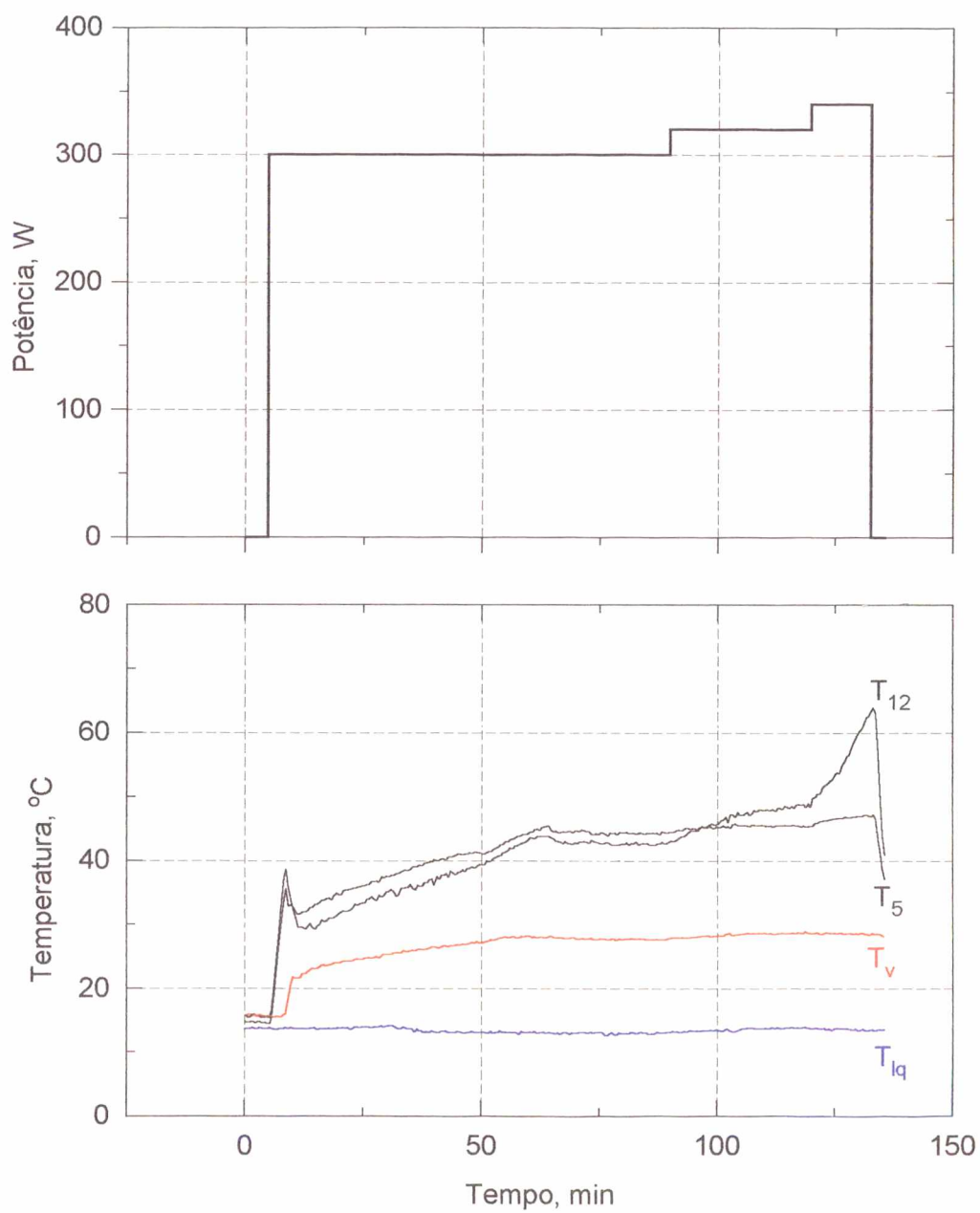


Fig. A37- Comportamento térmico da bomba capilar nº 3.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).

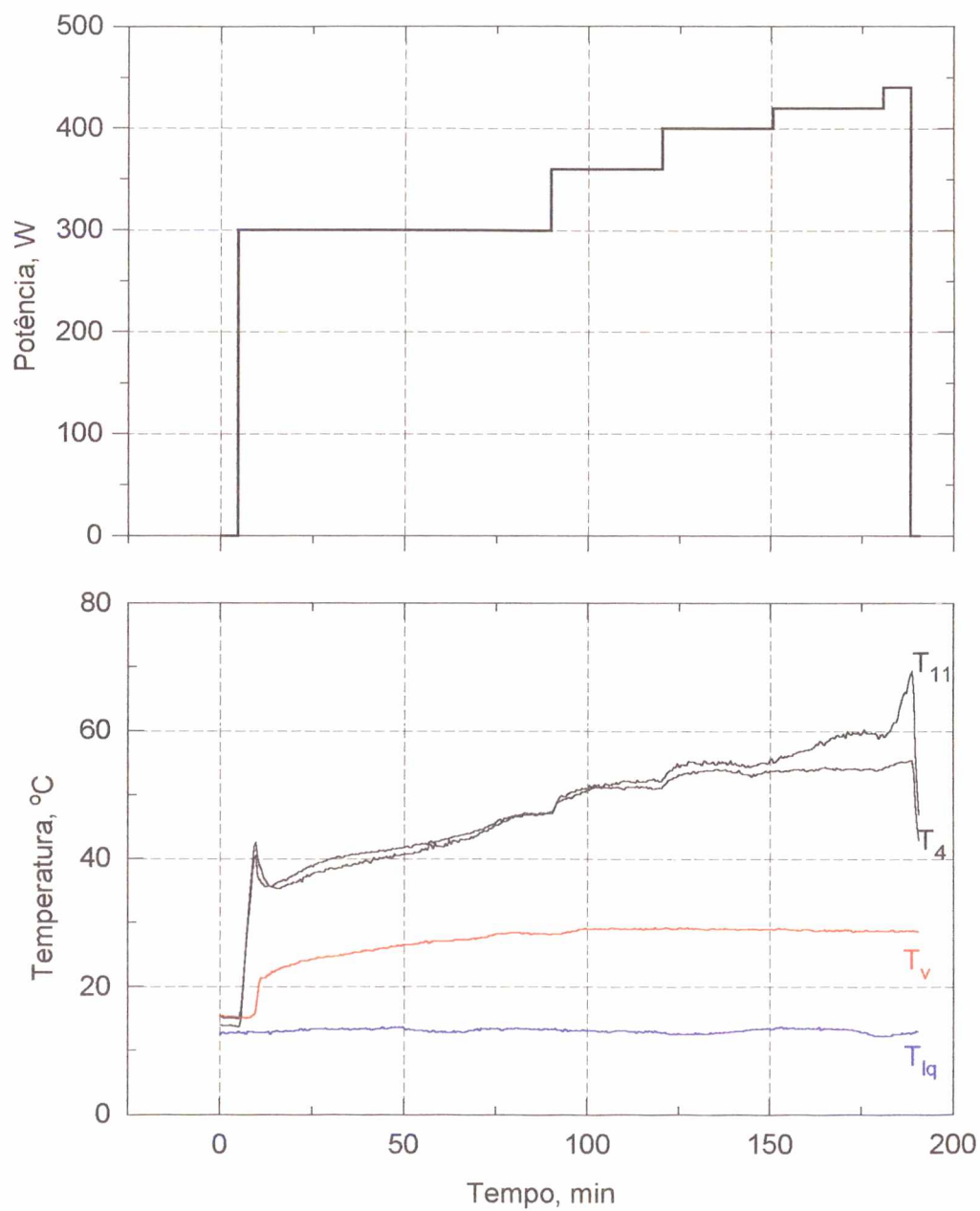


Fig. A38- Comportamento térmico da bomba capilar nº 4.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).

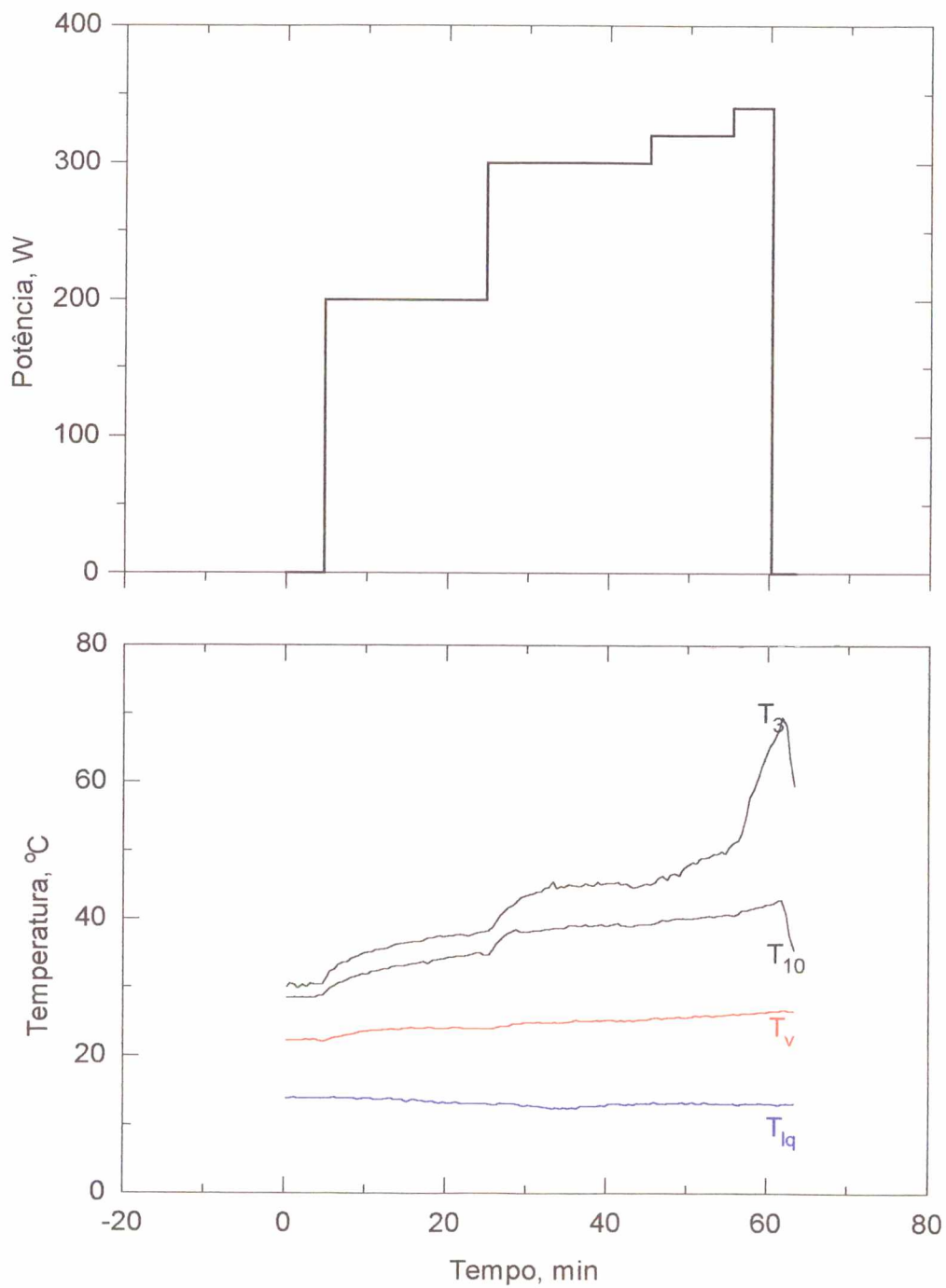


Fig. A39- Comportamento térmico da bomba capilar nº 5.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).



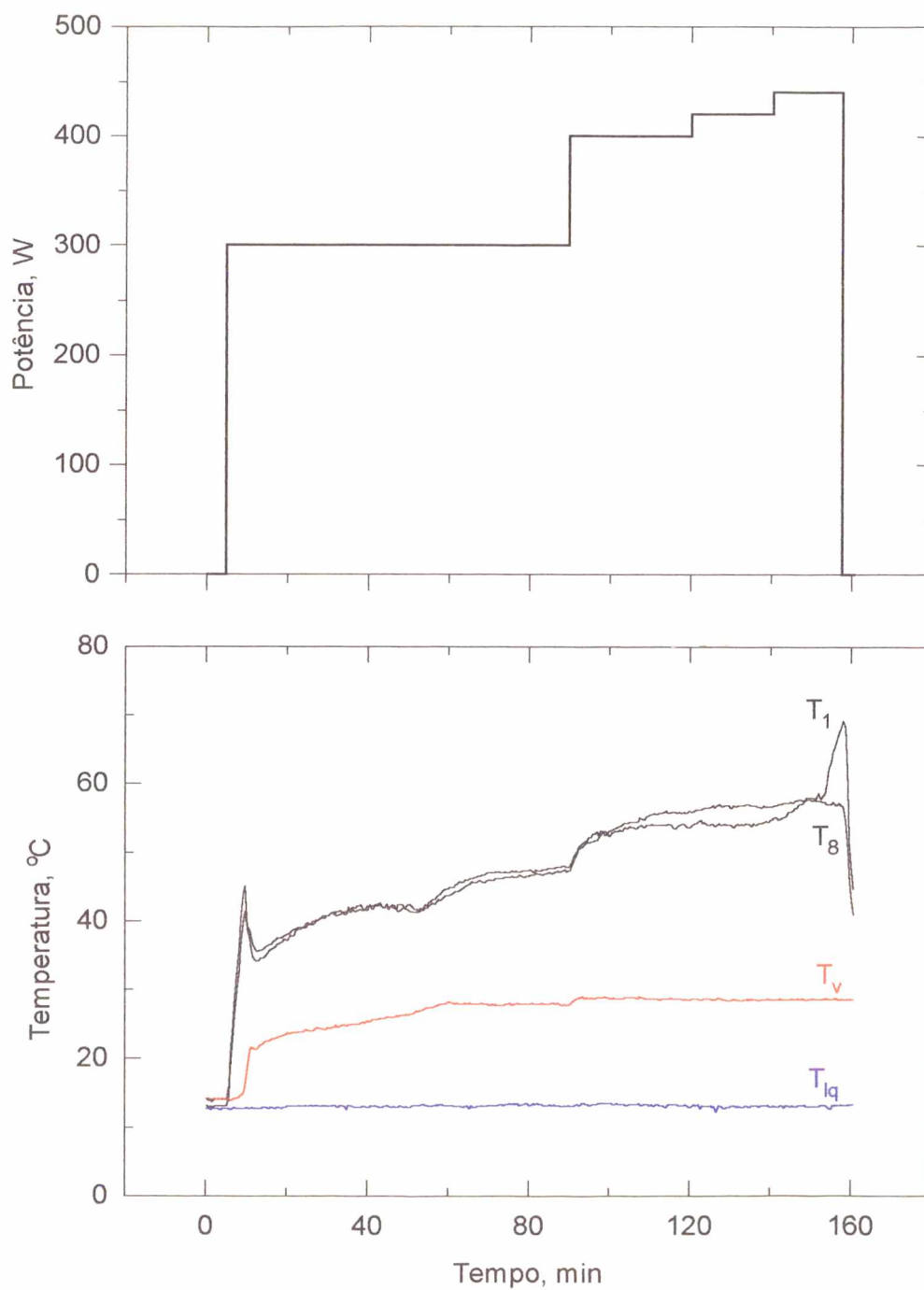


Fig. A40- Comportamento térmico da bomba capilar nº 6.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).

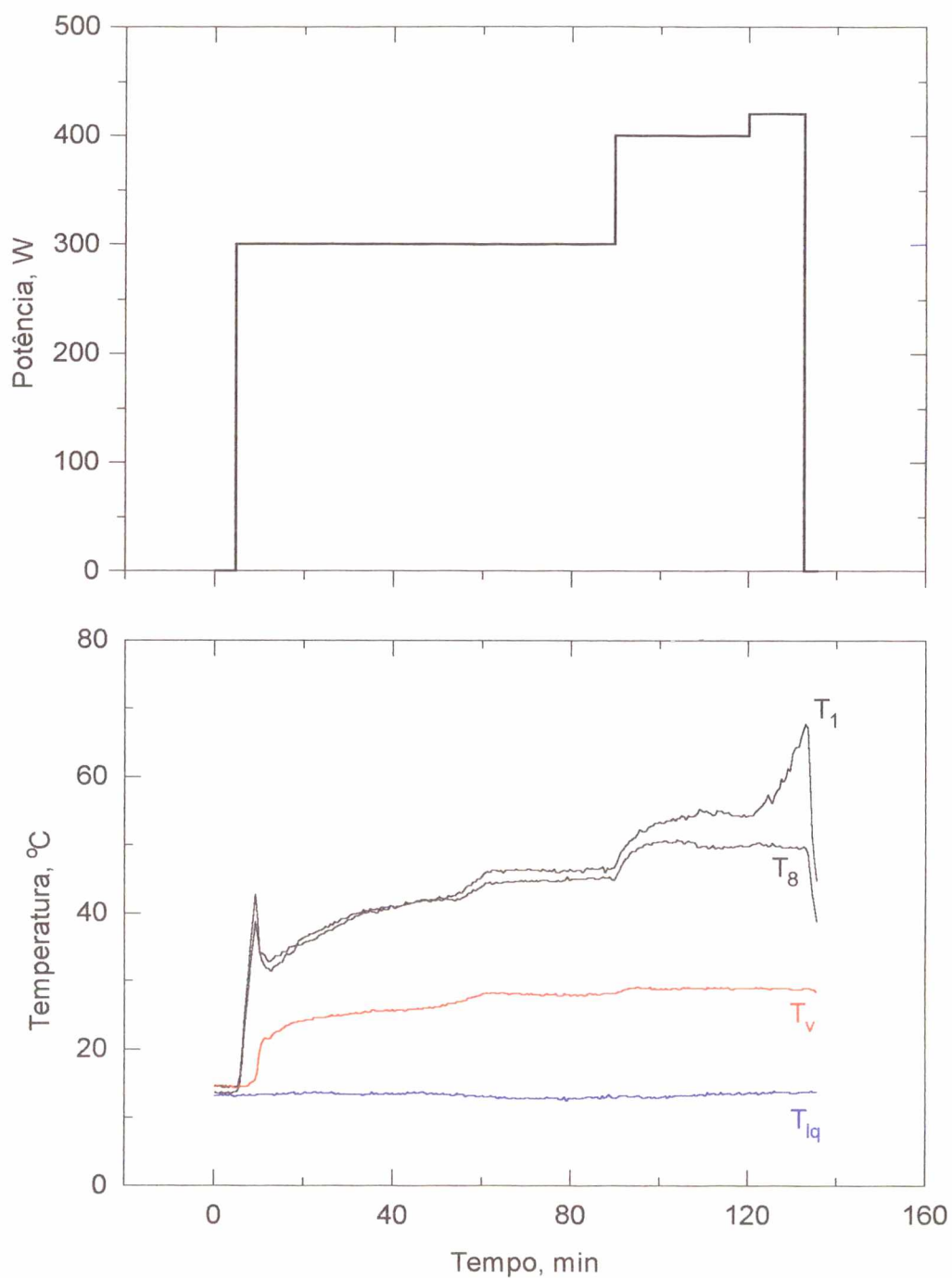


Fig. A41- Comportamento térmico da bomba capilar nº 7.  
(Teste desenvolvido no modo assistido por bomba mecânica).

**PROGRAMAS COMPUTACIONAIS.**

**A7.1- CÁLCULO DO LIMITE CAPILAR.**

```

PROGRAM RILLE;
uses crt, refri;

type
  alfan = string[40];
  vetor1 = array[1..40] of real;

var
  i,j,jmax,k,n,n1,iqmax,n3,j1, irep,is,
  kdec,kinc,kconv,speed,kprint           : integer;

  ro,rov, hlv,cpl,
  ni,niv,milq,mivp, sigma,
  g, pi,
  b, t, betag, beta,
  alfa,                                     {groove geometric ratio}
  lh,xlh, a, L, ri,
  dilq,divp,
  Llq,Lvp,Relq,Revp,
  dpdc,dplq,dpvp,dp100,
  tv,tl, pv,
  dploop,dploop_,
  pcm,                                     {maximum capillary pressure, Pa}
  pc,pnew,pcold,pcalt,                    {effective pumping pressure, Pa}
  r, ymax, rc,
  Q,Qmax,Qt,Qtold,
  QI,                                       {heat transport factor, W/cm}
  Qti,fQti,
  x1,x2,x3,y1,y2,tan,tetba,
  Rlmm,Rlt,tetag,ymm,Awmm,dhmm,
  vlmm,vmm,mmin,dp1,dp2,dp3,dpt,
  yes,xtel,
  p_q_r_s_a_ adiv_b_,
  xdilq,xdivp,xni,xniv,xhlv               : real;

  psi,p,dp,xq,ypc,
  Fi1,Fi2,Fi3,Fi0,
  R1,y,teta,Aw,dh,
  v1,v,m,Re,f,fRe, pmin                  : vetor1;

  arq,arq1,arq2                           : text;

  exit0,exit1,exit2,exit3,data,
  tube,fluid,tela1,xdp                    : alfan;

  resp,xresp                              : char;

{-----}
PROCEDURE TELA_SPEED;

begin
  gotoxy(2,1);
  for is:= 1 to speed do xtel:= exp(ln(speed));
end;

{-----}
PROCEDURE BRANCO;

begin
  for k:= 1 to 9 do
  begin
    gotoxy(19,10+k);
    write(' ');
  end;
end;

{-----}
PROCEDURE TABLE;

begin
  if i=10 then tela_speed; if i=10 then branco;
  if i=19 then tela_speed; if i=19 then branco;
  if i=28 then tela_speed; if i=28 then branco;
  if i=36 then tela_speed;
  if i=irep then tela_speed;
  gotoxy(19,10+i);
  if i>9 then gotoxy(19,1+i);
  if i>18 then gotoxy(19,i-8);
  if i>27 then gotoxy(19,i-17);
end;

{-----}
PROCEDURE TELA;

begin
  clrscr;
  textcolor(11); gotoxy(20,1);
  write('CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPS');
  textcolor(9); gotoxy(69,1); write('vs.10.95'); textcolor(11);
  gotoxy(33,2); write('(fluid, tube, )');
  gotoxy(2,1); textcolor(11); write('j = ');
  textcolor(11); gotoxy(1,3); write(Q:6:2, ' W');
  gotoxy(1,3); if Qt<100 then write(Q:6:3, ' W');

```



```

gotoxy(20,24);
write('      press '); textcolor(7);
write('Strg Break '); textcolor(11);
write('to stop      ');
gotoxy(1,22); write('pressure drop:');
gotoxy(1,23); write(' loop: ',dploop_:6:1,' Pa');
gotoxy(1,23); if xdp=0 then write(' loop: ',xdp,' ');
gotoxy(1,23); if xdp= 'not' then write(' xloop: not considered');
gotoxy(1,24); write('groove: ',dpt:6:1,' Pa');
gotoxy(1,24); if dpt=0 then write('groove: yes      ');
gotoxy(1,25); if j>0 then write(' pc = ',pc:6:1,' Pa');
gotoxy(66,23); write('irep = ',irep);
gotoxy(66,24); write('kdec = ',kdec);
gotoxy(66,25); write('kinc = ',kinc);
gotoxy(66,22); write('kconv= ',kconv);
textcolor(7);
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE OPTION;

```

```

begin
tela1:= 'not'; speed:= 1; iqmax:= 0;
fluid := 'Freon11';
tube := 'arqv';
data:= 'rille.arq';
exit0:= 'cpm.dat'; exit1:= 'groove.dat'; exit2:= 'flow.dat';
exit3:= 'qmax.dat';
n3:= 0;
Qmax:= 200.0; {Estimated}
Qt := 0000.0001; {Total heat flux, W }
Qtold:= Qt;
Qti:= 100; fQti:= 0.9;
xdp:= 'not';
dploop_:= 0; dp100:= 0; {Pressure drop in the loop, Pa}
dpt:= 0; {Pressure drop in the groove, Pa }
dilq:= 20.0e-03; divp:= 40.5e-03;
dilq:= 8.0e-03; divp:= 16e-03;
Llq:= 10; Lvp:= 10;
dpcd:= 0;
g := 9.8065; { m/s2}
pi := 3.141592654;
{Atmosferic pressure, p:= 101325.0 Pa}
tv:= 27.0; {Saturation temperature, according to }
{reservoir pressure }
tl:= 20.0; {Liquid inlet temperature}
n:= 36; {9/18/27/max 36}
jmax:= 500;
irep:= n+1; {to control the dry point of groove}
kdec:= 0; {to control the decrease of heat load}
kinc:= 0; {to control the increase of heat load}
kconv:= 0; j:= 0; kprint:= 0; pc:= 0.01;
tela;
gotoxy(32,22); write('Grid: ',n,' points ');
repeat
begin
gotoxy(15,10);
write('Options: cp1, cp2, cp3, cp4, cp5, cp6, cp7, cpm, arqv');
textcolor(4);
if tube = 'cp1' then begin gotoxy(24,10); exit0:= 'cp1'; end;
if tube = 'cp2' then begin gotoxy(29,10); exit0:= 'cp2'; end;
if tube = 'cp3' then begin gotoxy(34,10); exit0:= 'cp3'; end;
if tube = 'cp4' then begin gotoxy(39,10); exit0:= 'cp4'; end;
if tube = 'cp5' then begin gotoxy(44,10); exit0:= 'cp5'; end;
if tube = 'cp6' then begin gotoxy(49,10); exit0:= 'cp6'; end;
if tube = 'cp7' then begin gotoxy(54,10); exit0:= 'cp7'; end;
if tube = 'cpm' then gotoxy(59,10);
if tube = 'arqv' then gotoxy(64,10);

```

```

write(tube);
textcolor(7);
gotoxy(31,20);
write('New option (y/n)? '); resp := readkey;
if upcase (resp) = 'Y' then
begin
gotoxy(31,20); write('New option: ');
gotoxy(43,20); readln(tube);
end;
tela;
end;
until upcase (resp) <> 'Y';
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE PROPERTIES;

```

```

begin
tela;
if fluid = 'Freon11' then
Freon11(ro,hlv,cpl,ni,milq,sigma,pv,tv); {refri.tpu}
if fluid = 'Freon11' then
{-30 to 60 C}
begin
mivp:= 1.013e-05+3.221e-08*tv-1.786e-11*tv*tv; {Pa.s}
rov:= 2.393+0.107*tv+0.0022*tv*tv; {kg/m3}
niv:= mivp/rov;
end;
if fluid = 'ammonia' then
ammonia(ro,hlv,cpl,ni,milq,sigma,pv,tv); {refri.tpu}
if fluid = 'ammonia' then
{-40 to 60 C}
begin
mivp:= 9.240e-06+4.377e-08*tv+2.545e-10*tv*tv; {Pa.s}
rov:= 3.133+0.1519*tv+0.00216*tv*tv; {kg/m3}
niv:= mivp/rov;
end;
gotoxy(20,08); textcolor(7);
write('Vapor pressure : ',pv:10:1,' Pa');
gotoxy(20,09);
write('Temperature : ',tv:10:1,' C');
gotoxy(20,13);
write('Liquid density : ',ro,' kg/m3');
gotoxy(20,14);
write('Liq. heat capacity: ',cpl,' J/kg.K');
gotoxy(20,15);
write('Liquid viscosity : ',ni,' m2/s');
gotoxy(20,16);
write('Vapor density : ',rov,' kg/m3');
gotoxy(20,17);
write('Vapor viscosity : ',niv,' m2/s');
gotoxy(20,20);
write('Latent heat : ',hlv,' J/kg');
gotoxy(20,21);
write('Surface tension : ',sigma,' N/m');
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE GROOVE_GEOMETRY;

```

```

begin
if tube = 'cp1' then
begin
b := 32.3e-06; { m }
t := 319.7e-06; { m }
betag:= 0.75;
end;

```

```

if tube = 'cp2' then
begin
  b := 35.8e-06;      { m }
  t := 288.2e-06;    { m }
  betag:= 0.64;
end;
if tube = 'cp3' then
begin
  b := 33e-06;       { m }
  t := 309.7e-06;   { m }
  betag:= 0.57;
end;
if tube = 'cp4' then
begin
  b := 33.4e-06;     { m }
  t := 330.3e-06;   { m }
  betag:= 0.58;
end;
if tube = 'cp5' then
begin
  b := 33.0e-06;     { m }
  t := 309.7e-06;   { m }
  betag:= 0.57;
end;
if tube = 'cp6' then
begin
  b := 31.4e-06;     { m }
  t := 278.6e-06;   { m }
  betag:= 0.5;
end;
if tube = 'cp7' then
begin
  b := 34.5e-06;     { m }
  t := 254.6e-06;   { m }
  betag:= 0.57;
end;
a := 214.7e-06;      { m }
L := 0.50;           { m }
ri := 7.925e-03;    { m }
if tube = 'cpm' then
begin
  b := 33e-06;       { m }
  t := 309.7e-06;   { m }
  betag:= 0.57;     { degree}
  a := 214.7e-06;   { m }
  L := 500e-03;     { m }
  ri := 7.925e-03; { m }
end;

if tube = 'arqv' then
begin
  tela; textcolor(4);
  gotoxy(30,20);
  write('Reading RILLE.arq...'); textcolor(7);
  for is:= 1 to 2000 do
  xtel:= exp(ln(speed)); gotoxy(30,22);
  assign(arq1,data); reset(arq1);
  readln(arq1,tube); readln(arq1,fluid); readln(arq1,tela1);
  readln(arq1,xdp); readln(arq1,dp100);
  readln(arq1,n,jmax,speed,iqmax);
  readln(arq1,b,t,betag,ri,L,a);
  readln(arq1,tl,tv);
  readln(arq1,Qti,Qt,Qmax);
  readln(arq1,exit0);
  close(arq1);
end;
iqmax:= iqmax+1;
lh := 2*pi*ri/3;    { m }
end;

```

```

}-----}
PROCEDURE CHANGING;

begin
  repeat
  begin
    tela;
    gotoxy(20,24); textcolor(11);
    write('      press '); textcolor(4);
    write('Enter '); textcolor(11);
    write('to continue ');
    gotoxy(28,02); write('fluid:',fluid,'/tube:',tube);
    gotoxy(60,04); write('j iterations: ',jmax);
    gotoxy(60,05); write('step running: ',tela1);
    gotoxy(60,06); write('kspeed: ');
    if speed=1 then write('very fast');
    if speed=200 then write('fast ');
    if speed=1000 then write('slow ');
    if speed=2000 then write('very slow');
    if j > 20 then begin gotoxy(60,07); write('STOP');
      gotoxy(60,08); write('j=:j:,4,' ('jmax,')');end;
    gotoxy(27,09); write('width : ',b:8:6,' m');
    gotoxy(27,10); write('depth : ',t:8:6,' m');
    gotoxy(27,11); write('beta : ',betag:8:6,' degree');
    gotoxy(27,13); write('inner radius: ',ri:8:6,' m');
    gotoxy(27,14); write('length : ',L:8:6,' m');
    gotoxy(27,15); write('groove pitch: ',a:8:6,' m');
    gotoxy(32,22); write('grid: ',n,' points');
    gotoxy(60,17); write('exit: ',exit0);
    gotoxy(60,18); write(' ',exit1);
    gotoxy(60,19); write(' ',exit2);
    gotoxy(60,20); write(' ',exit3,' (',iqmax,')');
    textcolor(11);
    gotoxy(1,2); if j<5 then write(' ');
    gotoxy(1,3); if j<5 then write(' ');
    gotoxy(1,4); write('heat input:');
    gotoxy(1,5); write(Qti:7:2,' W increasing');
    gotoxy(1,5); if Qti<10 then write(Qti:7:3,' W increasing');
    if j<10 then begin
      gotoxy(1,6); write(Qt:7:2,' W current');
      gotoxy(1,7); write(Qmax:7:2,' W maximum'); end;
    gotoxy(1,17); write('temperatures:');
    gotoxy(1,18); write(tl:6:1,' C (inlet)');
    gotoxy(1,19); write(tv:6:1,' C (outlet)');
    gotoxy(1,22); write('pressure drop:');
    gotoxy(1,23); write(' xloop: ',dploop_:6:1,' Pa');
    if dploop_=0 then
    begin
      gotoxy(1,23); write(' xloop: ',xdp,' ');
      if xdp = 'max' then
      begin gotoxy(10,23); write(dp100:3:1);
        textcolor(4); write(' %'); textcolor(11);
        write(' pcm'); end;
      end;
    gotoxy(1,24); if xd <>'not' then write('groove: ',dpt:6:1,' Pa');
    gotoxy(1,24); if dpt=0 then write('groove: yes ');
    textcolor(4);
    gotoxy(60,04); write('j');
    gotoxy(1,17); write('t');
    gotoxy(60,17); write('e'); gotoxy(66,20); write('q');
    gotoxy(28,02); write('f');
    gotoxy(67,05); write('n'); gotoxy(60,06); write('k');
    if j > 20 then begin gotoxy(60,07); write('S'); end;
    gotoxy(27,09); write('w'); gotoxy(27,10); write('d');
    gotoxy(27,11); write('b');
    gotoxy(33,13); write('r'); gotoxy(27,14); write('l');
    gotoxy(34,15); write('p'); gotoxy(32,22); write('g');
    if j<10 then begin gotoxy(1,4); write('h'); end;
    gotoxy(13,5); write('i');

```

```

gotoxy(2,23); write('x');
textcolor(7);
gotoxy(32,20); write('Option: '); resp := readkey;
if upcase(resp) = 'S' then begin kconv:= 20; resp:= 'N'; end;
gotoxy(32,20); write('Changing... ');
gotoxy(44,20); textcolor(4); writeln(resp,'... ');
gotoxy(74,05);
if resp= 'n' then if tela1 = 'not' then begin
  resp:= ' '; tela1 := 'yes'; writeln(tela1); resp:= 'Y'; end;
if resp= 'n' then if tela1 = 'yes' then begin
  resp:= ' '; tela1 := 'not'; writeln(tela1); resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'K' then
begin
  textcolor(10); gotoxy(68,6);
  j1:= 0; if j1=0 then if speed=1 then begin speed:= 200;
    j1:= 1; end;
if j1=0 then if speed=200 then begin speed:= 1000; j1:= 1;
end;
if j1=0 then if speed=1000 then begin speed:= 2000; j1:= 1;
end;
if j1=0 then if speed=2000 then begin speed:= 1; j1:= 1; end;
  if j1=0 then speed:= 1;
  if speed=1 then write('very fast');
  if speed=200 then write('fast ');
  if speed=1000 then write('slow ');
  if speed=2000 then write('very slow');
  resp:= 'Y';
end;
if upcase(resp)= 'S' then begin j:= jmax; resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'F' then begin
  gotoxy(34,02); writeln(' '); gotoxy(34,02);
  readln(fluid); resp:= 'Y';
end;
if upcase(resp)= 'T' then begin gotoxy(03,18); read(tl); end;
if upcase(resp)= 'T' then begin gotoxy(03,19); read(tv);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'W' then begin gotoxy(41,09); read(b);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'D' then begin gotoxy(41,10); read(t);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'B' then begin gotoxy(41,11);
  read(beta);
beta:= (beta/180)*pi; tan:= sin(beta)/cos(beta); resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'R' then begin gotoxy(41,13);
  lh := 2*pi*ri/3; read(ri); resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'L' then begin gotoxy(41,14); read(L);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'P' then begin gotoxy(41,15); read(a);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'J' then begin gotoxy(74,04); read(jmax);
resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'H' then begin
  gotoxy(01,06); write(' ');
  gotoxy(01,06); if Qt<1000 then gotoxy(02,06); read(Qt);
  if Qt = 0 then Qt:= 0.0001;
  gotoxy(01,07); write(' ');
  gotoxy(01,07); if Qt<1000 then gotoxy(02,07); read(Qmax);
  if Qti> (Qmax-Qt)/5 then Qti:= (Qmax-Qt)/5;
  j1:= 0;
  if j1=0 then if Qti >=100 then begin Qti:=100; j1:= 1; end;
  if j1=0 then if Qti >= 50 then begin Qti:= 50; j1:= 1; end;
  if j1=0 then if Qti >= 20 then begin Qti:= 20; j1:= 1; end;
  if j1=0 then if Qti >= 10 then begin Qti:= 10; j1:= 1; end;
  if j1=0 then if Qti >= 5 then begin Qti:= 5; j1:= 1; end;
  resp:= 'Y';
end;
if upcase(resp)= 'T' then begin
  gotoxy(1,5); write(' '); gotoxy(03,05); read(Qti);
  if Qmax <= Qt+Qti then Qmax:= Qt+4*Qti;
  resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'E' then begin gotoxy(66,17);
  readln(exit0); resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'Q' then
begin
  iqmax:= 1; gotoxy(66,20); write('(,iqmax,');
  resp:= 'Y';
end;
if upcase(resp)= 'G' then begin gotoxy(38,22); read(n);
  resp:= 'Y'; end;
if upcase(resp)= 'X' then
begin
  j1:= 0;
  if j1=0 then if xdp = 'yes' then
  begin
    xdp := 'max'; j1:= 1;
    gotoxy(14,23); write('% pcm ',dp100:3:1);
  end;
  if j1=0 then if xdp = 'max' then begin xdp := 'not';
  j1:= 1; end;
  if j1=0 then if xdp = 'not' then begin xdp := 'yes'; end;
  gotoxy(4,23); writeln('xdp,' ');
  resp:= 'Y';
end;
if resp= '%' then if xdp = 'max' then
begin
  textcolor(10);
  gotoxy(10,23); write(' '); gotoxy(10,23); read(dp100);
  if dp100 < 0 then dp100:= 0;
  gotoxy(10,23); write(dp100, '%');
  resp:= ' '; resp:= 'Y';
end;
end;
textcolor(7);
until upcase(resp) <> 'Y';
if j < 10 then begin
  fQti:= 0.9; if fluid = 'ammonia' then fQti:= 0.8; end;
properties; if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
if iqmax= 1 then
begin
  assign(arq2,exit3); rewrite(arq2);
  close(arq2);
end;
if j<2 then
begin
  assign(arq1,data); rewrite(arq1);
  writeln(arq1,tube); writeln(arq1,fluid); writeln(arq1,tela1);
  writeln(arq1,xdp); writeln(arq1,dp100);
  writeln(arq1,n,' ',jmax,' ',speed,' ',iqmax);
  writeln(arq1,b,t,betag,ri,L,a);
  writeln(arq1,tl,tv);
  writeln(arq1,Qti,Qt,Qmax);
  writeln(arq1,exit0);
  close(arq1);
end;
end;
{-----}
PROCEDURE INICIALIZACAO;
begin
  pnew:= 0; tetag:= 90;
  beta:= (beta/180)*pi; tan:= sin(beta)/cos(beta);
  if t*tan > b/2 then
begin
  tela; gotoxy(20,15);
  write('There is no condition to solve this problem');
  resp:= readkey;
end;

```



```
tela;
gotoxy(20,6); writeln('Initial values:');
gotoxy(20,8); writeln('i psi p');
textcolor(4); gotoxy(30,15);
for i := 1 to n do
begin
psi[i]:= -pi/6 + ((2*pi/3)/(n-1))*(i-1);
p[i]:= pv;
table;
writeln(i:2, psi[i]:9:3, p[i]:12:3);
end;
textcolor(7);
gotoxy(20,6); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
end;
```

```
{-----}
PROCEDURE ANGULAR_FACTORS;
```

```
begin
tela; gotoxy(20,6); writeln('Angular factors:');
gotoxy(20,6);
writeln('i psi Fi1 Fi2 Fi3 Fi0');
textcolor(4);
n1:= n-1;
for i := 1 to n1 do
begin
x1:= psi[i+1]-psi[i];
x2:= sqrt(psi[i+1])-sqrt(psi[i]);
x3:= sqrt(psi[i+1])*psi[i+1]-sqrt(psi[i])*psi[i];
Fi1[i]:= sin(psi[i+1]) - sin(psi[i]); {Eq.50}
Fi2[i]:= (pi*pi/4)*x1 + (1/3)*x3 - pi*x2/2; {Eq.51}
Fi3[i]:= pi*x1 - x2; {Eq.52}
Fi0[i]:= pi/2-psi[i]; {Eq.49}
table;
write(i:2,psi[i]:8:3,Fi1[i]:8:3,Fi2[i]:8:3,Fi3[i]:8:3,Fi0[i]:8:3);
end;
Fi0[n]:= pi/2-psi[n];
gotoxy(19,19);
write(n:2, ' ',Fi0[n]:8:3);
textcolor(7);
gotoxy(20,6); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
end;
```

```
{-----}
PROCEDURE GROOVE_MENISCUS;
```

```
begin
r:= ri+t/2;
ymax:= t*(1+sin(beta))-b*cos(beta)/2; {eq.20}
rc:= 2*cos(beta)*(b/2-t*tan)/(1-sin(beta)); {eq.12}
pcm:= 2*sigma/rc; pcold:= pcm; pcalt:= pcm; {eq.03}
Q:= a*Qu/(2*L*lh); {eq.30}
QL:= Qu/(100*L);
tela; gotoxy(20,8); write('Groove/meniscus:');
textcolor(4); gotoxy(20,10);
writeln('Mean radius liquid flow passage=',r:10:6,' m');
gotoxy(20,11);
writeln('Max. distance of meniscus=',ymax:16:6,' m');
gotoxy(20,12);
writeln('Max. effective capillary radius=',rc:10:6,' m');
gotoxy(20,13);
writeln('Circumferential heat flux=',Q:16:6,' W/m');
textcolor(7); gotoxy(20,17);
Write('The maximum effective pumping pressure is ',
pcm:5:1,' Pa');
gotoxy(20,8); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
end;
```

```
{-----}
PROCEDURE PQRS_CRAMER;
```

```
begin
if n3<3 then n3:=n3+1;
if n3=1 then begin
xq[1]:= Qt; ypc[1]:= pc; end;
if n3=2 then begin
xq[2]:= Qt; ypc[2]:= pc; end;
if n3>3 then
begin
n3:= 3;
xq[1]:= xq[2]; ypc[1]:= ypc[2];
xq[2]:= xq[3]; ypc[2]:= ypc[3];
end;
if n3= 3 then
begin
xq[3]:= Qt; ypc[3]:= pc;
p_:= 0+xq[1]+xq[2]+xq[3];
q_:= 0+xq[1]*xq[1]+xq[2]*xq[2]+xq[3]*xq[3];
r_:= 0+ypc[1]+ypc[2]+ypc[3];
s_:= 0+xq[1]*ypc[1]+xq[2]*ypc[2]+xq[3]*ypc[3];
adiv_:= (n3*q_-p_*p_);
if adiv_ = 0 then adiv_:= 0.000001;
a_:= (r_*q_-s_*p_)/adiv_;
b_:= (r_-n3*a_)/p_;
end;
end;
```

```
{-----}
PROCEDURE DECREASE_load;
```

```
begin {Decreasing the load}
table;
textcolor(10); writeln(i:2, ' deprimed. '); textcolor(7);
if kdec = 0 then
begin
textcolor(4);
kdec := 1; kconv:= 0;
kinc:= 0;
for j1:= 1 to n do
p[j1] := pmin[j1];
Qmax:= Qt;
fQti:= 1.05*fQti;
Qt:= Qtold;
gotoxy(1,4); write(Qmax:6:2,' W upper limit');
gotoxy(1,4);
if fQti > 0.95 then write('fQti= ',fQti:4:2,' ');
gotoxy(1,3); write(Qt:5:1,' W ');
Q:= a*Qu/(2*L*lh); {correction of Q}
QL:= Qu/(100*L);
if Q < 0.0 then
begin
tela; gotoxy(20,15); textcolor(4);
write('There is no condition to solve this problem');
textcolor(7); resp:= readkey;
end;
gotoxy(19,21);
writeln('Q is now modified to... ',Q:9:6,' W/m ');
tela_speed;
R1[i]:= rc/2;
R1mm:= R1[i]*1e+03;
end;
end;
```

```

{-----}
PROCEDURE INCREASE_load;

```

```

begin
  irep:= n+1;                {Increasing the load}
  textcolor(4);
  if abs(Qmax-Qt)>0.01 then kconv:= 0;
  if kconv > 5 then changing;
  kdec := 0; kinc:= 1;
  if pc< 0.8*(pcm-dploop) then if Qti > 20 then
  begin
    Qti:= 20; if fluid = 'ammonia' then Qti:= 100;
  end;
  if pc< 0.4*(pcm-dploop) then if n3= 3 then if Qti> 0 then
  begin
    Qti:= ((fQti*pc-a_)/b_-Qtold)/(2+betag);
    j1:= 0;
    if j1=0 then if Qti >=100 then begin Qti:=100; j1:= 1; end;
    if j1=0 then if Qti >= 50 then begin Qti:= 50; j1:= 1; end;
    if j1=0 then if Qti >= 20 then begin Qti:= 20; j1:= 1; end;
    if j1=0 then if Qti >= 10 then begin Qti:= 10; j1:= 1; end;
    if j1=0 then if Qti >= 5 then begin Qti:= 5; j1:= 1; end;
  end;
  if fQti>= 1.0 then
    Qti:= (Qmax-Qtold)/10;
  Qt:= Qtold + Qti;
  gotoxy(1,4); write(Qti:6:2,' W increasing');
  gotoxy(1,4); if Qti<10 then write(Qti:6:3,' W increasing');
  if Qt > Qmax then Qmax:= Qt + 10;
  Q:= a*Qt/(2*L*lh);                {correction of Q}
  QL:= Qt/(100*L);
  gotoxy(19,21);
  writeln('Q is now modified to...','Q:9:6,' W/m          ');
  tela_speed;
  gotoxy(1,3); write(Qt:5:1,' W ');
  pcalt:= pc;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE TEST_load;

```

```

begin
  if pc < 0 then if R1[i] < rc/2 then
  begin
    if irep>i then irep:= i; gotoxy(73,23); write(irep,' ');
    if i >= irep then
    begin
      DECREASE_load; i:= 1;
      gotoxy(73,24); write(kdec,' ');
    end;
  end;
  if kconv >= 3 then if i = n then
  begin
    if pc > 0 then if R1[n] > 1.001*rc/2 then
    begin
      PQRS_CRAMER;
      for j1:= 1 to n do
        pmin[j1] := p[j1];
      Qtold:= Qt;
      INCREASE_load;
    end;
    if R1[n] <=1.001*rc/2 then kinc:= 0;
    gotoxy(73,25); write(kinc,' ');
  end;
  textcolor(4);
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE DP_LOOP;

```

```

begin
  if j = 1 then
  begin
    xdilq:= exp(4.75*ln(dilq));
    xdivp:= exp(4.75*ln(divp));
    xni:= exp(0.25*ln(ni));
    xniv:= exp(0.25*ln(niv));
    xhlv:= exp(1.75*ln(hlv));
  end;
  Relq:=(4*pi*dilq/ro/ni/hlv)*Qt;
  Revp:=(4/pi/divp/rov/niv/hlv)*Qt;
  {laminar.....Re<2300}
  dplq:= (128/pi/dilq/dilq/dilq/dilq)*(ni/hlv)*Llq*Qt;
  dpvp:= (128/pi/divp/divp/divp/divp)*(niv/hlv)*Lvp*Qt;
  if Relq > 2300 then
    dplq:= (0.2414/xdilq)*(xni/xhlv)*Llq*exp(1.75*ln(Qt));
  if Revp > 2300 then
    dpvp:= (0.2414/xdivp)*(xniv/xhlv)*Lvp*exp(1.75*ln(Qt));
  dploop_:= dped+dplq+dpvp;
  if xdp = 'yes' then dploop:= dped+dplq+dpvp;
  if xdp = 'max' then begin dploop:= dp100*pcm/100;
  dploop_:= dploop; end;
  if xdp = 'not' then dploop:= 0;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE SOLUTION1;

```

```

begin
  tela; gotoxy(20,6); writeln('Meniscus/Cross flow area:');
  gotoxy(20,8);
  writeln('i R1 teta y Aw dh ');
  gotoxy(20,9);
  writeln(' (mm) (degree) (mm) (mm2) (mm)');
  R1t:= (b/2)/cos(beta)*1e+03; gotoxy(19,21);
  Write('The wet angle "teta" is assumed "zero" for R1<',
  R1t:7:4,' mm');
  textcolor(4);
  i:= 0;
  REPEAT
  begin
    i:= i + 1;
    if p[i] = pv then p[i]:= pv-dploop-1.0;
    R1[i]:= sigma/(pv-p[i]); R1mm:= R1[i]*1e+03; {eq.09}
    TEST_load;
    y[i]:= ymax*(b-2*R1[i]*cos(beta))/(b-rc*cos(beta)); {eq.06}
    if R1[i]*cos(beta) > b/2 then y[i]:= 0;
    ymm:= y[i]*1e+03;
    teta[i]:= 0;
    y1:= 4*R1[i]*R1[i]-b*b;
    if y1 > 0 then
    begin
      y1 := sqrt(y1)/2;
      y2 := (b/2)*tan;
      if y1 > y2 then teta[i]:= arctan(2*y1/b) - beta; {eq.18}
    end;
    teta:= 180*teta[i]/pi; tetba:= beta+teta[i];
    Aw[i]:= (t-y[i])*(R1[i]*cos(tetba)+b/2-t*tan);
    Aw[i]:= Aw[i]-R1[i]*R1[i]*((pi/2-tetba)-(1/2)*sin(2*tetba));
    {eq.14}
    Awmm:= Aw[i]*1e+06;
    dh[i]:= 4*Aw[i]*cos(beta);
    dh[i]:= dh[i]/(b*cos(beta)+2*(t-y[i]-t*sin(beta))); {eq.13}
    dhmm:= dh[i]*1e+03;
    if i > irep then tela_speed;
  table;

```

```

write(i:2,R1mm:10:6,tetag:8:3,ymm:10:6,Awmm:10:6,
dhmm:10:6);
end;
UNTIL i = n;
gotoxy(2,1); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
end;

{-----}
PROCEDURE SOLUTION2;

begin
tela; gotoxy(20,6); writeln('Velocity/Flow rate: ');
gotoxy(20,8);
writeln('i v1 v m fRe ');
gotoxy(20,9);
writeln(' (mm/s) (mm/s) (kg/min) ');
gotoxy(19,21);
Write('The flow rate "m" is calculated to the whole pump');
textcolor(4);
for i:= 1 to n-1 do
begin
if Aw[i] > 0.0 then
v1[i]:= (Q*r/ro/(hlv+cpl*(tv-tl))/Aw[i]); {eq.46}
v1mm:= v1[i]*1e+03;
v[i]:= v1[i]*Fi0[i]; vmm:= v[i]*1e+03; {eq.45}
Re[i]:= v[i]*dh[i]/ni; {eq.42}
alfa:= (R1[i]*cos(beta+teta[i]))/(t-y[i]-R1[i]/2); {Chi,1976}
if y[i] <= 0 then
alfa:= (R1[i]*cos(beta+teta[i]))/t;
if Re[i]>0 then
f[i]:= (23.9191-27.9347*alfa+26.9625*sqrt(alfa)-
8.72381*alfa*sqrt(alfa))/Re[i];
fRe[i]:= f[i]*Re[i];
if Re[i]>0 then
m[i]:= (Q*r/(hlv+cpl*(tv-tl))*Fi0[i]; {eq.32}
mmin:= 2*(L/a)*m[i]*60; {eq.35}
{Flow rate: kg/min/pump}

if i < n then
begin
table;
write(i:2,v1mm:9:4,vmm:9:4,mmin:9:4,fRe[i]:10:4);
end;
end;
gotoxy(2,1); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;

{*****}

tela; gotoxy(20,6); writeln('Pressures:'); gotoxy(20,8);
writeln('i dp1 dp2 dp3 dp p');
gotoxy(20,9);
writeln(' (Pa) (Pa) (Pa) (Pa) (Pa)');
gotoxy(19,21); Write('The maximum effective
pumping pressure is 'pcm:5:1,' Pa');
textcolor(4);
i:= 1; dpt:= 0.0; dp[1]:= 0;
p[1]:= pv-dploop-1;
gotoxy(19,11); write(i:2,' ',dp[1]:10:2,p[1]:14:2);
i:= 1;
REPEAT
i:= i+1;
begin
dp1:= 0.0; dp2:= 0.0; dp3:= 0.0;
if dh[i] > 0.0 then
begin
dp1:= ro*g*r*Fi1[i-1];
dp2:= 4*f[i-1]*(r/dh[i-1])*ro*((v1[i-1]*v1[i-1])/2)*Fi2[i-1];
dp3:= -ro*(v1[i-1]*v1[i-1])*Fi3[i-1];
end;
dp[i]:= dp1 + dp2 + dp3; {eq.47}
p[i]:= p[i-1] - dp[i];
dpt:= dpt + dp[i];
pc:= pcm - dploop - dpt; {available pressure head}
{eq.21}

gotoxy(9,25); write(pc:6:1,' Pa ');
if pc > 0 then if i > irep then begin
irep:= i+1; gotoxy(73,23); write(irep,' '); end;
table;
write(i:2,dp1:7:2,dp2:10:3,dp3:10:3,dp[i]:10:3,p[i]:13:2);
if pc < 0 then i:= n;
end;
UNTIL i = n;
gotoxy(20,6); if tela1 = 'yes' then resp:= readkey;
end;

{-----}
PROCEDURE PRINT;

begin
if kprint = 0 then
begin
assign(arq,exit0); rewrite(arq); writeln(arq,
'CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPS');
writeln(arq,' (fluid,/,tube,')');
writeln(arq); writeln(arq);
{ writeln(arq,'Angular factors:'); writeln(arq); }
{ writeln(arq,' i psi Fi1 Fi2 Fi3 Fi0'); }
{ writeln(arq); }
{ for i:= 1 to n-1 do }
{ writeln(arq,i:2,psi[i]:8:3,Fi1[i]:8:3,Fi2[i]:8:3,Fi3[i]:8:3,
Fi0[i]:8:3); }
{ writeln(arq,n:2,' ',Fi0[n]:8:3); }
{ writeln(arq); writeln(arq); }
writeln(arq,width : 'b:8:6,' m');
writeln(arq,depth : 't:8:6,' m');
writeln(arq,beta : 'betag:8:6,' degree);
writeln(arq,inner radius: 'ri:8:6,' m');
writeln(arq,length : 'L:8:6,' m');
writeln(arq,groove pitch: 'a:8:6,' m');
writeln(arq);
writeln(arq,'grid: 'n,' points');
writeln(arq); writeln(arq);
writeln(arq,'Vapor pressure : 'pv:10:1,' Pa');
writeln(arq,'Temperature : 'tv:10:1,' C');
writeln(arq,'Liquid density : 'ro,' kg/m3');
writeln(arq,'Liq. heat capacity: 'cpl,' J/kg.K');
writeln(arq,'Liquid viscosity : 'ni,' m2/s');
writeln(arq,'Vapor density : 'rov,' kg/m3');
writeln(arq,'Vapor viscosity : 'niv,' m2/s');
writeln(arq);
writeln(arq,'Latent heat : 'hlv,' J/kg');
writeln(arq,'Surface tension : 'sigma,' N/m');
writeln(arq);
writeln(arq);
writeln(arq,' Qt QL pc',
'dploop');
writeln(arq);
end;
{mmin1:= 2*(L/a)*m[1]*60;}
writeln(arq,Qt,QL,pc,dploop_);
if kprint = 2 then
begin
writeln(arq); writeln(arq);
writeln(arq,'Meniscus/Cross flow area:'); writeln(arq);
writeln(arq,' lh R1 teta y Aw dh ');
writeln(arq,
'(mm) (mm) (degree) (mm) (e-03.mm2) (mm)');
writeln(arq);

```



```

for i:= 1 to n do
begin
  xlh:= ((i-1)/(n-1))*lh*1e+03;
  R1mm:= R1[i]*1e+03;           {02}
  ymm:= y[i]*1e+03;
  tetag:= 180*teta[i]/pi;
  Awmm:= Aw[i]*1e+09;
  dhmm:= dh[i]*1e+03;
  writeln(arq,xlh:7:4,R1mm:10:6,tetag:8:3,ymm:10:6,
  Awmm:10:6,dhmm:10:6);
end;
writeln(arq); writeln(arq,
"The wet angle "teta" is assumed "zero" for R1<,R1t:7:4, mm");
writeln(arq); writeln(arq);
writeln(arq,'Velocity/Flow rate: '); writeln(arq);
writeln(arq,' lh      v1      v      m      fRe ');
writeln(arq,' (mm)    (mm/s) (mm/s) (kg/min) ');
writeln(arq);
for i:= 1 to n-1 do
begin
  xlh:= ((i-1)/(n-1))*lh*1e+03;
  v1mm:= v1[i]*1e+03;
  vmm:= v[i]*1e+03;
  mmin:= 2*(L/a)*m[i]*60;      {Flow rate: kg/min/pump}
  writeln(arq,xlh:7:4,v1mm:10:4,vmm:9:4,
  mmin:9:4,fRe[i]:10:4);
end;
vmm:= 0.0; mmin:= 0.0;
writeln(arq,xlh:7:4,' ',vmm:9:4,mmin:9:4);
writeln(arq); writeln(arq,'The flow rate
"m" is calculated to the whole pump');
writeln(arq); close(arq);
end;
kprint:= 1; pcold:= pc;
end;

{-----}
PROCEDURE PRINT1;

begin
assign(arq,exit1); rewrite(arq);
for i:= 1 to n do
begin
  xlh:= ((i-1)/(n-1))*lh*1e+03;
  R1mm:= R1[i]*1e+03;
  ymm:= y[i]*1e+03;
  tetag:= 180*teta[i]/pi;
  Awmm:= Aw[i]*1e+09;
  dhmm:= dh[i]*1e+03;
  writeln(arq,xlh:7:4,R1mm:10:6,tetag:8:3,ymm:10:6,
  Awmm:10:6,dhmm:10:6);
end;
close(arq);
end;

{-----}
PROCEDURE PRINT2;

begin
assign(arq,exit2); rewrite(arq);
for i:= 1 to n do
begin
  xlh:= ((i-1)/(n-1))*lh*1e+03;
  v1mm:= v1[i]*1e+03;
  vmm:= v[i]*1e+03;
  mmin:= 2*(L/a)*m[i]*60;      {Flow rate: kg/min/pump}
  writeln(arq,xlh:7:4,v1mm:10:4,vmm:9:4,mmin:9:4,fRe[i]:10:4);
end;
close(arq);
end;

```

```

{-----}
PROGRAMA PRINCIPAL
{-----}

BEGIN
option;
properties;
groove_geometry;
changing;
inicializacoo;
angular_factors;
groove_meniscus;

j:= 0;
repeat
begin
  j:= j+1;
  if j=200 then changing;
  if j=300 then changing;
  kdec:= 0; gotoxy(66,24); write('kdec = ',kdec);
  if abs(pcnew-pc) > 0.5 then kconv:= 0;
  gotoxy(66,22); write('kconv= ',kconv);
  pcnew:= pc;
  dp_loop;
  solution1;
  solution2;
  if kconv = 2 then if pc >= 0 then
  begin
    if (pcold-pc) > 50 then print;
    if pc < 50 then if (pcold-pc) > 5 then print;
    if j > 8 then if abs(pc) < 1 then kconv:= 20;
  end;
  kconv:= kconv + 1;
    if j > jmax then kconv:= 20;
  end;
until kconv >= 20;
textcolor(7);
gotoxy(1,25); write(' pc = ',pc:6:1,' Pa ');
kprint:= 2; print;
print1; print2;
gotoxy(19,20);
mmin:= 2*(L/a)*m[1]*60;      {Flow rate: kg/min/pump}
writeln('m = ',mmin:6:4,
' kg/min is the mass flow rate for the whole pump');
gotoxy(19,21);
Write('p = ',pcm:5:1,
' Pa is the maximum effective pumping pressure ');
textcolor(4);
gotoxy(20,24);
write(' Opening qmax.dat... ');
textcolor(7); gotoxy(2,1);
for is:= 1 to 3000 do
xtel:= exp(ln(speed));
gotoxy(30,25); assign(arq2,exit3); append(arq2);
writeln(arq2,QL,dploop_dpt,Qt,pcm);
close(arq2);
gotoxy(20,24);
write(' ');
gotoxy(1,4);
END.

{-----}

```

## UNIT REFRE

```
{T.E.Daubert and R.P.Danner. Physical and thermodynamics }
{properties of pure chemicals: data compilation.           }
{Hemisphere Publishing Co. USA, 1992.                    }
```

```
interface
```

```
uses CRT;
function EY0 : real;
function EY1 : real;
function EY5 : real;
function EY6 : real;
function EY7 : real;
procedure FREON11
    (var rol,hlv,cpl,nilq,milq,sigma,pv,Tv : real);
procedure AMMONIA
    (var rol,hlv,cpl,nilq,milq,sigma,pv,Tv : real);

var
x,y,
mw,          {Molecular weight, kg/kmol}
T,           {Temperature, K}
Tc,         {Critical temperature, K}
A,B,C,D,E,F,G,H : real;
```

```
IMPLEMENTATION
```

```
{-----}
FUNCTION EY0 : real;
```

```
begin
ey0:= A+B*T+C*T*T+D*T*T*T+E*T*T*T*T;
end;
```

```
{-----}
FUNCTION EY1 : real;
```

```
begin
x:= exp(E*ln(T));
ey1:= exp(A+B/T+C*ln(T)+D*x);
end;
```

```
{-----}
FUNCTION EY5 : real;
```

```
begin
x:= 1+exp(D*ln(1-T/C));
ey5:= A/(exp(x*ln(B)));
end;
```

```
{-----}
```

```
FUNCTION EY6 : real;
```

```
begin
x:= T/Tc;
x:= B+C*x+D*x*x+E*x*x*x;
ey6:= exp(ln(A)+x*ln(1-T/Tc));
end;
```

```
{-----}
```

```
FUNCTION EY7 : real; {Not used currently}
```

```
begin
{ x:= sinh(C/T); y:= cosh(E/T); }
{ x:= C/T; x:= (exp(-x)-exp(x))/2; ?? }
{ y:= E/T; y:= (exp(-y)+exp(y))/2; ?? }
ey7:= A+B*(C/T/x)*(C/T/x)+D*(E/T/y)*(E/T/y); end;
```

```
{-----}
```

```
PROCEDURE FREON11
```

```
(var rol,hlv,cpl,nilq,milq,sigma,pv,Tv : real);
```

```
begin
```

```
T:= Tv + 273.15;
Tc:= 471.20;
mw:= 137.368;
```

```
{Liquid density}
A:= 1.1250e+00;
B:= 2.7556e-01;
C:= 4.7120e+02;
D:= 2.8571e-01;
rol:= EY5; rol:= rol*mw;      {kg/m3}
```

```
{Heat of vaporization}
A:= 3.7100e+07;
B:= 3.9050e-01;
C:= 0.0000e+00;
D:= 0.0000e+00;
E:= 0.0000e+00;
hlv:= EY6; hlv:= hlv/mw;    {J/kg}
```

```
{Liquid heat capacity}      {-40 < Tv < 60 °C}
{F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
```

```
A:= 5.8025e+04;      F:= +8.67e-01;
B:= -3.2400e+00;    G:= +7.80e-04;
C:= 1.1874e-01;    H:= +1.25e-06;
D:= 0.0000e+00;
E:= 0.0000e+00;
{cpl:= EY0; cpl:= cpl/mw;      {J/K}
cpl:= (F+G*Tv+H*Tv*Tv)*1e+03; {J/kg.K}
```

```
{Liquid cinematic viscosity}      {-40 < Tv < 60 °C}
{F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
```

```
A:= -2.1734e+01;      F:= +3.5706e-07;
B:= 1.2349e+03;      G:= -3.8968e-09;
C:= 1.7274e+00;      H:= +3.0982e-11;
D:= -2.2000e-27;
E:= 1.0000e+01;
{nilq:= EY1; nilq:= nilq/rol;   {m2/s}
nilq:= F+G*Tv+H*Tv*Tv;        {m2/s}
```

```
{Liquid dynamic viscosity}      {-40 < Tv < 60 °C}
{F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
```

```
F:= +5.5000e-04;
G:= -6.9008e-06;
H:= +5.3884e-08;
milq:= F+G*Tv+H*Tv*Tv;      {Pa.s}
```

```
{Surface tension}
```

```
A:= 6.2722e-02;
B:= 1.2278e+00;
C:= 0.0000e+00;
D:= 0.0000e+00;
E:= 0.0000e+00;
sigma:= EY6;                {N/m }
```

```
{Vapor pressure}
```

```
A:= 1.0641e+02;
B:= -5.7615e+03;
C:= -1.4193e+01;
D:= 1.7980e-02;
E:= 1.0000e+00;
pv:= EY1;                   { Pa }
end;
```

```

{-----}
PROCEDURE AMMONIA
    (var rol,hlv,cpl,nilq,milq,sigma,pv,Tv : real);
begin
    T:= Tv + 273.15;
    Tc:= 405.65;
    mw:= 17.031;

    {Liquid density}
    A:= 3.5430e+00;
    B:= 2.5471e-01;
    C:= 4.0565e+02;
    D:= 2.8870e-01;
    rol:= EY5; rol:= rol*mw;           {kg/m3}

    {Heat of vaporization}
    A:= 3.1523e+07;
    B:= 3.9140e-01;
    C:= -2.2890e-01;
    D:= 2.3090e-01;
    E:= 0.0000e+00;
    hlv:= EY6; hlv:= hlv/mw;         {J/kg}

    {Liquid heat capacity}           {-50 < Tv < 50 °C}
                                     {F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
    A:= 3.0094e+06;   F:= +4.6011e+00;
    B:= -4.3692e+04;  G:= +6.1400e-03;
    C:= 2.4114e+02;   H:= +6.0000e-05;
    D:= -5.8560e-01;
    E:= 5.2953e-04;
    {cpl:= EY0; cpl:= cpl/mw;       {J/K}
    cpl:= (F+G*Tv+H*Tv*Tv)*1e+03; {J/kg.K}

    {Liquid viscosity}               {-50 < Tv < 50 °C}
                                     {F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
    A:= -6.7430e+00;   F:= +3.7784e-07;
    B:= 5.9830e+02;    G:= -9.7097e-10;
    C:= -7.3410e-01;   H:= +7.9590e-12;
    D:= -3.6900e-27;
    E:= 1.0000e+01;
    nilq:= EY1; nilq:= nilq/rol;     {m2/s}
    nilq:= F+G*Tv+H*Tv*Tv;          {m2/s}

    {Liquid dynamic viscosity}       {-50 < Tv < 50 °C}
                                     {F,G,H...Wärmeatlas, 1991}
    F:= +2.5000e-04;
    G:= -1.1925e-06;
    H:= +0.0000e-00;
    milq:= F+G*Tv+H*Tv*Tv;          {Pa.s}

    {Surface tension}
    A:= 9.1200e-02;
    B:= 1.1028e+00;
    C:= 0.0000e+00;
    D:= 0.0000e+00;
    E:= 0.0000e+00;
    sigma:= EY6;                    {N/m }

    {Vapor pressure}
    A:= 9.0451e+01;
    B:= -4.6690e+03;
    C:= -1.1601e+01;
    D:= 1.7183e-02;
    E:= 1.0000e+00;
    pv:= EY1;                       { Pa }
end;
END.

```



## A7.2- TRATAMENTO E ORGANIZAÇÃO DOS DADOS

```

PROGRAM KREIS;
uses crt;

type
  alfan = string[40];
  vetor1 = array[1..40] of real;

var
  i, idat, j, k, manz, mbegin, mend, tanz, kvolt, nbr, m, n, nd,
  speed, ign, igt, ip, freq, is,
  ktol, iload, kload, kfile,
  j0, j1, j2, j10, j20,
  d, i10                               : integer;

  tzint, tamb, a, b, r10,
  tpo, tpoi, tpo, tpom, tpoold,
  dTdt, dif, difmx, dx2, dx2old,
  dx2ign, xtel, ignp,
  delH2O,
  Qev, Qevold, Qevprint                : real;

  x1, x2, x3, x2m, d_x2yes,
  x1next, x2old,
  P, Q, R, S                            : vetor1;

  f, f0,
  dat1, dat2, dat3, dat4,
  dat5, dat6, dat7, dat8,
  dat9, dat10, dat11, dat12             : text;

  cpl, state, decml                     : alfan;

  f1, f2, f3, f4, f5, f6,
  f7, f8, f9, f10, f11, f12,
  resp, ri10, rr10                       : char;

{-----}
PROCEDURE I10_RESP;

begin
  n:= 0;
  REPEAT
  begin
    n:= n+1; d:= 10; ri10:= readkey;
    if ri10 = '1' then d:= 1;
    if ri10 = '2' then d:= 2;
    if ri10 = '3' then d:= 3;
    if ri10 = '4' then d:= 4;
    if ri10 = '5' then d:= 5;
    if ri10 = '6' then d:= 6;
    if ri10 = '7' then d:= 7;
    if ri10 = '8' then d:= 8;
    if ri10 = '9' then d:= 9;
    if ri10 = '0' then d:= 0;
    if d < 10 then write(d);
    if d < 10 then
      begin
        ri10:= 'Y';
        if n = 1 then i10:= d;
        if n > 1 then i10:= 10*i10 + d;
      end;
    UNTIL upcase(ri10) <> 'Y';
  end;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE R10_RESP;

begin
  n:= 0; nd:= 0; d:= 10; decml:= 'not';
  REPEAT
  begin
    n:= n+1; d:= 10; rr10:= readkey;
    if rr10 = '1' then d:= 1;
    if rr10 = '2' then d:= 2;
    if rr10 = '3' then d:= 3;
    if rr10 = '4' then d:= 4;
    if rr10 = '5' then d:= 5;
    if rr10 = '6' then d:= 6;
    if rr10 = '7' then d:= 7;
    if rr10 = '8' then d:= 8;
    if rr10 = '9' then d:= 9;
    if rr10 = '0' then d:= 0;
    if d < 10 then write(d);
    if rr10 = '.' then
      begin
        decml:= 'yes'; write('.'); d:= 0;
      end;
    if d < 10 then if decml = 'not' then
      begin
        rr10:= 'Y';
        if n = 1 then r10:= 1.0*d;
        if n > 1 then r10:= 10*r10 + 1.0*d;
      end;
    if d < 10 then if decml = 'yes' then
      begin
        nd:= nd + 1; rr10:= 'Y';
        if n = 1 then r10:= 0.0;
        r10:= r10 + exp((1-nd)*ln(10))*d;
      end;
    end;
    UNTIL upcase(rr10) <> 'Y';
  end;
end;

{-----}
PROCEDURE EXIT;

begin
  gotoxy(23,6); writeln('Exit.dat:');
  textcolor(4); gotoxy(23,6); write('E'); textcolor(7);
  for j2:= 8 to 21 do begin
    gotoxy(23,j2); for j0:= 1 to 25 do write(' '); end;
  textcolor(4);
  for j0:= 1 to 12 do
  begin
    gotoxy(23,j0+7);
    if j0= 1 then if f1 = 'Y' then writeln('Pump No. 1');
    if j0= 2 then if f2 = 'Y' then writeln('Pump No. 2');
    if j0= 3 then if f3 = 'Y' then writeln('Pump No. 3');
    if j0= 4 then if f4 = 'Y' then writeln('Pump No. 4');
    if j0= 5 then if f5 = 'Y' then writeln('Pump No. 5');
    if j0= 6 then if f6 = 'Y' then writeln('Pump No. 6');
    if j0= 7 then if f7 = 'Y' then writeln('Pump No. 7');
    if j0= 8 then if f8 = 'Y' then
      writeln('Heat load/Temp. ambiente');
    if j0= 9 then if f9 = 'Y' then writeln('Water/Condenser');
    if j0=10 then if f10 = 'Y' then writeln('Pressure/Reservoir');
    if j0=11 then if f11 = 'Y' then writeln('Temp. Liq/Vapor lines');
    if j0=12 then if f12 = 'Y' then writeln('Pump No. 1');
  end;
end;

```

```

textcolor(7); gotoxy(23,j+7);
if j= 1 then if f1 = 'Y' then writeln('Pump No. 1');
if j= 2 then if f2 = 'Y' then writeln('Pump No. 2');
if j= 3 then if f3 = 'Y' then writeln('Pump No. 3');
if j= 4 then if f4 = 'Y' then writeln('Pump No. 4');
if j= 5 then if f5 = 'Y' then writeln('Pump No. 5');
if j= 6 then if f6 = 'Y' then writeln('Pump No. 6');
if j= 7 then if f7 = 'Y' then writeln('Pump No. 7');
if j= 8 then if f8 = 'Y' then writeln('Heat load/Temp. ambiente');
if j= 9 then if f9 = 'Y' then writeln('Water/Condenser');
if j=10 then if f10= 'Y' then writeln('Pressure/Reservoir');
if j=11 then if f11= 'Y' then writeln('Temp. Liq/Vapor lines');
if j=12 then if f12= 'Y' then writeln('Pump No. 1');
gotoxy(23,j+7);
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE LEITURA1;

```

```

begin
textcolor(10);
gotoxy(56,2); write('Reading ',cpl,' ');
gotoxy(64,2); textcolor(7);
read(f,manz,tzint,tanz,kvolt,tamb,nbr);
mbegin:= 0;
if mend = 0 then mend:= manz+1;
if state = 'steady' then
begin
if freq < mend then
begin
freq:= mend-1; iload:= mend;
end;
end;
if i > 1 then for is:= 1 to 1000+speed do
xtel:= exp(ln(speed));
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE CALIBRATION_THERMOCOUPLES;

```

{This procedure is used only to calculate the difference between the average temperature values and a given reference temperature.}

```

begin
gotoxy(60,20); write('Corrections... '); gotoxy(60,20);
for j:= 1 to tanz do
begin
x2m[39]:= x2m[40]-x2m[j];
gotoxy(60,22); write('T',j,' = ',x2m[j]:5:2);
gotoxy(72,22);
if x2m[39] < 2 then if x2m[39] > -2 then
write(' ',x2m[39]:5:2,');
for is:= 1 to 600*speed do
xtel:= exp(ln(speed));
end;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE THERMOCOUPLES;

```

```

begin
gotoxy(1,6); writeln('ThermoCouples:');
textcolor(4); gotoxy(7,6); write('C'); textcolor(7);
j1:= 2;
for j2:= 8 to 21 do begin
gotoxy(j1,j2); writeln(' '); end;
textcolor(4);

```

```

for j0:= 1 to 28 do
begin
if j0= 1 then j2:= 7;
if x2yes[j0]= 1 then
begin
j2:= j2+1; if j2= 22 then begin j1:= 8; j2:= 8; end;
gotoxy(j1,j2); writeln('T',j0);
if j0=j then begin j10:= j1; j20:= j2; end;
end;
end;
textcolor(7);
if x2yes[j]= 1 then
begin
gotoxy(j10,j20); writeln('T',j); gotoxy(j10,j20);
end;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE CORRECTION_THERMOCOUPLES;

```

{The temperature values are corrected, according to the calibration on may of 1993}

```

begin
d_[1]:= +0.15; d_[8] := +0.13; d_[15]:= +0.04; d_[22]:= -0.02;
d_[2]:= +0.13; d_[9] := +0.19; d_[16]:= +0.16; d_[23]:= +0.23;
d_[3]:= +0.18; d_[10]:= +0.08; d_[17]:= +0.07; d_[24]:= +0.00;
d_[4]:= +0.09; d_[11]:= +0.07; d_[18]:= -0.03; d_[25]:= +0.00;
d_[5]:= +0.08; d_[12]:= -0.16; d_[19]:= +0.04; d_[26]:= +0.19;
d_[6]:= -0.05; d_[13]:= -0.11; d_[20]:= +0.08; d_[27]:= +0.18;
d_[7]:= -0.12; d_[14]:= -0.14; d_[21]:= -0.15; d_[28]:= +0.00;
for j:= 1 to 28 do
begin
x2m[j]:= x2m[j]+d_[j];
end;
delH2O:= x2m[25]-x2m[24];
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE TIMES;

```

```

begin
if idat > 0 then begin
gotoxy(23,17); for j0:= 1 to 47 do write(' ');
gotoxy(23,18); for j0:= 1 to 47 do write(' '); end;
REPEAT
begin
gotoxy(23,21); write('Time: ');
gotoxy(23,22); write('Initial: ',tpoi:3:0,' min');
gotoxy(23,23); write('Current: ',tpo:3:0,' min');
gotoxy(23,24); write('Final : ___ min');
gotoxy(46,21); write('Data to read: ');
gotoxy(46,22); write('Begin: ');
gotoxy(46,23); write('End : ');
gotoxy(54,22); write(mbegin);
gotoxy(54,23); if mend > 0 then write(mend);
if tpoof < 1000 {min} then
begin
gotoxy(32,24); write(tpof:3:0);
end;
textcolor(4);
gotoxy(23,22); write('T');
gotoxy(23,23); write('C');
gotoxy(23,24); write('F');
gotoxy(46,22); write('B');
gotoxy(46,23); write('E');
textcolor(10);
gotoxy(46,24); write('Option : '); resp:= readkey;

```

```

if upcase (resp)= 'T' then
begin
  resp:= 'Y';
  if tpo<=tpoi then begin
    gotoxy(32,22); writeln(' ');
    gotoxy(32,22); readln(tpoi); end;
end;
if upcase (resp)= 'C' then
begin
  resp:= 'Y'; gotoxy(32,23); writeln(' ');
  gotoxy(32,23); readln(tpo);
  gotoxy(21,3); write(tpo:5:1);
  tpoi:= tpo + mbegin*tzint/60;
end;
if upcase (resp)= 'F' then begin
  gotoxy(32,24); writeln(' ');
  resp:= 'Y';
  gotoxy(32,24); readln(tpof); end;
if upcase (resp)= 'B' then
begin
  resp:= 'Y';
  gotoxy(54,22); write(' ');
  gotoxy(54,22); readln(mbegin);
  tpoi:= tpo + mbegin*tzint/60;
end;
if upcase (resp)= 'E' then
begin
  resp:= 'Y';
  gotoxy(54,23); write(' ');
  gotoxy(54,23); readln(mend);
end;
end;
until upcase(resp) <> 'Y';
end;

{-----}
PROCEDURE TELA;

begin
gotoxy(30,15); write(' ');
for j:= 1 to 24 do begin
  gotoxy(1,j); writeln(' '); end;

gotoxy(56,2); write('Data : '); gotoxy(60,2); write(kfile);
gotoxy(63,2); textcolor(10); write(cp1, ' '); textcolor(7);
gotoxy(56,4); write('tolerance: '); write(dx2:3:1, ' kelvin ');
gotoxy(56,5); write('frequency: ',freq, ' ');
gotoxy(56,6); write('speed : ');
if speed = 1 then write('very fast');
if speed = 200 then write('fast ');
if speed = 1000 then write('slow ');
if speed = 2000 then write('very slow');
gotoxy(60,15); write('State: ',state);
gotoxy(10,2); write('Heat load: ',Qev:5:1, ' watt');
gotoxy(10,3); write(' Time: ',tpo:5:1, ' min');
if iload= mend then textcolor(10);
if state = 'steady' then freq:= iload-i;
if freq<1 then freq:= 1;
gotoxy(67,5); write(freq, ' ');
textcolor(7);
if idat= 0 then EXIT;
j:= 1; thermoCouples; textcolor(4);
gotoxy(56,2); write('D');
gotoxy(60,4); write('R');
gotoxy(56,5); write('F');
gotoxy(57,6); write('P');
gotoxy(60,15); write('S');
gotoxy(10,2); write('H');
gotoxy(15,3); write('T');

```

```

REPEAT
BEGIN
textcolor(10);
gotoxy(23,24); write('Option... ');
gotoxy(32,24); resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'D' then
begin
close(f);
gotoxy(23,24);write('New file: ');
gotoxy(33,24); readln(cp1);
gotoxy(67,2); write(' ');
resp:= 'Y';
assign(f,cp1); reset(f);
LEITURAI;
gotoxy(56,2); write('Data : '); gotoxy(60,2); write(kfile);
gotoxy(63,2); textcolor(10); write(cp1, ' ');
end;
if upcase (resp)= 'E' then
begin
gotoxy(23,23);
write('Press N to avoid the indicated file');
gotoxy(23,24);
write('Press D to get DEFAULT case');
textcolor(4); gotoxy(29,23); write('N');
gotoxy(29,24); write('D'); textcolor(7);
for j:= 1 to 12 do
begin
if j= 1 then begin
f1 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f1 := 'N' else f1 := 'Y'; end;
if j= 2 then begin
f2 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f2 := 'N' else f2 := 'Y'; end;
if j= 3 then begin
f3 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f3 := 'N' else f3 := 'Y'; end;
if j= 4 then begin
f4 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f4 := 'N' else f4 := 'Y'; end;
if j= 5 then begin
f5 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f5 := 'N' else f5 := 'Y'; end;
if j= 6 then begin
f6 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f6 := 'N' else f6 := 'Y'; end;
if j= 7 then begin
f7 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f7 := 'N' else f7 := 'Y'; end;
if j= 8 then begin
f8 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f8 := 'N' else f8 := 'Y'; end;
if j= 9 then begin
f9 := 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f9 := 'N' else f9 := 'Y'; end;
if j=10 then begin
f10:= 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
resp:= readkey;
if upcase (resp)= 'N' then f10:= 'N' else f10:= 'Y'; end;
if j=11 then begin
f11:= 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then

```



```

        resp:= readkey;
    if upcase (resp)= 'N' then f11:= 'N' else f12:= 'Y'; end;
if j=12 then begin
    f12:= 'Y'; EXIT; if upcase(resp) <> 'D' then
        resp:= readkey;
    if upcase (resp)= 'N' then f12:= 'N' else f12:= 'Y'; end;
end;
if upcase (resp)= 'D' then
begin
    f1 := 'Y'; f2 := 'Y'; f3 := 'Y'; f4 := 'Y';
    f5 := 'Y'; f6 := 'Y'; f7 := 'Y'; f8 := 'Y';
    f9 := 'N'; f10:= 'N'; f11:= 'N'; f12:= 'N';
end;
EXIT; resp:= 'Y';
end;
if upcase (resp)= 'C' then
begin
    gotoxy(23,23);
    write('Press N to reject the indicated thermocouple');
    gotoxy(23,24);
    write('Press S to select standard option');
    gotoxy(23,25);
    write('Press A to select the remaining thermocouples');
    textcolor(4); gotoxy(29,23); write('N');
    gotoxy(29,24); write('S'); gotoxy(29,25);
        write('A'); textcolor(7);
    if f1 = 'Y' then x2yes[7]:= 1 else x2yes[7]:= 0;
    if f1 = 'Y' then x2yes[14]:= 1 else x2yes[14]:= 0;
    if f2 = 'Y' then x2yes[6]:= 1 else x2yes[6]:= 0;
    if f2 = 'Y' then x2yes[13]:= 1 else x2yes[13]:= 0;
    if f3 = 'Y' then x2yes[5]:= 1 else x2yes[5]:= 0;
    if f3 = 'Y' then x2yes[12]:= 1 else x2yes[12]:= 0;
    if f4 = 'Y' then x2yes[4]:= 1 else x2yes[4]:= 0;
    if f4 = 'Y' then x2yes[11]:= 1 else x2yes[11]:= 0;
    if f5 = 'Y' then x2yes[3]:= 1 else x2yes[3]:= 0;
    if f5 = 'Y' then x2yes[10]:= 1 else x2yes[10]:= 0;
    if f6 = 'Y' then x2yes[2]:= 1 else x2yes[2]:= 0;
    if f6 = 'Y' then x2yes[9]:= 1 else x2yes[9]:= 0;
    if f7 = 'Y' then x2yes[1]:= 1 else x2yes[1]:= 0;
    if f7 = 'Y' then x2yes[8]:= 1 else x2yes[8]:= 0;
    for j:= 15 to 28 do
    begin
        x2yes[j]:= 1; thermocouples;
        if upcase(resp) <> 'A' then if upcase(resp) <> 'S' then
            resp:= readkey;
        if upcase (resp)= 'N' then x2yes[j]:= 0 else x2yes[j]:= 1;
        if upcase (resp)= 'A' then x2yes[j]:= 1;
        if upcase (resp)= 'S' then
            begin
                x2yes[15]:= 0; x2yes[16]:= 0; x2yes[17]:= 0;
                x2yes[18]:= 1; x2yes[19]:= 1;
                x2yes[20]:= 0; x2yes[21]:= 0;
                x2yes[22]:= 1; x2yes[23]:= 1;
                x2yes[24]:= 0; x2yes[25]:= 0;
                x2yes[26]:= 1;
                x2yes[27]:= 0; x2yes[28]:= 0;
            end;
        end;
        thermocouples; resp:= 'Y';
    end;
if upcase (resp)= 'T' then begin TIMES; resp:= 'Y'; end;
if upcase (resp)= 'S' then
begin
    gotoxy(30,24); write(' ');
    if state = 'transient' then state:= 'steady'
        else state:= 'transient';
    gotoxy(67,15); writeln(state, ' ');
    if state = 'steady' then

```

```

begin
    gotoxy(23,23); textcolor(3);
    write('At steady state condition only the average value');
    gotoxy(23,24);
    write('is saved. Before the next changing in heat load, ');
    gotoxy(23,25);
    write('no transient condition is assumed. ');
    textcolor(7); gotoxy(23,23); resp:= readkey;
end;
resp:= 'Y'; if state = 'transient' then resp:= 'F';
end;
if upcase (resp)= 'R' then
begin
    gotoxy(23,24); write(' ');
    gotoxy(23,21);write('New tolerance (kelvin): ');
    r10:= dx2; r10_resp; dx2:= r10;
    gotoxy(67,4); textcolor(10);
    write(dx2:3:1,' kelvin ');
    resp:= 'Y';
end;
if upcase (resp)= 'H' then
begin
    gotoxy(23,24); write(' ');
    gotoxy(23,21);write('New heat load (W): ');
    r10:= Qev; r10_resp; Qev:= r10; gotoxy(21,2);
    textcolor(10); write(Qev:5:1,' watt'); textcolor(3);
    gotoxy(23,22); write('(Default: i= 'iload,' ');
    gotoxy(23,21); write('Next changing in heat load at i= ');
    i10:= iload; i10_resp; iload:= i10;
    textcolor(10); resp:= 'Y';
end;
if upcase (resp)= 'F' then
begin
    gotoxy(23,21); write('New frequency: ');
    gotoxy(23,23); textcolor(3);
    write('Frequency equal 1 is used to save the whole file. ');
    gotoxy(23,24);
    write('Frequency greater than 1 may be used to avoid ');
    gotoxy(23,25);
    write('plotting too many points. ');
    textcolor(10); gotoxy(38,21);
    i10:= freq; i10_resp; freq:= i10;
    if freq<1 then freq:= 1; resp:= 'Y';
end;
if upcase (resp)= 'P' then
begin
    textcolor(10); gotoxy(67,6);
    j:= 0;
    if j=0 then if speed= 1 then begin speed:= 200; j:=1; end;
    if j=0 then if speed= 200 then begin speed:=1000; j:=1; end;
    if j=0 then if speed=1000 then begin speed:=2000; j:=1; end;
    if j=0 then if speed=2000 then begin speed:= 1; j:=1; end;
    if speed = 1 then write('very fast');
    if speed = 200 then write('fast ');
    if speed = 1000 then write('slow ');
    if speed = 2000 then write('very slow');
    resp:= 'Y';
end;
if state = 'steady' then
    if freq < iload-i then freq:= iload-i;
    if freq<1 then freq:= 1;
    gotoxy(67,5); write(freq,' ');
    for j:= 20 to 25 do
    begin
        gotoxy(12,j); for j0:= 1 to 60 do write(' ');
    end;
END;
UNTIL upcase(resp) <> 'Y';

```

```

gotoxy(55,6); for j0:= 1 to 30 do write(' '); {speed}
gotoxy(60,15); for j0:= 1 to 30 do write(' '); {state}
for j2:= 8 to 23 do begin
  gotoxy(1,j2); for j0:= 1 to 15 do write(' '); end;
if idat= 0 then
begin
  for j2:= 1 to 14 do begin
    gotoxy(22,j2+5); for j0:= 1 to 28 do write(' '); end;
    assign(f0,'kreis.arq'); rewrite(f0); writeln(f0,cp1);
    writeln(f0,state); writeln(f0,dx2); writeln(f0,freq);
    writeln(f0,f1); writeln(f0,f2); writeln(f0,f3); writeln(f0,f4);
    writeln(f0,f5); writeln(f0,f6); writeln(f0,f7); writeln(f0,f8);
    writeln(f0,f9); writeln(f0,f10); writeln(f0,f11); writeln(f0,f12);
    close(f0);
  end;
  gotoxy(16,24); textcolor(3);
  write('          Press '); textcolor(7);
  write('Strg Break '); textcolor(3);
  write('to quit          '); textcolor(7);
  gotoxy(10,5); write('          ');
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE DATAFILE;

```

```

begin
  textcolor(10);
  gotoxy(1,24); for is:= 1 to 60 do write(' ');
  if tpo > 0 then
  begin
    gotoxy(30,20);
    write('          ');
    gotoxy(30,24);write('New file:          ');
    gotoxy(40,24); readln(cp1);
    gotoxy(67,2); write('          ');
    gotoxy(67,2); write(cp1);
  end;
  textcolor(7);
  gotoxy(1,22); for is:= 1 to 70 do write(' ');
  gotoxy(1,23); for is:= 1 to 70 do write(' ');
  gotoxy(1,24); for is:= 1 to 70 do write(' ');

  i:= 1; kfile:= kfile+1; mend:= 0;
  ktol:= 0; ip:= 1; ign:= 1; igt:= 1; m:= 0;
  if tpo= 0 then
  begin
    gotoxy(1,24);
    write('Press Y to run the current file. ');
    textcolor(10); gotoxy(7,24); write('Y');
    gotoxy(56,2); write('Reading ',cp1, ' ');
    gotoxy(7,24); resp:= readkey;
  end;
  if upcase(resp)<>'Y' then
  begin
    gotoxy(56,2); write('          ');
    gotoxy(1,24);write('New file:          ');
    gotoxy(11,24); readln(cp1);
  end;
  if tpo= 0 then clrscr;
  textcolor(7);
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE PRINT;

```

```

begin
  ip:= 1; m:= 0;
  idat:= idat+1;
  if idat = 1 then

```

```

BEGIN
  if f1 = 'Y' then begin assign(dat1,'cp11.dat'); rewrite(dat1); end;
  if f2 = 'Y' then begin assign(dat2,'cp12.dat'); rewrite(dat2); end;
  if f3 = 'Y' then begin assign(dat3,'cp13.dat'); rewrite(dat3); end;
  if f4 = 'Y' then begin assign(dat4,'cp14.dat'); rewrite(dat4); end;
  if f5 = 'Y' then begin assign(dat5,'cp15.dat'); rewrite(dat5); end;
  if f6 = 'Y' then begin assign(dat6,'cp16.dat'); rewrite(dat6); end;
  if f7 = 'Y' then begin assign(dat7,'cp17.dat'); rewrite(dat7); end;
  if f8 = 'Y' then begin assign(dat8,'cp18.dat');
    rewrite(dat8);
    writeln(dat8,tpoi,Qev,x2m[26]);
    Qevprint:= Qev;
  end;
  if f9 = 'Y' then begin assign(dat9,'cp19.dat'); rewrite(dat9); end;
  if f10 = 'Y' then begin assign(dat10,'cp110.dat');
    rewrite(dat10); end;
  if f11 = 'Y' then begin assign(dat11,'cp111.dat');
    rewrite(dat11); end;
  if f12 = 'Y' then begin assign(dat12,'cp112.dat');
    rewrite(dat12); end;

```

```

END;
gotoxy(42,17); write('saving          ');
gotoxy(42,20);
textcolor(11); write('idat = ',idat);
textcolor(7);
if f1 = 'Y' then
  writeln(dat1,tpom,x2m[7],x2m[14],x2m[19],x2m[18]);
if f2 = 'Y' then
  writeln(dat2,tpom,x2m[6],x2m[13],x2m[19],x2m[18]);
if f3 = 'Y' then
  writeln(dat3,tpom,x2m[5],x2m[12],x2m[19],x2m[18]);
if f4 = 'Y' then
  writeln(dat4,tpom,x2m[4],x2m[11],x2m[19],x2m[18]);
if f5 = 'Y' then
  writeln(dat5,tpom,x2m[3],x2m[10],x2m[19],x2m[18]);
if f6 = 'Y' then
  writeln(dat6,tpom,x2m[2],x2m[9],x2m[19],x2m[18]);
if f7 = 'Y' then
  writeln(dat7,tpom,x2m[1],x2m[8],x2m[19],x2m[18]);
if f8 = 'Y' then
  begin
    if Qevprint<>Qev then
    begin
      writeln(dat8,tpom,Qevprint,x2m[26]);
      writeln(dat8,tpom,Qev,x2m[26]);
      Qevprint:= Qev;
    end;
  end;
  if f9 = 'Y' then
  writeln(dat9,tpom,x2m[24],x2m[25],delH2O,x1[3]);
  x1[1]:= x1[1]/1000; {kPa}
  if f10 = 'Y' then writeln(dat10,tpom,x1[1],
  ',x1[2],x2m[22],x2m[23]);
    {' ', for negative values}
  if f11 = 'Y' then
  writeln(dat11,tpom,x2m[19],x2m[18],x2m[20],x2m[21]);
  if f12 = 'Y' then writeln(dat12,tpom,x2m[15],x2m[16],x2m[17]);
  gotoxy(42,17); write('          ');

```

```

{-----}
PROCEDURE REFINEMENT;

```

{This procedure is used to eliminate points out of the selected tolerance "dx2". }

```

begin
  if i = 1 then if dx2 < 10.0 then dTdt:= dx2/(tzint/60);
  ignp:= 100*(igt/i);

```

```

gotoxy(33,18);
write(ignt:5,' ignored data (';ignp:5:1,' %));
if ktol > 0 then ktol:= ktol-1;
if ktol = 1 then
begin
  dx2:= dx2old;
  gotoxy(22,1); write(dx2:5:1,' kelvin ');
end;
gotoxy(21,3); write(tpo:5:1,' min '); difmx:= 0;
for j:= 1 to 28 do
begin
  if kfile = 1 then if i = 1 then x2old[j]:= x2[j];
  if kfile = 1 then if i = 1 then x2m[j]:= x2[j];
  dif:= 0.0; if x2yes[j] = 1 then
    dif:= (x2[j] - x2old[j])/ign;
  if j = 1 then begin j1:= 1; j2:= 8; end;
  if j=15 then begin j1:= 8; j2:= 8; end;
  if abs(dif) > dx2 then textcolor(11);
  gotoxy(j1,j2); if x2[1]> 0.0 then writeln(dif:5:1);
  j2:= j2+1; textcolor(7); gotoxy(1,6);
  if difmx < abs(dif) then difmx:= abs(dif);
end;
if difmx > dx2 then
begin
  textcolor(11); ign:= ign+1;
  ignt:= ignt+1; gotoxy(33,18); write(ignt:5);
  gotoxy(40+ign,17); write('ignoring ');
  if ign > freq then
  begin
    gotoxy(19,23);
    write('Too many points ignored. New tolerance (y/n)?');
    resp:= readkey;
    if upcase(resp) = 'Y' then
    begin
      dx2old:= dx2; ktol:= 5;
      gotoxy(19,23);
      write(' ');
      gotoxy(30,21);write('New tolerance:  kelvin ');
      gotoxy(45,21); readln(dx2);
      gotoxy(30,21);write(' ');
      gotoxy(22,1); write(dx2:5:1,' kelvin ');
    end;
  end;
  gotoxy(19,23); write(' ');
  gotoxy(40+ign,17);textcolor(7);
  if tpo > tpoi then begin
    for is:= 1 to speed do
      xtel:= exp(ln(speed)); end;
  end;
  if difmx <= dx2 then
  begin
    ign:= 1; for j:= 1 to 40 do
    begin
      if x2[j] > 0.0 then x2old[j]:= x2[j];
    end;
  end;
end;
END;
}-----}
PROCEDURE LEITURA2;

begin
  for j := 1 to kvolt do read(f, x1[j]);
  for j := 1 to 7 do read(f, x2[j]);
  for j := 8 to 14 do read(f, x2[j]);
  if tanz > 14 then for j:= 15 to 21 do read(f, x2[j]);
  if tanz > 21 then for j:= 22 to tanz do read(f, x2[j]);
end;

```

```

}-----}
PROCEDURE HEAT_LOAD;

begin
  gotoxy(30,20); writeln(' ');
  gotoxy(30,21);write('New heat load (W): ');
  r10:= Qev; r10_resp; Qev:= r10;
  textcolor(7); gotoxy(21,2);
  textcolor(10); write(Qev:5:1,' watt');
  textcolor(3);
  gotoxy(30,22); write('(Default: i= ',iload,' ) ');
  gotoxy(30,21); write('Next changing in heat load at i= ');
  i10:= iload; i10_resp; iload:= i10;
  textcolor(10);
  if state = 'steady' then freq:= iload-i;
  if freq<1 then freq:= 1;
  gotoxy(67,5); write(freq,' ');
  gotoxy(30,21);write(' ');
  gotoxy(30,22);write(' ');
  textcolor(7);
end;

}-----}
PROCEDURE ALL_DATA;

{This procedure save all data, according to the
selected tolerance "dx2" in kelvin. (freq = 1) }

begin
  tpom:= tpo;
  for j:= 1 to tanz do
  begin
    x2m[j]:= x2[j];
  end;
end;

}-----}
PROCEDURE PQRS;

{This procedure gives a pefetct fit to a limited
number of points. The procedure for using the
least-square method to a first degree polynomials
is considered for "freq" pairs of available
data points (Pg 68 Stoecker).}

begin
  m:= m+1;
  gotoxy(42,17); write('least-square method (m = ',m,')');
  for is:= 1 to speed do
    xtel:= exp(ln(speed));
  for j:= 1 to tanz do
  begin
    if m=1 then
    begin
      tpold:= tpo;
      P[j]:= 0.0; Q[j]:= 0.0; R[j]:= 0.0; S[j]:= 0.0;
    end;
    P[j]:= P[j] + tpo;
    Q[j]:= Q[j] + tpo*tpo;
    R[j]:= R[j] + x2[j];
    S[j]:= S[j] + tpo*x2[j];
  end;
end;

```



```

{-----}
PROCEDURE CRAMER;

```

```

    {The Cramer's rule is used for solving a set of
    linear simultaneous equations (Pg 57 Stoecker).}

```

```

begin
  if kload= 0 then Qevold:= Qev;
  if Qev <> Qevold then kload:= kload+1;
  if Qev = Qevold then if freq> 20 then kload:= kload+1;
  if kload<1 then kload:= 1;
  if kload>3 then
  begin
    textcolor(10); gotoxy(42,17); write('Please wait... ');
    gotoxy(42,17);
    for is:= 1 to 2000+speed do
      xtel:= exp(ln(speed));
    for kload:= 1 to 3 do
    begin
      gotoxy(19,9+kload);
      write(' ');
    end;
    kload:= 1; gotoxy(42,17); write(' ');
  end;
  gotoxy(20,8); textcolor(10); for j:= 18 to 27 do
    if x2yes[j] = 1 then write(' T',j,' '); textcolor(7);
  tpom:=(tpo+tpoold)/2; for j:= 1 to tanz do
  begin
    a:= (R[j]*Q[j]-S[j]*P[j])/(m*Q[j]-P[j]*P[j]);
    b:= (R[j]-m*a)/P[j]; x2m[j]:= a + b*tpom;
  end;
  gotoxy(19,9+kload);
  for j:= 18 to 27 do
    if x2yes[j] = 1 then write(x2m[j]:6:2);
  Qevold:= Qev;
end;

```

```

{-----}
PROCEDURE STOP;

```

```

begin
  if x2[2]= 0.0 then
  begin
    if m>20 then begin CRAMER; PRINT; end;
    if state = 'steady' then freq:= iload-1;
    if freq<1 then freq:= 1;
    gotoxy(67,5); write(freq,' '); k:= 1;
    gotoxy(30,15); write('STOP...!',i:1:4,' leituras');
  end;
end;

```

```

{-----}
PROGRAMA PRINCIPAL
{-----}

```

```

BEGIN
  { clrscr; }
  f1 := 'Y'; f2 := 'Y'; f3 := 'Y'; f4 := 'Y';
  f5 := 'Y'; f6 := 'Y'; f7 := 'Y'; f8 := 'Y';
  f9 := 'N'; f10:= 'N'; f11:= 'N'; f12:= 'N';
  assign(f0,'kreis.arq'); reset(f0); readln(f0,cp1); readln(f0,state);
  readln(f0,dx2); readln(f0,freq);
  readln(f0,f1); readln(f0,f2); readln(f0,f3); readln(f0,f4);
  readln(f0,f5); readln(f0,f6); readln(f0,f7); readln(f0,f8);
  readln(f0,f9); readln(f0,f10); readln(f0,f11); readln(f0,f12);
  close(f0);
  idat:= 0; kfile:= 0; for j:= 1 to 40 do
  begin
    x1[j]:= 0.0; x2[j]:= 0.0; x2m[j]:= 0.0; x2yes[j]:= 1;

```

```

end;
k:= 0; tpo:= 0.0; tpoi:= tpo; tpo:= 2000; {min}
Qev:= 0.0; iload:= 1; kload:= 0; speed:= 1;
dTdt:= 60.0; {Maximum slope, K/min (default)}
REPEAT
BEGIN
  if k = 1 then
  begin
    gotoxy(30,20); textcolor(7); write('New file (y/n) ');
    gotoxy(47,20); resp:= readkey;
    if resp = 'y' then k:= 0 else k:= 2;
    if k = 2 then begin
      gotoxy(30,20); write('Please wait.....'); end;
  end;
  if k = 0 then {k = 0 or 2}
  begin
    DATAFILE; assign(f,cp1); reset(f); LEITURA1; TELA;
    for i:= 1 to mend do
    begin
      gotoxy(30,17); textcolor(11); write('i ',i:4); textcolor(7);
      if k = 0 then
      begin
        leitura2; if tpo <= tpo of then
        begin
          if x2[1]= 0.0 then STOP; if tpo < tpoi then iload:= i+1;
          if i = iload then if mend-i > 5 then HEAT_LOAD;
          if dx2 > 0.0 then
          begin
            REFINEMENT; if ign=1 then if freq>1 then PQRS;
          end;
          ip:= ip + 1; if ip > freq then
          begin
            if tpo >= tpoi then
            begin
              if k = 0 then if ign = 1 then begin
                if m>1 then CRAMER;
                if freq=1 then ALL_DATA; { m=1 }
                correction_thermocouples; PRINT; end;
              end;
            end;
          end;
          tpo:= tpo + tzint/60.0; {minutos}
          if i >= mend then begin k:= 1; close (f); end;
          if tpo >= tpo of then k:= 2; end;
        end;
      end;
    end;
  UNTIL k = 2;
  if f1 = 'Y' then close(dat1); if f2 = 'Y' then close(dat2);
  if f3 = 'Y' then close(dat3); if f4 = 'Y' then close(dat4);
  if f5 = 'Y' then close(dat5); if f6 = 'Y' then close(dat6);
  if f7 = 'Y' then close(dat7); if f8 = 'Y' then close(dat8);
  if f9 = 'Y' then close(dat9); if f10= 'Y' then close(dat10);
  if f11= 'Y' then close(dat11); if f12= 'Y' then close(dat12);
  gotoxy(30,20); write(' ');
  if state = 'steady' then
  begin
    textcolor(4);
    gotoxy(60,20); write('For calibration... '); gotoxy(60,20);
    for is:= 1 to 3000 do
      xtel:= exp(ln(speed));
      x2m[40]:= 1000;
      gotoxy(60,20); write('Tref: ');
      gotoxy(66,20); r10:= x2m[40]; r10_resp; x2m[40]:= r10;
      gotoxy(30,20); write(' ');
      if x2m[40]<1000 then calibration_thermocouples;
    end;
    textcolor(7); gotoxy(1,24);
  END.

```

## RESULTADOS COMPUTACIONAIS. CÁLCULO DO LIMITE CAPILAR

Os resultados teóricos e respectivo limite capilar, determinados pelo programa computacional apresentado no Apêndice A7, são aqui apresentados a título de exemplo para a bomba capilar de ranhuras circunferenciais, tendo Freon 11 como fluido de trabalho. Apenas para efeito de melhor apresentação, a listagem de resultados foi dividida em quatro partes e reordenada nos Quadros A1, A2, A3 e A4. Outros arquivos de resultados são igualmente obtidos pelo programa computacional e serviram de base para a elaboração das curvas características e das curvas relativas ao comportamento hidrodinâmico do fluido de trabalho, ao longo das ranhuras circunferenciais, conforme apresentado no Capítulo 4.

CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPED LOOP (Freon11/cpm)	
width	: 0.000033 m
depth	: 0.000310 m
beta	: 0.570000 degree
inner radius:	0.007925 m
length	: 0.500000 m
groove pitch:	0.000215 m
Vapor pressure	: 114739.0 Pa
Temperature	: 27.0 °C
Liquid density	: 1.4719392354E+03 kg/m <sup>3</sup>
Liq. heat capacity:	8.8897125000E+02 J/kg.K
Liquid viscosity	: 2.7443227800E-07 m <sup>2</sup> /s
Vapor density	: 6.8858000000E+00 kg/m <sup>3</sup>
Vapor viscosity	: 1.5955517238E-06 m <sup>2</sup> /s
Latent heat	: 1.8181773115E+05 J/kg
Surface tension	: 1.8075360551E-02 N/m
<b>rille.exe (grid: 36 points)</b>	

Quadro A1: Características geométricas da bomba capilar e propriedades físicas do fluido de trabalho.

CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPED LOOP (Freon11/cpm)			
Q (W)	Q/L (W/cm)	$p_c$ (Pa)	$\Delta p_c$ (Pa)
1.0000000000E-04	2.0000000000E-06	1.1587305254E+03	1.0234923818E-05
2.0000100000E+01	4.0000200000E-01	1.0805256082E+03	2.0469949986E+00
4.0000100000E+01	8.0000200000E-01	1.0020020394E+03	4.0939797622E+00
6.0000100000E+01	1.2000020000E+00	9.2314674567E+02	1.6260453147E+01
8.0000100000E+01	1.6000020000E+00	8.4394182762E+02	2.5455218696E+01
1.0000010000E+02	2.0000020000E+00	7.6436309393E+02	3.6248090481E+01
1.2000010000E+02	2.4000020000E+00	6.8437769680E+02	4.8551451003E+01
1.4000010000E+02	2.8000020000E+00	6.0394011759E+02	6.2297530558E+01
1.6000010000E+02	3.2000020000E+00	5.2298479559E+02	7.7431518462E+01
1.7463799731E+02	3.4927599463E+00	4.6334986178E+02	8.9360966222E+01
1.8767688041E+02	3.7535376082E+00	4.0990266522E+02	1.0057991200E+02
2.0271489020E+02	4.0542978039E+00	3.4778622943E+02	1.1419883648E+02
2.1543702755E+02	4.3087405509E+00	2.9470110898E+02	1.2627928473E+02
2.2859779234E+02	4.5719558468E+00	2.3887474763E+02	1.3930651277E+02
2.3913022396E+02	4.7826044792E+00	1.8705131186E+02	1.5011525637E+02
2.4700565893E+02	4.9401131786E+00	1.3254149423E+02	1.5841739366E+02
2.5209968519E+02	5.0419937038E+00	7.4647265812E+01	1.6388691481E+02
2.5380705963E+02	5.0761411927E+00	3.7344709311E+01	1.6573754640E+02
2.5414443866E+02	5.0828887732E+00	2.4294876616E+01	1.6610426452E+02
2.5436563205E+02	5.0873126410E+00	1.1796591392E+01	1.6634487787E+02
2.5447777314E+02	5.0895554627E+00	2.4662928618E+00	1.6646692036E+02
2.5450047294E+02	5.0900094589E+00	1.0884517618E-01	1.6649162900E+02

**rille.exe** (grid: 36 points)

Quadro A2: Potência aplicada, pressão de bombeamento capilar e perda de carga do fluido ao longo do circuito.

Nos Quadros A3 e A4 são mostrados os valores geométricos e hidrodinâmicos, calculados para a condição de potência limite de transporte de calor ( $Q = 254,5$  W). No Quadro A4,  $\dot{m}_b$  igual a 0,0828 kg/min representa a vazão mássica total, correspondente ao fluido térmico que deixa a bomba capilar.



**CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPED LOOP**  
(Freon11/cpm)

$l_h$ (mm)	$R_1$ (mm)	$\theta$ (degree)	$y$ (mm)	$A_w$ (e-03.mm2)	$d_h$ (mm)
0.0000	18.075361	89.378	0.000000	9.265646	0.057349
0.4742	0.284550	86.106	0.000000	9.255344	0.057285
0.9485	0.144884	82.891	0.000000	9.245128	0.057222
1.4227	0.097879	79.725	0.000000	9.235018	0.057159
1.8969	0.074315	76.602	0.000000	9.224969	0.057097
2.3712	0.060173	73.515	0.000000	9.214940	0.057035
2.8454	0.050755	70.459	0.000000	9.204891	0.056973
3.3196	0.044043	67.428	0.000000	9.194783	0.056910
3.7938	0.039024	64.418	0.000000	9.184576	0.056847
4.2681	0.035136	61.422	0.000000	9.174229	0.056783
4.7423	0.032042	58.436	0.000000	9.163698	0.056718
5.2165	0.029525	55.453	0.000000	9.152937	0.056651
5.6908	0.027442	52.469	0.000000	9.141891	0.056583
6.1650	0.025695	49.477	0.000000	9.130502	0.056512
6.6392	0.024211	46.468	0.000000	9.118699	0.056439
7.1135	0.022940	43.435	0.000000	9.106397	0.056363
7.5877	0.021841	40.365	0.000000	9.093492	0.056283
8.0619	0.020886	37.245	0.000000	9.079851	0.056199
8.5362	0.020052	34.056	0.000000	9.065297	0.056109
9.0104	0.019319	30.772	0.000000	9.049584	0.056011
9.4846	0.018674	27.354	0.000000	9.032352	0.055905
9.9588	0.018105	23.740	0.000000	9.013030	0.055785
10.4331	0.017603	19.819	0.000000	8.990606	0.055646
10.9073	0.017159	15.359	0.000000	8.962952	0.055475
11.3815	0.016767	9.666	0.000000	8.923673	0.055232
11.8558	0.016421	0.000	0.008035	8.583177	0.054479
12.3300	0.016105	0.000	0.039822	7.565299	0.053406
12.8042	0.015794	0.000	0.070996	6.586247	0.052244
13.2785	0.015490	0.000	0.101583	5.644181	0.050953
13.7527	0.015191	0.000	0.131605	4.737322	0.049470
14.2269	0.014898	0.000	0.161085	3.863991	0.047692
14.7012	0.014610	0.000	0.190042	3.022758	0.045427
15.1754	0.014327	0.000	0.218468	2.212910	0.042290
15.6496	0.014051	0.000	0.246265	1.436311	0.037376
16.1239	0.013786	0.000	0.272885	0.706771	0.028138
16.5981	0.013564	0.000	0.295148	0.107302	0.007672

**rille.exe** (grid: 36 points)

Quadro A3: Parâmetros geométricos do filete de líquido  
ao longo da ranhura circunferencial.

CIRCUMFERENTIALLY GROOVED CAPILLARY PUMPED LOOP  
(Freon11/cpm)

$l_h$ (mm)	$v^*$ (mm/rd.s)	$v$ (mm/s)	$m_b$ (kg/min)	$f.Re$
0.0000	10.3709	21.7208	0.0828	22.5060
0.4742	10.3824	21.1237	0.0804	22.5060
0.9485	10.3939	20.5250	0.0781	22.5060
1.4227	10.4053	19.9248	0.0757	22.5060
1.8969	10.4166	19.3232	0.0733	22.5060
2.3712	10.4280	18.7202	0.0710	22.5060
2.8454	10.4393	18.1160	0.0686	22.5060
3.3196	10.4508	17.5105	0.0662	22.5060
3.7938	10.4624	16.9039	0.0639	22.5060
4.2681	10.4742	16.2962	0.0615	22.5060
4.7423	10.4863	15.6874	0.0591	22.5060
5.2165	10.4986	15.0776	0.0568	22.5060
5.6908	10.5113	14.4669	0.0544	22.5060
6.1650	10.5244	13.8551	0.0520	22.5060
6.6392	10.5380	13.2425	0.0497	22.5060
7.1135	10.5523	12.6289	0.0473	22.5060
7.5877	10.5672	12.0145	0.0449	22.5060
8.0619	10.5831	11.3993	0.0426	22.5060
8.5362	10.6001	10.7832	0.0402	22.5060
9.0104	10.6185	10.1666	0.0378	22.5060
9.4846	10.6388	9.5493	0.0355	22.5060
9.9588	10.6616	8.9318	0.0331	22.5060
10.4331	10.6882	8.3145	0.0307	22.5060
10.9073	10.7211	7.6986	0.0284	22.5060
11.3815	10.7683	7.0881	0.0260	22.5060
11.8558	11.1955	6.6994	0.0237	22.4389
12.3300	12.7018	6.8407	0.0213	22.3009
12.8042	14.5900	6.9845	0.0189	22.1310
13.2785	17.0252	7.1315	0.0166	21.9168
13.7527	20.2843	7.2828	0.0142	21.6381
14.2269	24.8689	7.4407	0.0118	21.2611
14.7012	31.7899	7.6092	0.0095	20.7234
15.1754	43.4238	7.7954	0.0071	19.8984
15.6496	66.9027	8.0069	0.0047	18.4993
16.1239	135.9607	8.1359	0.0024	15.9192
16.1239		0.0000	0.0000	

**rille.exe** (grid: 36 points)

Quadro A4: Comportamento hidrodinâmico do líquido  
ao longo da ranhura circunferencial.

## CÁLCULO SIMPLIFICADO DO LIMITE CAPILAR

No projeto de bombas capilares de ranhuras circunferenciais pode existir o interesse preliminar de apenas avaliar o potencial térmico e de comparar diferentes casos, envolvendo tubos de diâmetros variáveis ou paredes ranhuradas de geometria diversa. No interesse de apenas avaliar grosseiramente o potencial térmico da bomba capilar, cálculos aproximados podem ser conduzidos particularmente para ranhuras de geometria retangular, ou quase retangular.

A equação geral que permite analisar o comportamento hidrodinâmico de circuitos de bombas capilares foi deduzida no capítulo 4, resultando na forma

$$\frac{d}{d\psi}(p A) = -\rho g A r \cos\psi - 4 f \frac{r}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} A - \frac{1}{\rho} \left[ r \frac{q}{\Delta h} \right]^2 \frac{d}{d\psi} \left( \frac{1}{A} \phi_o^2 \right) \quad (\text{A31})$$

onde o primeiro termo à direita do sinal de igualdade representa as forças gravitacionais, o segundo termo as forças de fricção e o terceiro termo as forças correspondentes à quantidade de movimento. Além das propriedades físicas do fluido de trabalho, a equação A31 tem como variáveis principais a pressão local  $p$ , a área de seção transversal do filete de líquido  $A$ , o raio menor do menisco  $R_1$ , a velocidade do líquido  $v$ , o diâmetro hidráulico  $d_h$ , coeficiente de atrito viscoso  $f$ , ângulo de contato  $\theta$  e calor aplicado  $Q$ , todas dependentes da posição angular  $\psi$  ao longo das ranhuras, que constituem a estrutura capilar.

Cálculos aproximados podem ser conduzidos, considerando-se apenas o termo relativo às forças de fricção atuantes ao longo de uma ranhura da estrutura capilar. Nesse sentido, a equação A31 pode ser simplificada e resolvida considerando-se que:

- (a) A bomba capilar opere no sentido de compensar, unicamente, as perdas de carga desenvolvidas ao longo da própria estrutura capilar.
- (b) O termo relativo às forças gravitacionais seja negligenciado.
- (c) O termo relativo às forças da quantidade de movimento seja negligenciado.
- (d) Os valores relativos ao diâmetro hidráulico,  $d_h$ , coeficiente de atrito  $f$  e área de seção transversal do filete de líquido  $A$  permaneçam constantes em torno de valores médios assumidos de acordo com a geometria da ranhura circunferencial.
- (e) O escoamento seja laminar e que a variação da velocidade  $v$  seja linear e assumida como velocidade média ao longo da ranhura (Ver Figura 39 do Capítulo 4).



Corte transversal de uma bomba capilar é esquematizada na Figura A42, mostrando o comportamento do menisco ao longo de ranhuras de secção retangular. No caso particular de ranhuras de secção retangular, o limite capilar pode ser estimado com relativa facilidade, aplicando-se métodos convencionais ou modelos matemáticos especialmente desenvolvidos para tubos de calor. Ao contrário de ranhuras trapezoidais, o menisco não se afasta do topo da ranhura, caracterizando assim um comportamento aproximadamente linear do problema. Em outras palavras, no limite capilar,  $R_1(\psi=\pi/2) = b/2$ .

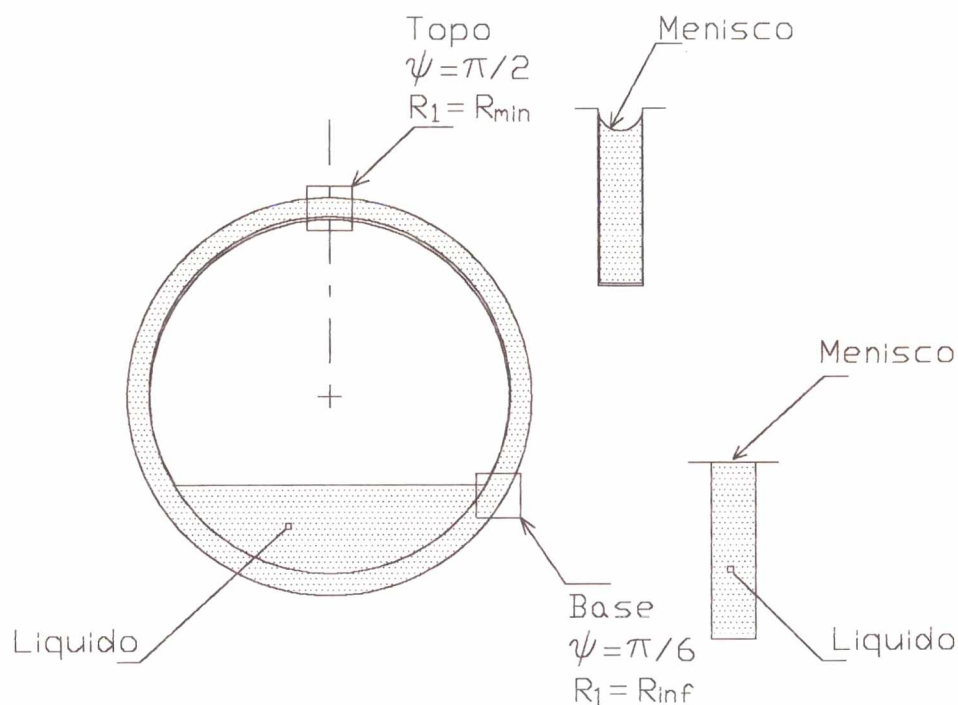


Fig. A42- Comportamento do menisco ao longo de uma ranhura de secção transversal retangular.

Nesses termos, tem-se

$$\Delta p = 4 f \frac{1}{d_h} \int_{\psi_0}^{\pi/2} \frac{\rho v^2 r}{2} d\psi \quad (\text{A32})$$

ou

$$\Delta p = 4 f \frac{l_h}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{A33})$$

onde  $l_h$  é calculado no intervalo  $\psi_0 \leq \psi \leq \pi/2$ , conforme mostrado na Figura A43.

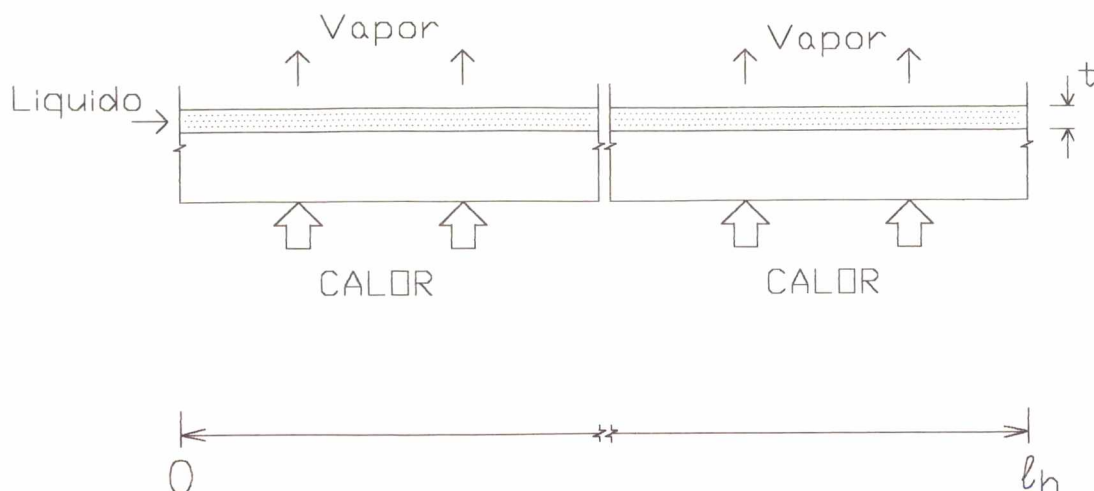


Fig. A43- Esquema modificado de uma ranhura da bomba capilar.

Reordenando a Equação A33,

$$\Delta p = 4 fRe \frac{\mu}{\rho v d_h} \frac{l_h}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{A34})$$

ou

$$\Delta p = 2 fRe \mu \frac{l_h}{d_h^2} v \quad (\text{A35})$$

que corresponde à perda de carga do fluido de trabalho ao longo de uma ranhura. No limite capilar,  $\Delta p = p_{cm}$ . A velocidade varia entre um valor máximo em  $\psi_0 = -\pi/6$  e zero em  $\psi = \pi/2$ . A velocidade média pode ser calculada com o auxílio da Equação 33 (Capítulo 4), ou através de

$$v_m = \frac{1}{2} \frac{1}{\rho A_w} \frac{q}{\Delta h} l_h \quad (\text{A36})$$

onde  $v_m$  representa a velocidade média do fluido de trabalho e  $q$  o calor distribuído uniformemente ao longo da ranhura, calculado de acordo com a Equação 30 do Capítulo 4. Finalmente, agrupando todas as equações envolvidas no problema, tem-se

$$Q_{\max} = 2 fRe^{-1} \frac{A_w L}{l_h a} d_h^2 \frac{\rho \Delta h}{\mu} p_{cm} \quad (\text{A37})$$

onde  $Q_{\max}$  representa a capacidade térmica máxima da bomba capilar.

A título de exemplo, resultados são apresentados no Quadro A5, considerando-se os mesmos parâmetros geométricos da bomba capilar, conforme valores medidos e anteriormente já apresentados na Tabela 2 do Capítulo 4:

Quadro A5- Uma estimativa da capacidade limite de transferência de calor para a bomba capilar de ranhuras circunferenciais testada em laboratório.	
<b>Bomba capilar:</b>	<b>Freon 11:</b>
$L = 0,5 \text{ m}$	$T = 27 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (300,15 K)}$
$r_i = 7,925 \text{ mm}$	$T_1 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (293,15 K)}$
$l_h = 16,6 \text{ mm}$	$\rho = 1471,9 \text{ kg/m}^3$
$a = 214,7 \text{ }\mu\text{m}$	$\mu_1 = 4,04 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
$b = 33 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma = 1,81 \times 10^{-2} \text{ N/m}$
$t = 309,7 \text{ }\mu\text{m}$	$c_{pl} = 889,0 \text{ J/kg}\cdot\text{ }^{\circ}\text{C}$
$\beta = 0,57^{\circ}$	$h_{lv} = 181,8 \times 10^3 \text{ J/kg}$
<b>Restrições:</b>	
$y = 0$	(constante)
$\theta = 0$	(constante)
$R_1 = 16,5 \text{ }\mu\text{m}$	(constante)
$v = v_m$	
<b>Cálculos e resultados:</b>	
$p_{cm} = 1328 \text{ Pa}$	$v_m = 13,22 \text{ mm/s}$
$A_w = 8,843 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$	$Re = 2643$
$d_h = 54,74 \times 10^{-3} \text{ mm}$	$fRe = 22,5$
	$m_b = 0,096 \text{ kg/min}$
	<b><math>Q_{\max} = 301,4 \text{ W}</math></b>

O valor correspondente a  $Q_{\max}$  difere apenas 18,4 % do valor correspondente ao limite capilar calculado de acordo com modelo proposto no Capítulo 4 ( $Q = 254,5 \text{ W}$ ), demonstrando que as restrições inicialmente impostas não interferem sensivelmente no resultado final do problema. Demais valores podem ser comparados com os resultados igualmente tabelados no Apêndice 8.



Naturalmente, menores diferenças são esperadas no caso de ranhuras retangulares. Entretanto, dificuldades relacionadas com a fabricação das bombas capilares levam a crer que o valor médio do ângulo de abertura,  $\beta$ , sempre será diferente de zero, sugerindo assim a inexistência de ranhuras circunferenciais absolutamente retangulares. Mesmo assim, para baixos valores de  $\beta$ , resultados satisfatórios são esperados, mesmo admitindo-se evolução linear no comportamento do menisco e do movimento do fluido ao longo da ranhura. Por outro lado, na medida em que o valor de  $\beta$  cresce, erros de cálculo também crescem, sugerindo portanto atenção maior ao problema, impondo-se menos restrições à solução da Equação A31.

Resultados semelhantes são também encontrados aplicando-se o método de cálculo apresentado por Chi (1976), método este especialmente desenvolvido para determinação do limite capilar de tubos de calor axialmente ranhurados. Nesse caso, bombas capilares de ranhuras circunferenciais são calculadas como se, efetivamente, apresentassem comportamento equivalente ao de tubos de calor, isto é, para tubos de calor:

- constituídos apenas pelo evaporador de comprimento,  $L_e = l_h$
- constituídos pelo mesmo número de ranhuras,  $n = L/a$
- de raio interno  $r_v$ , equivalente ao comprimento da bomba capilar,  $2\pi r_v = L$