

MARTIN GEIER

APRESENTAÇÃO DE UM MÉTODO DE CÁLCULO PARA A ANÁLISE DA  
PERFORMANCE TÉRMICA DE DUTOS DE CALOR

Monografia apresentada ao  
Departamento de Engenharia Mecânica  
da Escola de Engenharia da  
Universidade Federal do Rio Grande  
do Sul, como parte dos requisitos para  
obtenção do diploma de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Francis H. R. França

Porto Alegre  
2004



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
**Escola de Engenharia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

APRESENTAÇÃO DE UM MÉTODO DE CÁLCULO PARA A ANÁLISE DA  
PERFORMANCE TÉRMICA DE DUTOS DE CALOR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Flávio José Lorini  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

***BANCA EXAMINADORA:***

Profa. Dra. ADRIANE PRISCO PETRY  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. HORÁCIO A. VIELMO  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. PAULO SMITH SCHNEIDER  
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre  
2004

Em memória a minha querida Vania.

Gostaria de agradecer:

aos meus pais pela dedicação e incentivo.

ao meu orientador, Prof. Dr. Francis H. R. França por sua paciência durante a elaboração deste trabalho

à D. C. Kuo, PhD, e à equipe de dutos de calor da empresa Chaun-Choung Technology (CCI), Taiwan, pela colaboração ao fornecer resultados experimentais e amostras de dutos de calor

e aos amigos Adalberto Lenhard, Denis Riva, Cristiano Rodrigues, Camila Penter, Vanessa Schwartz, Michael Ertle, Albert Feser e Carmelo Carlomagno.

GEIER, M. **Apresentação de um Método de Cálculo para a Análise da Performance Térmica de Dutos de Calor**. 2004. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

## **RESUMO**

Neste estudo, apresenta-se um procedimento de cálculo para a determinação da performance térmica de dutos de calor. Este procedimento considera que a potência máxima de operação seja governada pelos limites capilar, de ebulição, sônico e de fricção. São analisados quatro modelos de duto de calor de seção circular e estrutura capilar do tipo malha mediante comparação com resultados experimentais fornecidos por um fabricante. O modelo apresentou desvio máximo inferior a 30%. Realizam-se análises que consideram a influência da geometria, das características da estrutura capilar, da temperatura e do ângulo de operação, e das dimensões das seções de adição e rejeição de calor.

**PALAVRAS-CHAVE: Dutos de calor, Transferência de calor, Resfriamento de componentes eletrônicos, Máxima potência dissipada, Estrutura capilar, Capilaridade, Performance térmica.**

**GEIER, M. Presentation of a Calculating Method for the Analysis of the Thermal Performance of Heat Pipes.** 2004. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

#### **ABSTRACT**

This study present a procedure for the evaluation of the thermal performance on heat pipes. The procedure cosideres that the maximum operating power is governed by the capillary, boiling, sonic and friction limits. Four models of round heat pipes with mesh-type capillary structure are analyzed through comparison with experimental results from a manufactor. The model presented a maximum error deviation less than 30%. Several analysis are done cosidering the influences of the geometry, capillary structure properties, operating temperature and angle, and the dimensions of the heat rejection and absortion sections.

**KEYWORDS:** Heat pipes, Heat transfer, Eletronic cooling, Maximum dissipated power, Capillary structure, Capillary action, Thermal Performance.

## SUMÁRIO

|   |    |
|---|----|
| ABSTRACT  | 6  |
| 1. INTRODUÇÃO   | 9  |
| 2. DUTOS DE CALOR   | 9  |
| 3. PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO   | 9  |
| 3.1. Fluido de trabalho   | 10 |
| 3.2. Estrutura capilar  | 10 |
| 4. LIMITES OPERACIONAIS   | 11 |
| 4.1. Limite capilar   | 12 |
| 4.1.1 Tensão superficial e limite de capilaridade                             | 12 |
| 4.1.2. Balanço de pressão capilar   | 13 |
| 4.1.3. Quedas de pressão na operação de um duto de calor                      | 14 |
| 4.1.4. Pressão capilar máxima   | 15 |
| 4.2. Limite de ebulição   | 16 |
| 4.3. Limite de fricção  | 16 |
| 4.4. Limite sônico  | 17 |
| 5. MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE PERFORMANCE TÉRMICA                      | 17 |
| 6. RESULTADOS   | 18 |
| 6.1. Análise dos resultados   | 19 |
| 6.2. Aplicação do modelo analítico para previsão de comportamento operacional | 19 |
| 7. CONCLUSÕES   | 22 |
| 8. REFRÊNCIAS   | 23 |
| 9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA  | 24 |

APÊNDICES

25

ANEXOS

25

## 1. INTRODUÇÃO

Dutos de calor são dispositivos que operam em um ciclo bifásico fechado que, dentro de algumas limitações operacionais, equivalem a um material possuindo elevada condutividade térmica, excedendo a qualquer metal conhecido.

A corrida pela miniaturização eletrônica está resultando num aumento do fluxo de energia dissipada, justificando a aplicação de dutos de calor para a adequada extração de calor e controle de temperatura. Entretanto, há uma grande dificuldade para conciliar o dimensionamento desses dispositivos de troca de calor entre a aplicação desejada e o processo de fabricação a ser utilizado.

Inúmeros pesquisadores vêm atuando intensivamente nessa área para a contribuição de um modelo matemático que estime a performance térmica e o comportamento desses dispositivos para as mais variadas situações. Neste trabalho, tais contribuições serão analisadas e um modelo analítico será compilado e aplicado para a análise da performance térmica de dutos de calor com o objetivo de compreender seus parâmetros operacionais e dimensioná-los adequadamente para uma aplicação específica.

O estudo irá constar em duas partes. A primeira consistirá numa revisão dos assuntos correlacionados (referências bibliográficas), a descrição dos modelos teórico, físico e matemático do princípio de operação de dutos de calor. Já a segunda e última parte do trabalho consistirá na aplicação do modelo matemático para, junto com o modelo físico, realizar a análise da performance térmica de dutos de calor, compreender os efeitos dos parâmetros operacionais e por fim, validar o modelo analítico. A validação do modelo analítico será realizada através da comparação de parâmetros com catálogo do fabricante Chaun-Choung Technology (CCI).

## 2. DUTO DE CALOR

Um duto de calor é um dispositivo que transporta calor de uma forma eficiente de um ponto a outro, utilizando ao invés do calor sensível, o calor latente de vaporização do fluido de trabalho. Como resultado, a condutividade térmica efetiva pode exceder em muitas ordens de magnitude a condutividade de materiais condutores.

A absorção de calor no evaporador vaporiza o fluido de trabalho; o vapor formado escoar para a seção do condensador, onde calor latente é rejeitado via condensação. O vapor do fluido de trabalho condensa e o condensado retorna para o evaporador pela ação capilar.

Um duto de calor é um dispositivo hermeticamente fechado, consistindo de uma estrutura capilar e uma pequena quantidade de fluido que seja suficiente para saturar a estrutura capilar e que esteja em equilíbrio com seu próprio vapor. A pressão de operação dentro do duto de calor é a pressão de vapor de seu fluido de trabalho. O comprimento do duto de calor pode ser dividido em três partes: seção do evaporador  $L_e$ , seção adiabática  $L_a$  e seção do condensador  $L_c$ .

Num duto de calor convencional, seu interior é composto por uma estrutura capilar e de um espaço para o escoamento do vapor. De acordo com a aplicação, é possível afixar aletas nas porções do evaporador e condensador visando aumento na taxa de transferência de calor.

## 3. PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO

Um duto de calor opera num sistema fechado de duas fases e utiliza o calor latente de vaporização para transferir calor com um pequeno gradiente de temperatura. A Figura 3.1 mostra esquematicamente a operação típica de um duto de calor. Como mencionado anteriormente, há

um equilíbrio líquido-vapor no interior do duto de calor. Quando calor é fornecido ao evaporador, este equilíbrio é rompido à medida que o fluido de trabalho evapora.

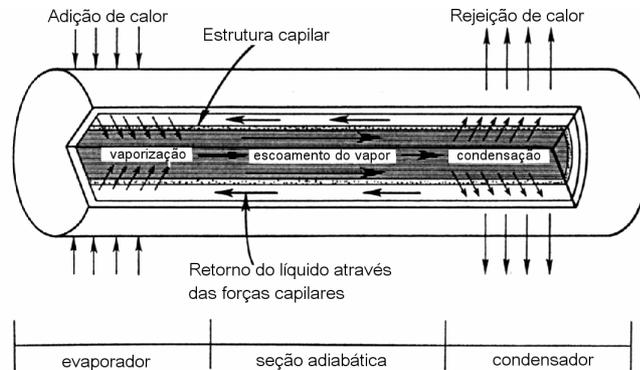


Figura 3.1 – Princípio de operação de um duto de calor (Fonte: PETERSON, 1994)

O vapor gerado apresenta uma pressão superior a do líquido e escoam na direção do condensador através da seção adiabática. O vapor condensa, transferindo seu calor latente de vaporização para o dissipador de calor.

A pressão capilar criada no menisco da estrutura capilar, conduz o fluido condensado de volta para a seção do evaporador. O ciclo se repete e o calor é continuamente transportado do evaporador para o condensador na forma de calor latente de vaporização. Quando calor é aplicado no evaporador, parte do líquido presente nos poros da estrutura capilar é vaporizado e, como consequência, formam-se meniscos na interface líquido-vapor, os quais encontram-se muito curvados. Esse fenômeno é mostrado na Figura 3.2.

No final da seção do condensador, os meniscos na interface líquido-vapor são quase planos durante a condensação. A diferença de curvatura entre meniscos é responsável pela força que circula o fluido contra as perdas de pressão líquida e de vapor e até mesmo contra as forças de corpo como a gravidade.

### 3.1 Fluido de trabalho

Como o princípio básico para operação de um duto de calor é a vaporização e condensação do fluido de trabalho, a escolha de um fluido adequado é um fator importante no projeto e manufatura de dutos de calor. Cuidados devem ser tomados para garantir que a faixa de temperatura operacional seja adequada para a aplicação pretendida.

O fluido de trabalho deve ser compatível com os materiais da estrutura capilar e do contêiner, além de apresentar calor latente e tensão superficial elevados, baixa viscosidade de líquido e vapor, e permeabilidade com materiais da estrutura capilar e do contêiner.

### 3.2 Estrutura capilar

Num duto de calor, a estrutura capilar facilita o retorno do líquido do condensador para o evaporador. O propósito principal da estrutura capilar é gerar pressão capilar, e distribuir o líquido ao longo da seção do evaporador do duto de calor. Na Figura 4.1 são apresentadas algumas estruturas capilares, sendo a estrutura de malha a mais utilizada.

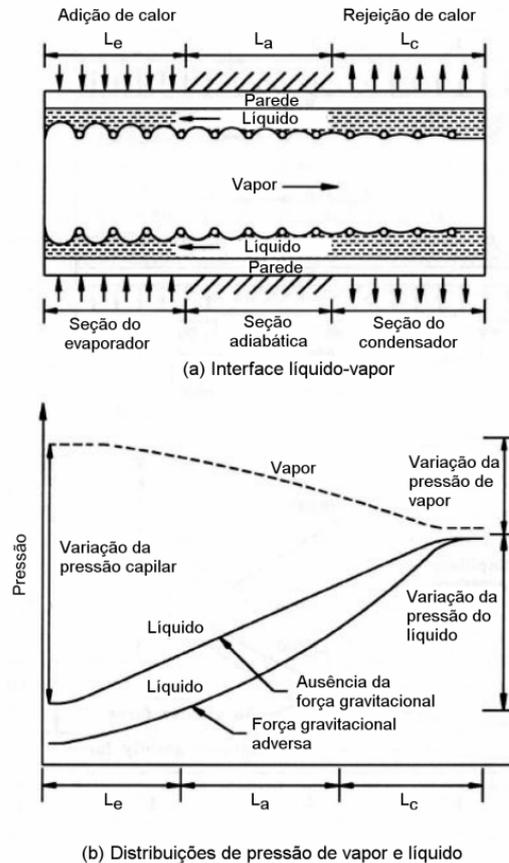


Figura 3.2 – (a) Variação do raio de curvatura dos meniscos em função da posição axial. (b) Distribuição típica de pressão de vapor e líquido num duto de calor (Fonte: FAGHRI, 1995)



Figura 3.3 – Estruturas capilares usuais para dutos de calor de seção circular (Fonte: MILLS, 1995)

Nesse ponto, iremos definir um parâmetro  $N$ , chamado “Número de Malha”, o qual será utilizado para especificar uma estrutura capilar de malha específica. Esta expressão é definida pelo número de fios por unidade de comprimento linear. Por exemplo, uma malha de número 5000 por metro, pode ser interpretada como 5000 x 5000 fios de malha por metro. A malha pode ser quadrada ou retangular. Obviamente, elevados números de malha representam uma grade fina.

#### 4. LIMITES OPERACIONAIS

Existem diferentes limites que governam o desempenho de um duto de calor e, por isso, é necessária a compreensão destes fenômenos.

A seguir, serão apresentados os limites de capilaridade, ebulição, fricção e o limite sônico.

#### 4.1 Limite de capilaridade

Apesar da performance de dutos de calor ser altamente dependente da forma, fluido de trabalho e tipo de estrutura capilar, o fenômeno fundamental que governa a operação baseia-se na diferença de pressão capilar ao longo da interface líquido-vapor no evaporador e condensador.

A habilidade da estrutura capilar para prover a circulação de um dado fluido de trabalho é chamada de limite capilar ou limite hidrodinâmico. Este limite ocorre quando a taxa de bombeamento não é suficiente para prover a quantidade necessária de líquido à seção do evaporador.

##### 4.1.1 Tensão superficial e permeabilidade:

Para analisar e entender a operação de um duto de calor, é necessário primeiramente compreender o fenômeno que governa o comportamento na interface líquido-vapor. Esse comportamento, o qual é primeiramente governado pela tensão superficial, permeabilidade e ângulo de contato, resulta no desequilíbrio de pressão ocorrendo próximo à interface e providencia a ação de bombeamento capilar requerida para ativar e manter a operação do duto de calor.

As interfaces existentes nas fronteiras de fases líquida, vapor e sólida, são tipicamente definidas como uma linha bem delimitada ou, no caso de interface entre fases líquida e vapor, como um menisco. Entretanto, conforme a Figura 4.1, realmente existe uma pequena região acerca desse menisco onde a densidade de ambos líquido e vapor varia gradualmente. Nessa escala, as forças repulsivas de pequeno alcance entre moléculas individuais variam mais rapidamente com o espaço molecular do que as forças atrativas de longo alcance eletrostática, indutiva e dispersiva (Adamson, 1990).

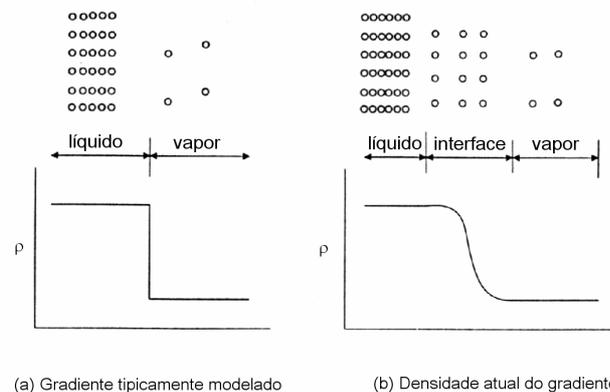


Figura 4.1 – Variação da densidade na interface líquido-vapor (Fonte: PETERSON, 1994)

Como resultado, o aumento do espaçamento molecular causado por esse gradiente de densidade diminui significativamente as forças repulsivas, mas atenua levemente as forças de longo alcance atrativas. Normal à interface, esta pressão em desequilíbrio tende a mover as moléculas de vapor na direção da superfície líquida, conforme ilustrado na Figura 4.2(a). Paralela à interface, as forças são balanceadas, mas a significativa queda relativa das forças repulsivas e a pequena queda apresentada ao longo das forças atrativas, ocasionam o que aparenta ser uma tensão líquida na interface que, conforme a Figura 4.2(b), atua igualmente em todas as direções.

Esta tensão da interface é resultante da energia armazenada nas moléculas próximas a interface, normalmente referenciada como a tensão superficial  $\sigma$ . Esta tensão superficial é dependente do fluido e de suas propriedades termodinâmicas e tem unidade de força por unidade de comprimento (N/m).

A ação capilar é um resultado das tensões de adesão e superficial. A adesão de fluido molhado às paredes de um vaso causará uma força vertical no líquido e na periferia, resultando num menisco que se curva para cima. A tensão superficial atua para segurar a superfície intacta, assim ao invés de apenas a periferia se mover para cima, toda a superfície líquida é arrastada (Figura 3.2(a)).

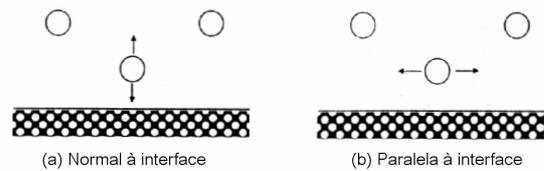


Figura 4.2 – Balanço de forças na interface líquido-vapor (Fonte: PETERSON, 1995)

#### 4.1.2 Balanço de pressão capilar

Primeiramente, serão definidos dois novos termos: os pontos seco e molhado. Ocorrendo usualmente no evaporador, a um ponto distante do condensador, o *ponto seco* é caracterizado onde o menisco apresenta um raio mínimo de curvatura. Já o *ponto molhado*, ocorre próximo ao final do condensador e se caracteriza pelo menisco apresentar seu raio máximo de curvatura, e conseqüentemente, as pressões de líquido e vapor são aproximadamente iguais.

A Figura 4.3 ilustra a relação entre as pressões estáticas de líquido e vapor na operação de um duto de calor. Como mostrado, o gradiente de pressão capilar ao longo da interface líquido-vapor é igual à diferença de pressão entre as fases líquida e vapor para qualquer posição axial.

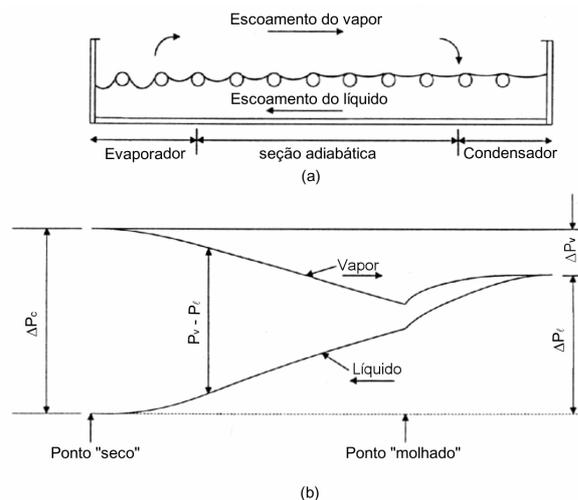


Figura 4.3 – (a) variação da curvatura do menisco em função da posição axial. (b) Típica distribuição de pressão e de líquido e vapor num duto de calor. (Fonte: PETERSON, 1994)

A pressão capilar total ao longo da interface líquido-vapor deverá ser superior ao somatório de todas as quedas de pressão que ocorrem através das passagens de líquido-vapor.

Caso isto não seja satisfeito, o fluido de trabalho não será devolvido para o evaporador, causando uma redução do nível de líquido na estrutura capilar do evaporador, e conseqüentemente secando por completa sua estrutura capilar. Peterson apresenta essa condição como:

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{ef}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{ef}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{ph,e} + \Delta P_{ph,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{\parallel} \quad (1)$$

Onde:

$(\Delta P_c)_m$  = máxima diferença de pressão capilar gerada ao longo da estrutura capilar entre pontos molhado e seco;

$\frac{\partial P_v}{\partial x} dx$  = soma das quedas de pressão viscosa e inercial na fase vapor;

$\frac{\partial P_l}{\partial x} dx$  = soma das quedas de pressão viscosa e inercial na fase líquida;

$\Delta P_{ph,e}$  = gradiente de pressão ao longo da fase de transição no evaporador;

$\Delta P_{ph,c}$  = gradiente de pressão ao longo da fase de transição no condensador;

$\Delta P_+$  = queda de pressão hidrostática normal;

$\Delta P_{\parallel}$  = queda de pressão hidrostática axial.

#### 4.1.3 Quedas de pressão na operação de um duto de calor

Peterson (1994) discutiu e representou graficamente a distribuição de pressão que ocorre durante a operação de um duto de calor. A representação gráfica desse trabalho é apresentada na Figura 4.4. As duas curvas mostram a queda de pressão para as fases líquida e vapor.

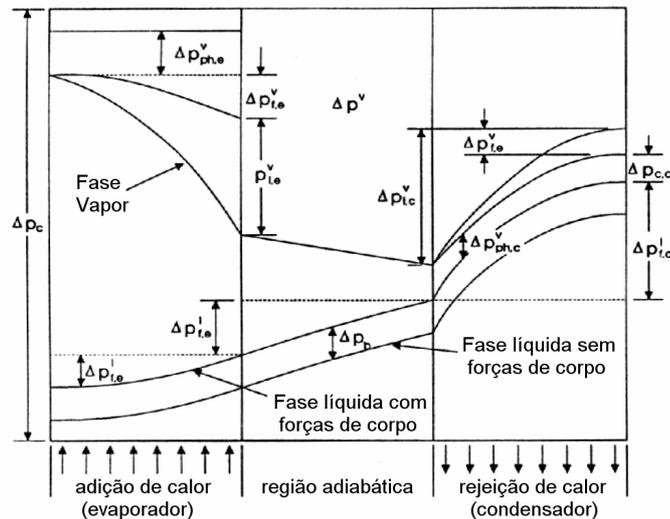


Figura 4.4 – Representação gráfica das quedas de pressão num duto de calor operacional. (Fonte: PETERSON, 1994)

Os sobrescritos *l* e *v* denotam fase líquida e vapor, respectivamente, enquanto que os subscritos *e*, *a*, e *c*, denotam as seções do evaporador, da região adiabática e do condensador, respectivamente. Os fatores contribuindo para a variação de pressão no evaporador são: a queda

de pressão ao longo da transição de fase líquido-vapor  $\Delta P_{ph,e}$ , a queda de pressão friccional  $\Delta P_{f,e}$  e a queda de pressão inercial  $\Delta P_{i,e}$ . Na região adiabática, o único fator contribuinte para distribuição da variação de pressão é a queda de pressão friccional  $\Delta P_{f,a}$ , resultando numa variação linear da pressão com a posição axial.

Quedas de pressão similares ocorrem na região do condensador, contribuindo para a variação de pressão. Entretanto, a pressão inercial  $\Delta P_{i,e}$  no condensador, realmente resulta numa recuperação de pressão e pode ser vista pelo crescimento da linha de pressão para a fase de vapor. Na região adiabática, o gradiente de pressão friccional  $\Delta P_{f,e}$ , contribui para a distribuição média de pressão. Assim, a pressão capilar total ao longo da interface líquido-vapor, deverá ser o somatório de todas as quedas de pressão discutidas anteriormente. Modelos matemáticos para cada uma destas quedas de pressão têm sido desenvolvidos para prever com precisão a performance de um duto de calor para a limitação capilar. Uma breve explicação desses modelos matemáticos desenvolvidos por diversos autores será comentada a seguir. Informações relevantes sobre o limite capilar e as expressões para as perdas de pressão envolvidas no balanço de pressão na interface líquido-vapor, são encontradas no Anexo A. Peterson (1994), apresenta informações mais detalhadas.

#### 4.1.4 Pressão capilar máxima

Como visto anteriormente, a diferença de pressão capilar numa interface líquido-vapor, definida como  $P_v - P_l$ , ou  $\Delta P_c$ , pode ser obtida através da equação de Young-Laplace,

$$\Delta P_c = \sigma \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (2)$$

onde  $r_1$  e  $r_2$  são os raios principais de curvatura e  $\sigma$ , a tensão superficial. Para a maioria das estruturas capilares, a pressão capilar máxima pode ser escrita em termos de apenas um raio de curvatura,  $r_e$ . Assim, a pressão capilar máxima entre os pontos seco e molhado, pode ser expressa como a diferença de pressão capilar ao longo dos meniscos dos pontos seco e molhado, ou seja:

$$\Delta P_{c,m} = \frac{2\sigma}{r_{c,e}} - \frac{2\sigma}{r_{c,c}} \quad (3)$$

Como discutido anteriormente, a vaporização do fluido de trabalho que ocorre no vaporizador causa aumento na curvatura do menisco na estrutura capilar, reduzindo o raio local de capilaridade  $r_{c,e}$  e na seção do condensador, a condensação causa o preenchimento da estrutura capilar, o que aumenta o raio capilar local  $r_{c,c}$  (ver Figuras 3.2, 4.3 e 4.4). A diferença resultante entre os dois raios de curvatura causa uma diferença de pressão e, por isso, o líquido é bombeado do condensador para o evaporador.

Durante operações em regime estacionário, geralmente é assumido que o raio capilar no condensador ou no ponto molhado,  $r_{c,c}$ , aproxima-se do infinito. Assim, em muitos casos, a pressão capilar máxima de um duto de calor operando em regime estacionário pode ser expressa como função apenas do raio efetivo de capilaridade da estrutura capilar do evaporador,

$$\Delta P_{c,m} = \frac{2\sigma}{r_{c,e}} \quad (4)$$

O Anexo B apresenta valores para raios efetivos de capilaridade para algumas das estruturas capilares mais comuns (Chi, 1976). Para outras geometrias simples, valores para o raio efetivo de capilaridade podem ser encontrados teoricamente utilizando métodos propostos por Chi (1976) ou experimentalmente para estruturas porosas de geometrias complexas utilizando métodos descritos por Ferrel e Alleavithc (1969), Freggens (1969), ou Eninger (1975) ou ainda Colwell e Chang (1984). Maiores informações sobre tais expressões podem ser encontradas em Peterson (1994).

#### 4.2 Limite de ebulição

Quando o fluxo radial de calor na seção do evaporador se torna muito alto, inicia-se a ebulição do líquido na estrutura capilar do evaporador e a temperatura da parede fica excessivamente alta. As bolhas de vapor que se formam na estrutura capilar obstruem o líquido da parede úmida do duto, causando pontos quentes. A situação crítica desse fenômeno é a total evaporação do líquido presente na estrutura capilar, sendo chamado então de limite de ebulição.

A determinação dessa limitação depende de dois fenômenos: a formação de bolhas de vapor e o subsequente colapso dessas bolhas (Chi, 1976). A formação de bolhas é governada pelo número e tamanho dos pontos de nucleação numa superfície sólida e a diferença de temperatura entre as paredes do duto de calor e o fluido de trabalho.

Uma expressão para o fluxo de calor no qual o crescimento de bolhas irá ocorrer foi desenvolvida por Chi (1976):

$$q_e = \frac{2\pi L_e k_{ef} T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i / r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right) \quad (5)$$

onde  $T_v$  é a temperatura de vapor (operação),  $k_{ef}$ , a condutividade térmica efetiva do conjunto duto de calor, estrutura capilar e fluido de trabalho,  $r_i$ , o raio interno do duto de calor,  $r_v$ , o raio para o espaço de vapor e  $r_n$ , o raio de nucleação, o qual pode ser assumido entre  $2,57 \times 10^{-5} m$  e  $2,57 \times 10^{-7} m$  para recipientes metálicos convencionais de dutos de calor (Dunn e Reay, 1982).

Para uma estrutura capilar composta de malha de fios, Chi (1976) desenvolveu a seguinte equação para  $k_{ef}$ :

$$k_{ef} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)} \quad (6)$$

onde  $k_l$  é a condutividade do líquido,  $k_w$  a condutividade da estrutura capilar. Valores de  $k_{ef}$  para demais estruturas capilares são encontrados no Anexo D.

#### 4.3 Limite de fricção

Como visto anteriormente num duto de calor, vapor e líquido movem-se em direções opostas. Uma força cisalhante existe na interface líquido-vapor. Altas velocidades de vapor podem fazer que algumas gotas do líquido sejam carregadas junto com o vapor, de volta para o condensador, inibindo o retorno de líquido para o evaporador. A taxa de transferência de calor no qual este fenômeno acontece é chamada de limite de fricção. Cotter (1967) apresentou um método para determinar o limite de fricção no qual utilizou o critério do número de Weber (o número de Weber é definido como a razão entre a força cisalhante viscosa e a tensão superficial).

$$q_f = A_v \lambda \left( \frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{1/2} \quad (7)$$

onde  $r_{h,w}$  é o raio hidráulico da estrutura capilar, determinado por:

$$r_{h,w} = \frac{A_w}{\pi(d_v - d_i)} \quad (8)$$

O limite de fricção ocorre geralmente em casos de baixas ou moderadas temperaturas de operação e em dutos de calor com pequeno diâmetro, quando a fonte de calor no evaporador é muito alta.

#### 4.4 Limite sônico

Num duto de calor, o evaporador e condensador representam um escoamento de vapor com adição e extração devido à evaporação e condensação e, segundo Cotter (1967), o limite sônico é análogo para um bocal convergente-divergente com um fluxo de massa constante. A velocidade de vapor aumenta ao longo do evaporador e atinge seu máximo no final da seção do evaporador. A saída do evaporador é similar à garganta do bocal, assim a velocidade local neste ponto não pode exceder a velocidade sônica e isso é uma condição de escoamento com choque.

Ao aumentar a taxa de calor injetado na seção do evaporador, o fluxo mássico de vapor irá aumentar gerando uma redução de pressão na seção do condensador. Eventualmente, a velocidade de vapor atinge a velocidade sônica na saída do evaporador. Como o escoamento atingiu velocidade sônica, as reduções de pressão na seção do condensador não irão resultar em um aumento do fluxo mássico de vapor na direção do condensador.

Levy (1968) desenvolveu uma expressão para este limite sônico derivado da teoria de escoamento de vapor unidimensional e a forma final para esta expressão é:

$$q_s = 0,474 \lambda A_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (9)$$

onde  $P_v$  é a pressão de vapor no final do evaporador.

## 5. MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE PERFORMANCE TÉRMICA

Os métodos e procedimentos apresentados na Seção 4 para calcular os limites operacionais de dutos de calor podem ser utilizados para determinar os limites de performance e características operacionais para um duto de calor específico em função da temperatura da seção adiabática ou de operação.

Tipicamente, esse processo inicia pela estimativa do limite capilar. Como as equações dependem do número de Reynolds e do número de Mach, que por sua vez são funções da capacidade de transporte térmico, o procedimento de solução mais comum utiliza inicialmente suposição de escoamento de vapor laminar incompressível. Através dessas suposições, a capacidade máxima de transferência de calor  $Q_{max}$  pode ser determinada pela substituição das quedas individuais de pressão na equação 1, resolvendo a transferência axial de calor. Uma vez que este valor é obtido, a transferência axial de calor pode ser substituída nas expressões do número de Reynolds para o vapor e do número de Mach para determinar a precisão das suposições iniciais. Utilizando esta abordagem iterativa, a qual é discutida em mais detalhes em Chi (1976), valores precisos para a limitação capilar em função da temperatura de operação podem ser determinados em unidades de watt-metro ou watts para  $qL$  e  $q$ , respectivamente. Esse

modelo considera o duto de calor preenchido com uma quantidade de fluido o suficiente para saturar sua estrutura capilar, e operação em regime estacionário.

## 6. RESULTADOS

Através de contatos com a empresa CCI de Taiwan, foi possível obter especificações de dimensões e performance para dutos de calor de seção circular (Anexo D). A empresa não apresenta método analítico de previsão para performance térmica, assim, o desenvolvimento de novos produtos reduz-se a sucessivos ensaios experimentais.

Os dutos apresentam um comprimento  $L$  variando de 100 a 150 mm com espessura de parede  $e = 0,3$  mm, utilizam água como fluido de trabalho e apresentam uma malha com  $d_f = 0,1$  mm e espaçamento entre fios de 0,15 mm. Para a determinação da máxima dissipação de calor  $Q_{exp}$ , foi utilizada nos experimentos uma fonte de calor de resistência elétrica numa temperatura de  $70^\circ\text{C}$ , com o duto na posição horizontal, apresentando seção de evaporador  $L_e = 15$  mm e seção do condensador  $L_c = 40$  mm, estando esse último em contato com o ar ambiente. O material de fabricação tanto para o duto quanto a malha é cobre puro. A temperatura de falha operacional obtida através de ensaios é de  $320^\circ\text{C}$ . Demais informações sobre a condução dos experimentos estão presentes no Anexo E.

As especificações dos modelos de dutos de calor de seção circular produzidos pela empresa estão relacionadas a seguir na Tabela 6.1:

Tabela 6.1 – Especificações de dimensão e performance térmica para dutos de calor de seção circular. (Fonte: CCI Heat Pipe Team, 2003)

| Diâmetro (mm) | $e$ (mm) | Estrutura capilar | $L$ (mm) | $Q_{exp}$ (W) |
|---------------|----------|-------------------|----------|---------------|
| 4             | 0,3      | Malha de cobre    | 150      | 20            |
| 5             | 0,3      | Malha de cobre    | 150      | 25            |
| 6             | 0,3      | Malha de cobre    | 150      | 45            |
| 6             | 0,3      | Malha de cobre    | 100      | 50            |

Conforme os métodos e procedimentos, apresentados na Seção 4, os limites operacionais foram obtidos para determinar os limites de performance e características operacionais dos dutos de calor relacionados na Tabela 6.1. De acordo com informações da empresa, ocorre uma sobreposição da malha (ou seja, ao introduzirem a malha no interior do duto, a mesma é dobrada na forma de um cilindro, podendo ocorrer uma sobreposição da mesma), a qual pode atingir até  $1/3$  de circunferência. Assim, o modelo foi aplicado em paralelo a dois dutos: um com apenas uma camada e outro com duas camadas. Então foi realizada uma média ponderada entre os resultados obtidos para determinação da máxima dissipação térmica  $Q_{modelo}$ . Por ser a malha uma estrutura de dimensões extremamente reduzidas, portanto, delicada e, não sendo possível afirmar que a mesma apresente as mesmas características após a instalação no interior do duto de calor (imprudência no manuseio e/ou alteração devido o processo de flexão), considera-se para o procedimento de cálculo, uma sobreposição de 15%. Com o intuito de facilitar e agilizar o procedimento, foi elaborado um algoritmo na forma de planilha eletrônica e os resultados obtidos são demonstrados a seguir na Tabela 6.2, na Figura 6.1 e no Apêndice A, onde são apresentados os limites operacionais em função da temperatura de operação para o duto de calor de 4 mm de diâmetro e comprimento igual a 150 mm.

Tabela 6.2 – Comparação de resultados experimental e analítico

| Diâmetro (mm) | $e$ (mm) | $L$ (mm) | $Q_{exp}$ (W) | $Q_{modelo}$ (W) | Erro (%) |
|---------------|----------|----------|---------------|------------------|----------|
| 4             | 0,3      | 150      | 20            | 21,81            | +9       |
| 5             | 0,3      | 150      | 25            | 28,92            | +15,68   |
| 6             | 0,3      | 150      | 45            | 37,59            | -16,47   |
| 6             | 0,3      | 100      | 50            | 63,52            | +27      |

### 6.1 Análise dos resultados

Para todas as situações estudadas, a hipótese de escoamento laminar foi verificada, tendo sido necessária apenas uma iteração para se obter a potência máxima de operação, sendo o limite operacional estabelecido pelas forças capilares (limite capilar). Como pode ser visto nos resultados apresentados na Tabela 6.2, o modelo apresentou erros oscilando entre +27% e -16,47%. Entretanto, os valores previstos para a máxima transferência de calor ainda são muito satisfatórios, devido à quantidade de parâmetros envolvidos no processo e a complexidade do mesmo. Além disso, incertezas próximas desta magnitude se encontram no cálculo de carga térmica no escoamento interno em dutos circulares  $\pm 20\%$ ; quando há processo com vaporização, tal incerteza tipicamente aumenta para  $\pm 100\%$  (Incropera, 1998).

Para a temperatura limite de operação (Apêndice A), o levantamento dos limites operacionais em função da temperatura apresentou bons resultados, convergindo muito bem para os valores obtidos experimentalmente.

### 6.2 Aplicação do modelo analítico para previsão de comportamento operacional

Apesar da quantidade de parâmetros e do grau de complexidade do fenômeno, a aplicação do modelo analítico apresentado permite a previsão do comportamento desses dispositivos para as mais variadas condições de trabalho, dentre as quais se destacam a temperatura de operação, o comprimento do duto, as características da estrutura capilar, o ângulo de operação e o tamanho das seções do evaporador e condensador. A influência desses parâmetros é discutida a seguir.

A Figura 6.1 apresenta o efeito da temperatura operacional do duto de calor (correspondente à seção adiabática) na potência máxima de operação, considerando-se diferentes diâmetros e comprimentos do duto. Observa-se que a potência de operação eleva-se com o aumento da temperatura, pois à medida que a temperatura aumenta, a variação de pressão de vapor é superior às variações de tensão superficial (pressão capilar) e pressão de líquido. Entretanto, essa explicação se mantém válida enquanto o limite capilar estiver dominando (ou seja, inferior aos demais limites). Além disso, reduzindo-se o comprimento do duto de calor eleva-se a potência de operação, pois ocasiona redução das perdas de cargas do líquido e do vapor.

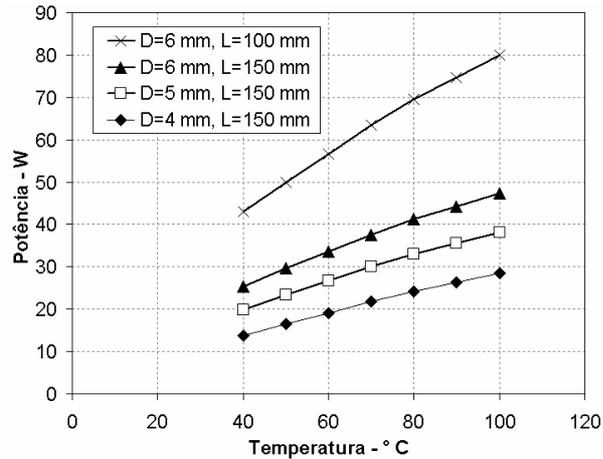


Figura 6.1 – Influência da temperatura operacional sobre a dissipação térmica. Especificações dos dutos de calor de acordo com catálogo da empresa CCI.

O comportamento da potência térmica em relação ao comprimento do duto é apresentado na Figura 6.2. Nessa figura, pode-se notar a influência do comprimento do duto de calor sobre a potência máxima dissipada. Tais resultados obtidos condizem com a especificação do fabricante, onde, para o duto de diâmetro igual a 6 mm, sua potência varia inversamente em relação ao comprimento (conforme discutido na figura 6.1).

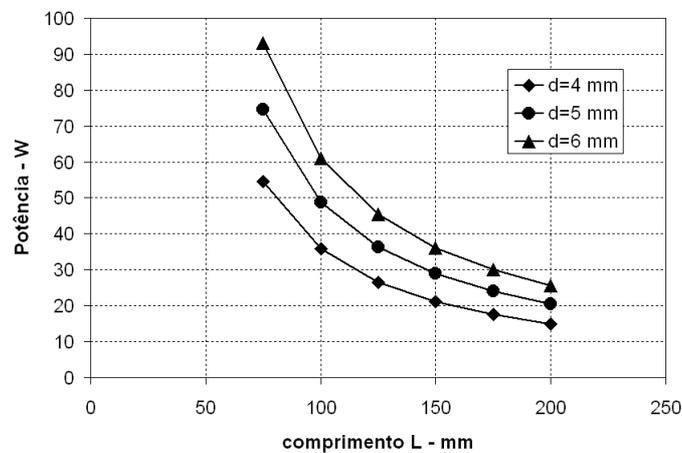


Figura 6.2 – Relação da potência em relação ao comprimento  $L$  para diferentes dutos de calor.  $L_e=15$  mm,  $L_c=40$  mm e temperatura operacional de  $70^\circ$  C. Fluido de trabalho: água pura.

Outra análise interessante foi realizada alterando-se o número de malha da estrutura capilar, com respeito à distância entre fios da malha. Esse fator implica diretamente no limite capilar e pode ser visto na Figura 6.3.

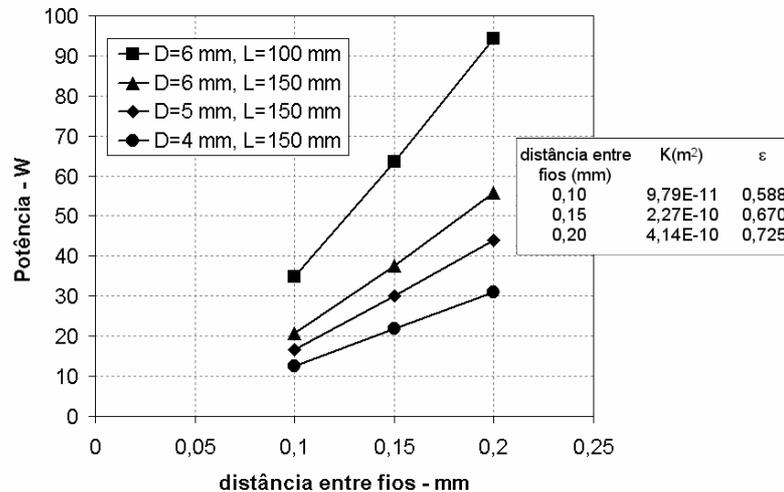


Figura 6.3 – Influência da distância entre fios, resultando em diferentes combinações de permeabilidade  $K$  e porosidade  $\varepsilon$ .

A figura acima indica bem a sensibilidade do duto de calor para as características da malha. O modelo considera uma instalação adequada da malha durante o processo de montagem do duto de calor, de modo que a mesma não sofra deformações que alterem o espaçamento entre fios. Pelo gráfico, nota-se que uma simples variação do espaçamento entre fios da ordem de um décimo de milímetro, ocasiona um aumento aproximado de 200% na potência máxima de operação para todos os dutos em questão. Tendo em vista essa sensibilidade, têm-se uma maior apreciação dos resultados da tabela 6.2, que comparam o modelo com os resultados experimentais dos dutos, sujeitos a alterações na estrutura capilar durante a montagem.

Um outro fator que influencia a operação de um duto de calor é o ângulo de inclinação com relação à horizontal, fixando o evaporador num nível mais elevado ou mais inferior em relação ao condensador. Dependendo das características do duto e do ângulo em que é fixado, o mesmo pode vir a falhar para a transferência de uma carga térmica inferior àquela apresentada quando fixado na posição horizontal de operação. A Figura 6.4 mostra a influência da inclinação para um giro de 180° em um duto de calor de 4 mm diâmetro, para diferentes valores de  $L$ , operando em regime estacionário conforme as especificações da empresa CCI.

Nota-se que o duto de comprimento  $L$  igual a 100 mm continua operacional, apesar de sua performance ser drasticamente reduzida. Isso se explica pelo fato de que ao se inclinar o duto, elevando o evaporador em relação ao condensador, ocorre um aumento da variação de pressão hidrostática axial que se opõe à pressão capilar. À medida que o condensador e evaporador se alinham com a horizontal, a pressão hidrostática axial começa, então, a contribuir com a direção do escoamento líquido, facilitando o bombeamento do líquido do condensador para o evaporador, justificando assim esse comportamento.

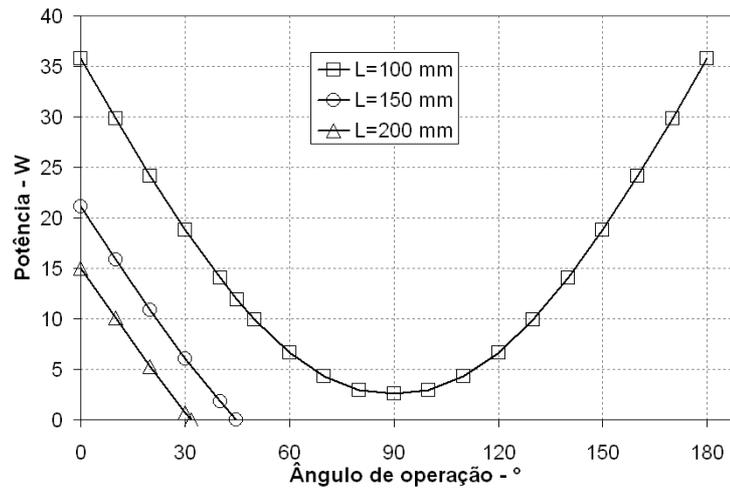


Figura 6.4 – Relação da inclinação do duto de calor em relação à máxima transferência de calor. Duto de 4 mm de diâmetro, operando a 70° C, utilizando água como fluido de trabalho.

Também foi realizada uma análise com relação ao tamanho das seções do evaporador e condensador para o desempenho térmico. Os resultados obtidos estão dispostos na tabela 6.4, onde os dados apresentados indicam que, ao modificarmos o comprimento das seções de absorção e rejeição de calor, o duto apresentará diferentes valores para potência máxima. Comparando-se as situações A ( $L_e=15\text{ mm}$  e  $L_c=40\text{ mm}$ ) e B ( $L_e=40\text{ mm}$  e  $L_c=15\text{ mm}$ ), observa-se que a potência máxima depende do comprimento total de transferência de calor,  $L_e+L_c$ , mas não de  $L_e$  e  $L_c$  independentemente. Isso resulta no fato da seção adiabática impor uma perda de carga adicional por fricção, reduzindo o limite capilar. Também é evidenciado que a configuração de um duto de calor sem seção adiabática (situações D e E) apresenta desempenho ótimo. Apesar dessa observação, na maioria das aplicações, é necessária uma seção adiabática para conduzir o calor gerado ao longo de uma determinada distância da fonte.

Tabela 6.3 – Relação entre a dimensão das seções do evaporador e condensador para um duto de calor com 5 mm de diâmetro externo, diâmetro interno de 4,4 mm, comprimento  $L$  de 150 mm. Temperatura de operação  $T_v=70^\circ\text{ C}$ . Fluido de trabalho: água pura.

| Situação | $L_e$ (mm) | $L_c$ (mm) | $L_a$ (mm) | $L_{ef}$ (mm) | Q (W) |
|----------|------------|------------|------------|---------------|-------|
| A        | 15         | 40         | 95         | 122,5         | 28,92 |
| B        | 40         | 15         | 95         | 122,5         | 28,92 |
| C        | 40         | 40         | 70         | 110           | 32,21 |
| D        | 75         | 75         | 0          | 75            | 47,24 |
| E        | 100        | 50         | 0          | 75            | 47,24 |
| F        | 50         | 50         | 50         | 100           | 35,43 |

## 7. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi validar um procedimento de cálculo para estimar a performance térmica de dutos de calor para auxiliar o projetista. Apesar de se verificar uma incerteza em torno de 27% entre resultados experimentais obtidos pelo fabricante e aqueles

resultados calculados, o processo de cálculo fornece um bom indicativo da performance térmica e da temperatura limite de operação. Também foi previsto o comportamento desses dispositivos para diferentes temperaturas de operação e parâmetros construtivos do duto.

Outro parâmetro observado que alterou a performance foi o dimensionamento apropriado das seções do condensador e evaporador. Os resultados obtidos demonstraram que a máxima potência operacional é proporcional à distância percorrida pelo vapor dentro do duto, concordando com a potência operacional dos dutos de 6 mm de diâmetro externo na especificação da empresa CCI.

Foi previsto o comportamento da potência dissipada em função do ângulo de operação para diferentes comprimentos de um duto de calor, onde foi observado que dutos longos (150 e 200 mm) tendem a falhar entre 30 e 45 graus, diferentemente do duto menor (100 mm), que não sofreu indício de falha, mas sim de redução na sua dissipação de calor. Tais resultados confirmaram a relação entre o comprimento efetivo do duto de calor e a sua potência dissipada.

Enfim, o estudo demonstrou que o procedimento de cálculo apresentado neste trabalho representa uma boa ferramenta para a previsão operacional de dutos de calor sob as mais variadas condições. Entre possíveis sugestões de futuros trabalhos, citam-se: realização de testes com dutos de calor em circuito térmico integrado/completo para determinação da influência do comprimento das seções de absorção e rejeição de calor; determinação da distribuição de temperatura axial; aplicação do modelo para diferentes tipos de estruturas capilares; determinação do coeficiente efetivo de condução térmica de um duto de calor e a reprodução experimental dos dados que foram discutidos.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMSON, A. W., **Physical Chemistry of Surfaces**, 5th edition, Wiley, New York 1990.

BUSSE, C. A., “**Pressure Drop in the Vapor Phase of Long Heat Pipes**”, Proceedings of the International Thermionic Conversion Specialist Conference, New York 1967.

CHI, **Heat Pipe Theory and Practice: a Sourcebook**, Hemisphere, Pub. Corp., 1976.

CHISHOLM, D., **The Heat Pipe**, Mills and Boon. London, England, 1971

COLWELL, G. T., and CHANG, W. S., “**Measurements of The Transient Behavior of a Capillary Structure under Heavy Thermal Loading**”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, 1984.

COTTER, T. P., “**Theory of Heat Pipes**”, Report No. LA-3246-MS, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, NM, 1965.

CCI RD01 HEAT PIPE TEAM – CHAUNG-CHOUNG TECHNOLOGIES, **CCI heat pipe – dimension and performance specification**, Rev: B.07 – 2003.

ENNINGER, J. E., “**Capillary Flow trough Heat Pipe Wicks**”, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington, D.C. Paper No. 75-661, AIAA, 1975.

FERREL, J. K., and ALLEAVITCH, J., “**Vaporization Heat Transfer in Capillary Wick Structures**”, Preprint No. 6, ASME-AIChE Heat Transfer Conf., Minneapolis, 1969.

FREGGENS, R. A., “**Experimental Determination of Wick Properties for Heat Pipe Applications**”, Proc. 4th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., Washington, D.C., 1969.

FAGHRI A., **Heat Pipe Science and Technology**, Taylor and Francis, 1995.

GROOVER, G. M. COTTER, T. P. and KEDDY, E. S., “**Advances in Heat Pipe Technology**”, 2nd. Int. Symposium on Thermionic Electrical Power Generation Proc., Stresa, Italy 1968.

INCROPERA, F. D. AND DEWITT, D., **Introduction to Heat Transfer**, John Wiley & Sons, 4<sup>rd</sup> edition, New York, 1998.

LEVY, E. K., “**Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressure**”, Journal Engineering for Industry, Vol. 90, 1968.

MARCUS, B. D., “**Theory and design of variable conductance heat pipes**”, Report No. NASA CR, 2018, National Aeronautics And Space Administrations, 1972.

MILLS, **Heat and Mass Transfer**, Irwin, 1995.

PETERSON, G. P., **An Introduction to Heat Pipes – Modeling, Testing and Applications**, John Wiley and sons, Inc. 1994.

## 9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AMILI P., YORTSOS Y. C., **Stability of heat pipes in vapor-dominated systems**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 47, 2004.

BILIR, S., **Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 45, 2002.

GLASS D. E., MERRIGAN, M. A., SENA, J. T. and REID, R. S., **Fabrication and testing of a leading-edge-shaped heat pipe**, NASA/CR-1998-208720, 1998.

KIM S. J., SEO J. K., DO K. H., **Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 46, 2003.

LIN, L. et al – **High Performance Miniature Heat Pipe**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 45, 2002.

TANDA G., **Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 47, 2004.

TCHIKANDA S.W. \*, Nilson R.H., Griffiths S.K., **Modeling of pressure and shear-driven flows in open rectangular microchannels**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 47, 2004.

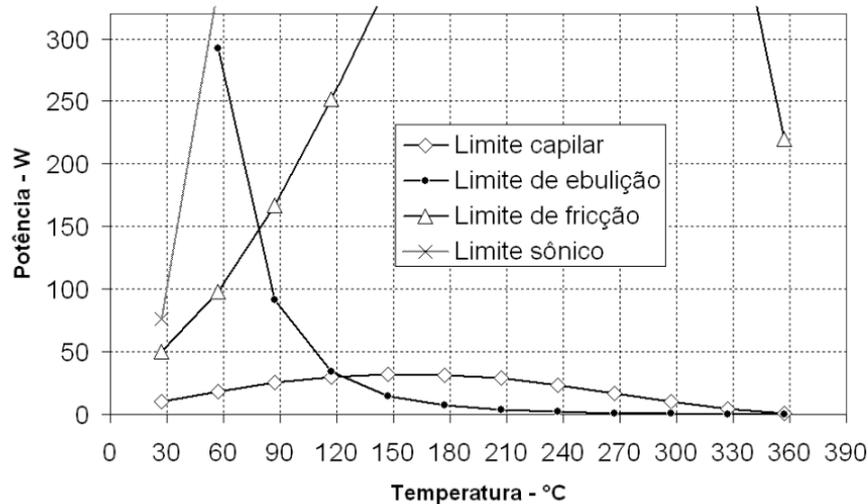
## APÊNDICES

APÊNDICE A – Limites operacionais para o duto de calor de diâmetro 4 mm e L=150 mm:

Tabela de limites operacionais em função da temperatura

| Limite - W         | Temperatura - ° C |        |        |         |        |        |        |        |        |        |        |        |
|--------------------|-------------------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                    | 30                | 60     | 90     | 120     | 150    | 180    | 210    | 240    | 270    | 300    | 330    | 360    |
| Limite capilar     | 13,47             | 27,04  | 40,15  | 49,53   | 54,04  | 53,43  | 48,52  | 39,79  | 28,68  | 17,35  | 7,72   | 1,22   |
| Limite de ebulição | 953,07            | 226,34 | 70,45  | 26,52   | 11,47  | 5,48   | 2,78   | 1,46   | 0,76   | 0,38   | 0,16   | 0,04   |
| Limite de fricção  | 27,70             | 54,56  | 92,66  | 139,86  | 192,14 | 244,00 | 289,85 | 321,80 | 330,54 | 307,68 | 244,44 | 122,07 |
| Limite sônico      | 58,28             | 262,77 | 600,00 | 2381,68 | 541,45 | 10781  | 19323  | 31712  | 48241  | 68265  | 88855  | 96205  |

Limites operacionais em função da temperatura



## ANEXOS

ANEXO A – Expressões para quedas de pressão envolvidas no limite capilar

A.1. Queda da pressão de vapor

A expressão para pressão unidimensional de vapor apresentada por Chisholm (1971) e Chi (1976) é usada para a simulação matemática apresentada neste trabalho. A expressão foi derivada da conservação de momento. A expressão para a queda da pressão de vapor (Chi, 1976) é

$$\Delta P_v = \frac{C\mu_v(f_v Re_v)L_{ef}q}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \quad (A1)$$

onde  $\rho_v$  é a densidade do vapor,  $\lambda$  é o calor específico de calor latente,  $C$  é uma constante que depende do número de Mach,  $\mu_v$  é a viscosidade de vapor,  $(f_v Re_v)$  é fator de fricção,  $q$  é a potência em Watts.  $L_{ef}$  é o comprimento efetivo do duto de calor, definido como:

$$L_{ef} = L_a + \frac{(L_e + L_a)}{2} \quad (A2)$$

$A_v$ , a área de passagem do vapor pode, ser determinado por:

$$A_v = \frac{\pi d_v^2}{4} \quad (A3)$$

onde  $r_{h,v}$  é o raio hidráulico do espaço de vapor, que para estruturas capilares do tipo malha é obtido pela equação do diâmetro do espaço para a passagem de vapor  $d_v$ :

$$d_v = d_i - 2(d_f \cdot n) \quad (A4)$$

na qual  $d_i$  é o diâmetro interno do duto de calor,  $d_f$  é o diâmetro do fio e  $n$  o número de camadas da malha.

### A.2. Gradiente de pressão inercial (Busse, 1967)

$$\Delta P_i = \frac{\rho_v \bar{V}_v^2}{2g} \cdot \left[ \frac{28}{9} - \frac{0,68 Re}{(29L_e / d_v) + Re} \exp\left(-\frac{60L_a}{Re d_v}\right) \right] \quad (A5)$$

onde  $\bar{V}_v$  é a velocidade do vapor obtida pela equação de Reynolds. Para muitos casos, essa expressão fornece uma estimativa muito confiável da importância dos efeitos inerciais.

### A.3. Queda de pressão do líquido

Marcus (1972), descreveu um método para calcular a permeabilidade de estruturas capilares do tipo malha. Essa expressão é uma forma modificada da equação de Blake-Kozeny, sendo expressa como:

$$K = \frac{d_f^2 \varepsilon^3}{122(1 - \varepsilon)^2} \quad (A5)$$

Nessa expressão,  $\varepsilon$  é a porosidade da estrutura capilar, a qual pode ser determinada como:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{4} \pi S N d_f \quad (A6)$$

onde  $N$  é já definido número de malha e  $S$  o fator de dobra (aproximadamente 1,05) (Chi, 1976). Para constante adição e remoção de calor, a variação da pressão de líquido resulta em:

$$\Delta P_l = \left( \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \right) L_{ef} q \quad (A7)$$

na qual,  $\mu_l$  é a viscosidade do líquido,  $\rho_l$ , a densidade do líquido,  $\lambda$ , o calor latente de evaporação,  $q$ , a potência dissipada em watts e  $A_w$ , a área molhada que é determinada através da equação:

$$A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_v^2)}{4} \quad (A8)$$

onde  $d_i$  é o diâmetro interno do duto de calor e  $d_v$  o diâmetro do espaço para o espaço de vapor.

Para outras estruturas capilares, demais expressões para permeabilidade e porosidade são informadas no anexo C.

#### A.4. Pressão hidrostática normal

A queda de pressão hidrostática normal ocorre apenas em dutos de calor quando estes apresentam comunicação circunferencial do líquido com a estrutura capilar, sendo expressa como:

$$\Delta P_{\perp} = \rho_l g d_v \cos \psi \quad (\text{A9})$$

Onde  $\rho_l$  é a densidade do líquido,  $g$  a aceleração da gravidade,  $d_v$  o diâmetro da porção de vapor no duto, e  $\psi$  o ângulo do duto de calor com a horizontal.

#### A.5. Pressão hidrostática axial

A queda de pressão hidrostática axial  $\Delta P_{\parallel}$  resulta da componente da força de corpo atuando ao longo do eixo longitudinal e pode ser expressa como:

$$\Delta P_{\parallel} = \rho_l g L \sin \psi \quad (\text{A10})$$

onde  $L$  é o comprimento do duto de calor.

#### ANEXO B – Raios efetivos de capilaridade $r_c$ de algumas estruturas capilares. (Fonte: Chi, 1976)

| Estrutura           | $r_c$                       | Dados   |
|---------------------|-----------------------------|---|
| Cilindro circular   | $r$                         | $r$ = raio da passagem de líquido   |
| Sulco retangular    | $\omega$                    | $\omega$ = largura do sulco   |
| Sulco triangular    | $\omega / \cos \beta$       | $\omega$ = largura do sulco<br>$\beta$ = metade do ângulo inferior                    |
| Fios paralelos      | $\omega$                    | $\omega$ = largura do sulco   |
| Malhas              | $(\omega + d_f) / 2 = 1/2N$ | $\omega$ = espaçamento entre fios<br>$d_f$ = diâmetro do fio<br>$N$ = número de malha |
| Esferas empacotadas | $0,41r_s$                   | $r_s$ = raio das esferas  |

#### ANEXO C – Permeabilidade de algumas estruturas capilares. (Fonte: Chi, 1976)

| Estrutura           | $K$   | Dados   |
|---------------------|---|---|
| Cilindro circular   | $r^2/8$   | $r$ = raio da passagem de líquido   |
| Sulco retangular    | $2\varepsilon(r_{h,l})^2 / (F_l Re_l)$              | $\varepsilon$ = porosidade da estrutura<br>$\omega$ = profundidade do sulco<br>$s$ = passo do sulco<br>$\delta$ = profundidade do sulco |
| Malha               | $\frac{d_f^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2}$  | $\varepsilon$ = porosidade da estrutura<br>$d_f$ = diâmetro do fio  |
| Esferas empacotadas | $\frac{r_s^2 \varepsilon^3}{37,5(1-\varepsilon)^2}$ | $\varepsilon$ = porosidade da estrutura<br>$r_s$ = raio das esferas   |

#### ANEXO D – Condutividade térmica efetiva para estruturas capilares saturadas de líquido. (Fonte: Chi, 1976)

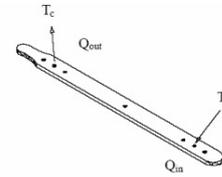
| Estrutura           | $k_{ef}$   | dados  |
|---------------------|--|--|
| Malha               | $k_{ef} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1-\varepsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1-\varepsilon)(k_l - k_w)}$ | $k_l$ = condutividade térmica do líquido<br>$k_w$ = condutividade térmica da estrutura |
| Esferas empacotadas | $k_{ef} = \frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1-\varepsilon)(k_l - k_w)]}{(2k_l + k_w)(1-\varepsilon)(k_l - k_w)}$ | $\varepsilon$ = porosidade da estrutura  |

## ANEXO E – Especificações para dutos de calor da empresa CCI

**5.2. Performance Reference 2: Screen Mesh type**

Conditions •Heating / Cooling: Evaporator section  $L_e=15$  mm  
 Condenser section  $L_c=40$  mm

- Orient : Horizontal
- Working Temperature (Adiabatic) :  $70$  °C



$$R_{\text{pipe}} = (T_e - T_c) / Q_{\text{in}}$$

超眾科技股份有限公司  
CHUAN-CHUNG TECHNOLOGY CORP.

| Diameter D: (mm)                           | Flat t: (mm) | Pipe Thermal Resistance<br>$R_{\text{pipe}}$ (°C/W) | Operating Max. Power<br>Q (W) |
|--|--------------|---|-------------------------------|
| <b>φ4</b><br>Length:150mm<br>Straight Pipe | Round        | 0.50 ~ 0.70   | 20                            |
|  | 3.0          | 0.50 ~ 0.70   | 20                            |
|  | 2.5          | 0.55 ~ 0.80   | 18                            |
|  | 2.0          | 0.65 ~ 0.90   | 15                            |

| Diameter D: (mm)                           | Flat t: (mm) | Pipe Thermal Resistance<br>$R_{\text{pipe}}$ (°C/W) | Operating Max. Power<br>Q (W) |
|--|--------------|---|-------------------------------|
| <b>φ5</b><br>Length:150mm<br>Straight Pipe | Round        | 0.40 ~ 0.55   | 25                            |
|  | 3.0          | 0.45 ~ 0.60   | 25                            |
|  | 2.5          | 0.45 ~ 0.65   | 22                            |
|  | 2.0          | 0.50 ~ 0.80   | 18                            |

| Diameter D: (mm)                           | Flat t: (mm) | Pipe Thermal Resistance<br>$R_{\text{pipe}}$ (°C/W) | Operating Max. Power<br>Q (W) |
|--|--------------|---|-------------------------------|
| <b>φ6</b><br>Length:100mm<br>Straight Pipe | Round        | 0.20 ~ 0.35   | 50                            |
|  | 3.0          | 0.25 ~ 0.35   | 50                            |
|  | 2.5          | 0.25 ~ 0.40   | 45                            |
|  | 2.0          | 0.35 ~ 0.60   | 35                            |

**6. Approval List:**

超眾科技股份有限公司  
CHUAN-CHUNG TECHNOLOGY CORP.

| ITEM                      |       | SPECIFICATION         |
|---------------------------|-------|-----------------------|
| SHAPE                     | ROUND | Ψ4~Ψ8                 |
|                           | FLAT  | T = 1.5~3.5 mm        |
| BENDING / SHAPE           |       | Drawing               |
| TOTAL LENGTH              |       | L=80~350 ± 1.0mm      |
| MATERIAL OF CONTAINER     |       | OFHC                  |
| WORKING FLUID             |       | Pure H <sub>2</sub> O |
| WICK STRUCTURE            |       | Grooved / Screen Mesh |
| FAIL TEMP<br>(No cooling) | ROUND | 320 °C Leakage        |
|                           | FLAT  | 140 °C Inflation      |
| MAX. HEAT TRANSFER RATE   |       | 0~80 W                |
| APPLICATION INCLINATION   |       | Horizontal            |
| GUARANTY                  |       | 5 Years               |