

Guilherme K Weisheimer

Aplicação de um heat pipe em equipamento elétrico/eletrônico

Relatório Final do Trabalho de conclusão do curso
de graduação do Departamento de Engenharia
Mecânica da Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo.

Orientador: Prof. Dr. Euryale de Jesus Zerbini

São Paulo

2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Weisheimer, Guilherme Kumassaka

Aplicação de um heat pipe em equipamento elétrico/eletrônico / G.K. Weisheimer. -- São Paulo, 2006.

47 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Transferência de calor 2.Termodinâmica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Os Heat Pipes são equipamentos capazes de transferir grande quantidade de calor que operam através do ciclo de evaporação-condensação de um fluido de trabalho confinado em seu interior. A partir de uma revisão bibliográfica sobre o funcionamento de tais dispositivos, construiu-se um modelo numérico para projetar um heat pipe de temperatura moderada, não-controlado, através do cálculo de seus limites de operação quando aplicado a um equipamento elétrico que apresenta grande dissipação de calor. O limite de capilaridade mostrou-se decisivo nas condições de trabalho encontradas, então diferentes configurações de mecha foram analisadas até que se projetou um dispositivo que apresenta uma capacidade de transferência adequada para a aplicação escolhida.

ABSTRACT

Heat Pipes are heat transfer equipments that operate through an evaporation-condensation cycle of a working fluid in a vessel. This work presents a bibliographical revision of the operation principles of such devices and a mathematical model built to design a moderated temperature, noncontrolled heat pipe. Its specifications were defined through its operational limits calculation when applied to a electric equipment dissipating large amounts of heat. Once the most important limitaion is the one related to capillary pressure, different wick configurations were analysed so a satisfactory heat transfer device was achieved.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS.....	2
3	FUNCIONAMENTO	2
3.1	Fluidos de trabalho	3
3.2	Mechas	4
3.3	Seleção de Materiais	5
4	LIMITES DE OPERAÇÃO	7
4.1	Limitação por pressão de capilaridade.....	7
4.1.1	Máxima pressão de capilaridade.....	8
4.1.2	Perda de pressão no líquido.....	10
4.1.3	Queda de pressão no vapor.....	14
4.1.4	Pressão Hidrostática.....	17
4.1.5	Fluxo máximo de calor	18
4.1.6	Limite sônico	20
4.1.7	Limite de arrastamento.....	20
4.1.8	Limite de ebulição.....	21
5	APLICAÇÕES IDENTIFICADAS	23
5.1	Processadores	23
5.2	Computadores portáteis	24
5.3	Sistemas elétricos de grande capacidade	25
5.4	Aplicação escolhida.....	25
6	PROJETO E SIMULAÇÃO	27
6.1	Escolha do Fluido de Trabalho.....	27
6.2	Simulação.....	30
7	CONCLUSÕES	42
8	CÓDIGO FONTE DESENVOLVIDO.....	43
9	REFERÊNCIAS	47
10	DIREITOS AUTORAIS.....	47

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aplicação de heat pipes em computadores.....	1
Figura 2 - Fluidos de trabalho e respectivas faixas de operação [1].	3
Figura 3 - Seção transversal de mechas homogêneas.	5
Figura 4 - Seção transversal de mechas compostas.	5
Figura 5 - Menisco e seus raios principais de curvatura.	9
Figura 6 - Ângulos de contato dos meniscos em condições ideais de operação.	10
Figura 7 - Gráficos para obtenção de $(f_l \cdot Re_l)$ para mechas anulares e estriadas retangulares.....	14
Figura 8 - Volume de controle para escoamento do vapor [1].....	15
Figura 9 - Comprimento efetivo de heat pipe	20
Figura 10 - Transmissão de calor através de uma mecha estriada retangular.	22
Figura 11 – Dissipadores de calor para processadores.....	24
Figura 12 – Heat pipes aplicados a processador, processador gráfico e controlador da placa-mãe de computador portátil.	25
Figura 13 - Número de mérito de fluidos de trabalho [Peterson]	28
Figura 14 – Limite de capilaridade na faixa de temperatura de operação	31
Figura 15 – Reynolds dos escoamentos das fases líquida e vapor.....	31
Figura 16 – Mach do escoamento da fase vapor	32
Figura 17 – Pressão de capilaridade disponível na mecha.	33
Figura 18 – Coeficiente de atrito do escoamento da fase líquida	34
Figura 19 – Coeficiente de atrito do escoamento da fase vapor	34
Figura 20 – Heat pipe de malha 100 nas duas condições de operação	36
Figura 21 – Limites de operação dos heat pipes com malhas 100, 200 e 250	36
Figura 22 – Coeficiente de atrito para as três porosidades de mecha apresentadas...	37
Figura 23 – Limites de operação com mechas de 2mm de espessura.....	38
Figura 24 – Coeficiente de atrito para as três porosidades de mecha, com espessura de 2mm	39
Figura 25 – Potência máxima para heat pipe de mecha mista.	40
Figura 26 – Número de Reynolds do escoamento da fase vapor (mecha mista)	40
Figura 27 – Número de Mach do escoamento da fase vapor (mecha mista)	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Compatibilidade de materiais	6
Tabela 2 - Cálculo do raio efetivo de capilaridade (r_c) [1].	9
Tabela 3 - Cálculo da permeabilidade (K) de mechas variadas.	13
Tabela 4 - Coeficientes da perda de pressão do vapor	17
Tabela 5 - Condutibilidade térmica efetiva de mecha.....	22
Tabela 6 - Propriedades das mechas	29

1 INTRODUÇÃO

O Heat Pipe é um dispositivo concebido para transferir calor através da evaporação e condensação de um fluido de trabalho que está confinado no seu interior. Diferentemente do termosifão, o heat pipe pode operar na horizontal. De construção relativamente simples, opera em ciclo sem a necessidade de partes móveis e conduz grande quantidade de calor mediante uma pequena diferença de temperatura. Assim, o equipamento apresenta condutividade térmica muito maior do que qualquer metal existente.

Durante grande parte de sua existência, os heat pipes estiveram praticamente restritos a aplicações aeroespaciais, onde o uso intensivo deste dispositivo é motivado pela baixa relação entre sua massa e a capacidade de transferência de calor. Aplicações em equipamentos industriais, como injetoras de plástico, e em trocadores de calor ar-ar, presentes em sistemas de recuperação de energia, também se fizeram presentes, embora em menor escala.

Com o aumento do desempenho dos microprocessadores e, conseqüentemente, da potência dissipada por eles, os heat pipes tornaram-se populares. Atualmente é possível encontrar estes dispositivos tanto em sistemas onde a dissipação de calor é um fator crítico, como em servidores ou em notebooks, ilustrado pela Fig. (1a), quanto em sistemas de dissipação passivos com o objetivo de eliminar o ruído emitido por ventiladores, como na placa de vídeo da Fig. (1b).



Figura 1 - Aplicação de heat pipes em computadores.

2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo projetar e simular numericamente um heat pipe de temperatura moderada, a partir dos dados de operação de um equipamento elétrico ou eletrônico escolhido, em que a dissipação de calor seja um elemento chave. Para alcançar tal objetivo, um modelo matemático dos limites de operação de heat pipes será construído, com o intuito de definir o envelope de funcionamento do dispositivo, que deve atender aos requisitos do equipamento escolhido.

3 FUNCIONAMENTO

Em sua forma mais convencional, um heat pipe é um tubo fechado em cuja superfície interna localiza-se uma mecha saturada com a fase líquida de um fluido de trabalho, sendo o restante do volume ocupado por sua fase de vapor. O heat pipe possui três regiões: evaporador, condensador e seção adiabática. Calor proveniente de uma fonte externa é transferido ao evaporador, vaporizando o fluido de trabalho presente na mecha. O gradiente de pressão resultante produz o escoamento do vapor até o condensador, onde o fluido de trabalho condensa, liberando sua entalpia de vaporização. O calor é então rejeitado para o ambiente, sendo comum o uso de aletas ou outros dispositivos na parte externa desta região para facilitar a dissipação. O líquido formado então retorna ao evaporador devido à força de capilaridade desenvolvida na interface líquido-vapor da mecha, completando o ciclo de operação do heat pipe. O fato de este ciclo trabalhar com a entalpia de vaporização do fluido, ao invés de condução pura, justifica a capacidade de um heat pipe transferir grande quantidade de calor mediante uma pequena diferença de temperatura.

Os heat pipes não possuem uma temperatura de operação característica, mas ajustam sua temperatura de trabalho de acordo com as condições impostas pela fonte de calor e pelo ambiente. Logo, o projeto deste equipamento é feito através do levantamento de seu envelope de operação, que define a máxima quantidade de calor que pode ser transferida para cada condição de uso, de acordo com os limites de operação existentes. Existem técnicas que permitem controlar as características de

operação de heat pipes, variando sua resistência térmica. Os heat pipes controlados são projetados de modo a manter sua temperatura praticamente estável mesmo diante de grandes variações térmicas do meio que o envolve. Estes dispositivos são mais complexos e aplicados apenas em situações específicas, logo este tópico não será abordado neste trabalho.

3.1 Fluidos de trabalho

Uma ampla gama de fluidos de trabalho pode ser utilizada, de metais líquidos a substâncias criogênicas, cobrindo uma faixa de temperaturas de operação de 20 até 2000K. Costuma-se classificar os heat pipes de acordo com sua temperatura de trabalho, sendo divididos entre criogênicos, de temperatura moderada e de metais líquidos.

Para operar corretamente, o fluido selecionado deve ter a temperatura do ponto de fusão abaixo e a temperatura de seu ponto crítico acima da temperatura de funcionamento. Uma vez que há sobreposição entre diferentes fluidos de trabalho para uma mesma condição de operação, geralmente mais de um fluido pode ser utilizado. A Figura (2) ilustra a faixa de utilização de vários fluidos de trabalho.

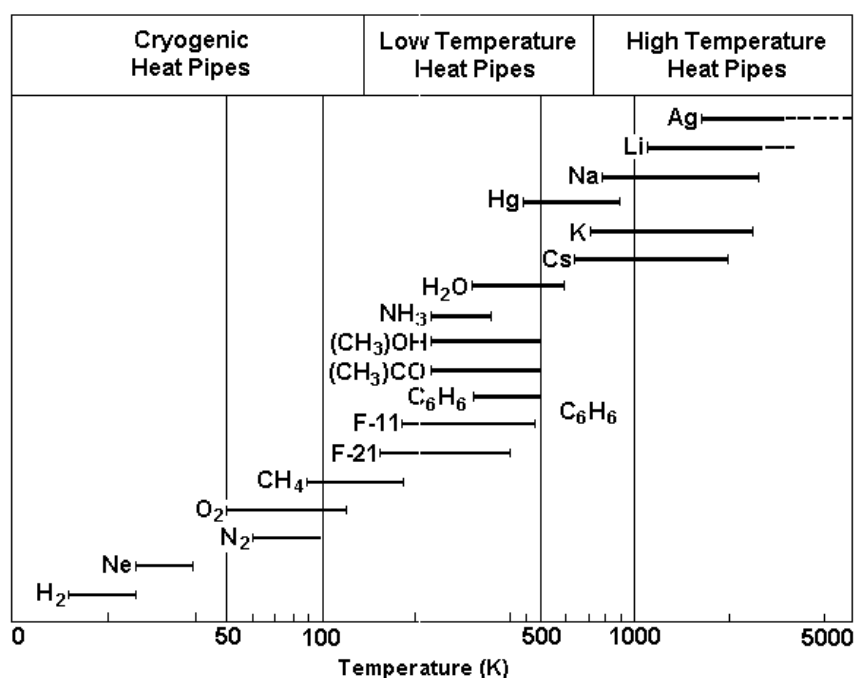


Figura 2 - Fluidos de trabalho e respectivas faixas de operação [1].

3.2 Mechas

A mecha é a estrutura responsável pela circulação do líquido, pois desenvolve a pressão de capilaridade necessária para o retorno do líquido condensado até o evaporador, além de ser o substrato para tal escoamento. Através da mecha, também, o calor é transferido da parede do evaporador até a interface líquido-vapor. Para que ao escoamento seja pequena, uma estrutura de grandes poros com alta permeabilidade é desejada. Porém, para aumentar a pressão de capilaridade, pequenos poros são necessários. Portanto, o desenvolvimento de mechas eficientes busca duas permeabilidades diferentes: grandes poros internos para reduzir a perda de pressão por atrito associada ao escoamento do líquido e pequenos poros na interface líquido-vapor para favorecer a pressão de capilaridade disponível. Para aumentar o desempenho, mechas de desenvolvimento mais recente separam o escoamento das fases líquida e vapor para reduzir o atrito viscoso presente entre os escoamentos.

As mechas existentes podem ser classificadas em homogêneas, Fig. (3), feitas a partir de um único material, e compostas, Fig. (4), construídas a partir de mais de um material ou estrutura. A mecha de tela, Fig. (3-a), pode ser considerada a mecha mais comum em heat pipes. Nela, o tamanho dos poros da superfície é inversamente proporcional ao número de mecha, definido como o número de poros por polegada. A resistência ao escoamento pode ser ajustada de acordo com a firmeza com que a tela é enrolada. Esta estrutura permite flexibilidade ao heat pipe, porém a queda de temperatura através da sua espessura pode ser relativamente grande devido ao caminho percorrido pelo calor ser interrompido entre as telas pelo líquido, de alta resistência térmica.

A mecha de metal sinterizado, Fig. (3.b), tem como característica uma pequena queda de temperatura em sua espessura, além de grande pressão de capilaridade, devido aos pequenos poros existentes. Porém, por este mesmo motivo, a resistência ao escoamento do líquido é grande. A mecha de estrias axiais, Fig (3.c), também é bastante comum. Pequena resistência térmica e perda de pressão ao escoamento do líquido são suas características. Porém, as técnicas de fabricação limitam o controle

de tamanho diferente entre os poros para o escoamento do líquido e os que desenvolvem capilaridade.

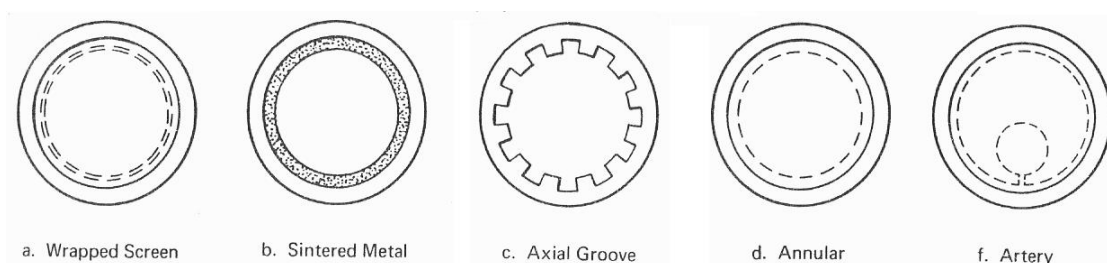


Figura 3 - Seção transversal de mechas homogêneas.

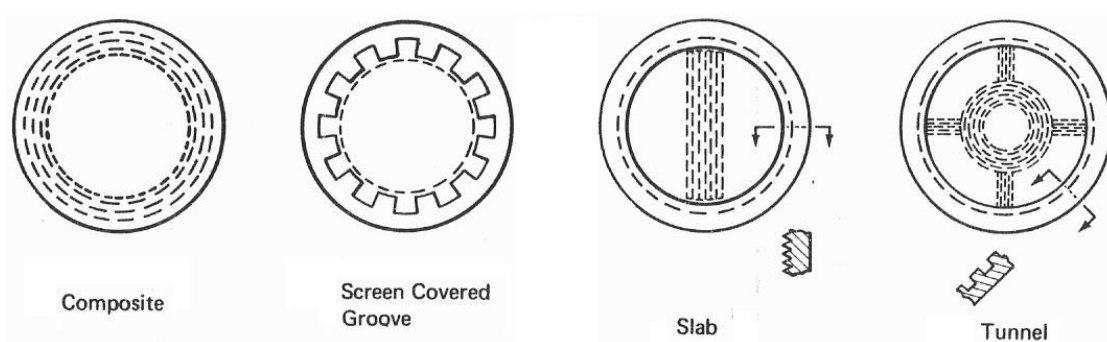


Figura 4 - Seção transversal de mechas compostas.

3.3 Seleção de Materiais

Um fator de grande importância para a seleção de materiais para mechas e reservatórios de heat pipes é a compatibilidade destes com o fluido de trabalho. Esta é uma consideração importante porque reações químicas que levem à decomposição do fluido de trabalho, corrosão ou erosão do reservatório ou da mecha sujeitam o equipamento a uma contínua degradação de desempenho, ou podem até mesmo torná-lo inoperante.

A decomposição ou reação química do fluido de trabalho pode levar à formação de gases não-condensáveis, cuja presença resulta na obstrução total ou parcial do condensador. Embora tais gases encontrem-se uniformemente distribuídos no interior do heat pipe quando este não está em operação, assim que calor é transferido ao evaporador, são arrastados pelo vapor até a região do condensador, onde acabam sendo aprisionados. O acúmulo destes pode levar à inutilização do condensador.

4 LIMITES DE OPERAÇÃO

A máxima quantidade de calor que um heat pipe pode transportar é determinada por quatro limites principais de operação: limitação por capilaridade, sônica, de arrastamento e por ebulição. Em heat pipes criogênicos, pode-se observar também a existência de limitações por Para o tipo de aplicação proposta, de temperatura de funcionamento moderada, a capilaridade mostra-se como fator limitante [1], [2]. Logo, este critério será adotado como principal para o levantamento do envelope de operação do heat pipe e sua modelagem será desenvolvida a seguir com mais detalhes.

4.1 Limitação por pressão de capilaridade

A capilaridade é o principal fenômeno que governa o funcionamento dos heat pipes, gerando a pressão necessária para que o líquido condensado retorne ao evaporador, formando um ciclo. Nos poros da mecha localizados na interface líquido-vapor há a formação de um menisco devido à diferença de pressão entre os dois lados da interface. Uma vez que seu raio de curvatura é função de tal diferença de pressão, este varia ao longo do comprimento do dispositivo. O ponto onde ele é mínimo denomina-se “ponto seco”, sendo geralmente encontrado no extremo do evaporador. O ponto “úmido” ocorre onde as pressões de vapor e do líquido são aproximadamente iguais, sendo que o raio de curvatura do menisco será máximo. Este ponto pode estar tanto na região adiabática quanto no condensador, mas com frequência localiza-se no extremo do condensador.

Para que um heat pipe funcione adequadamente, a pressão de capilaridade disponível, que é diferença entre as pressões nos pontos seco e úmido, deve ser maior do que a soma das perdas de pressões existentes ao longo do escoamento das fases líquida e vapor. Esta relação é dada pela Eq. (1).

$$(\Delta P_C)_M \geq \int \frac{dP_l}{dx} dx + \int \frac{dP_v}{dx} dx + \Delta P_{\perp} + \Delta P_{\parallel} \quad (1)$$

No lado direito da equação temos as perdas de pressão no líquido, no vapor, hidrostática normal e hidrostática axial, respectivamente. Também há perdas de pressão nas transições de fase do fluido de trabalho, porém tais gradientes de pressão podem ser desprezados e não são apresentados aqui.

Tanto as perdas de pressão quanto a pressão de capilaridade disponível costumam aumentar quando há um acréscimo na carga de calor transferido por um heat pipe. Entretanto, há uma máxima pressão de capilaridade que pode ser desenvolvida para um conjunto mecha-fluido de trabalho, limitando a máxima quantidade de calor que pode ser transferida. Este é o limite de capilaridade.

4.1.1 Máxima pressão de capilaridade

A pressão de capilaridade disponível em um menisco pode ser calculada através da equação de Laplace e Young, Eq. (2):

$$P_c = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2)$$

Sendo que σ é o coeficiente de tensão superficial do líquido e R_1 e R_2 são os raios principais de curvatura do menisco, como ilustra a Fig. (5).

Para facilitar a determinação da máxima pressão de capilaridade disponível para cada tipo de mecha, utiliza-se o conceito de raio efetivo de capilaridade, definido de forma que a curvatura de seu menisco seja equivalente à curvatura que gera a maior pressão de capilaridade possível para determinada mecha.

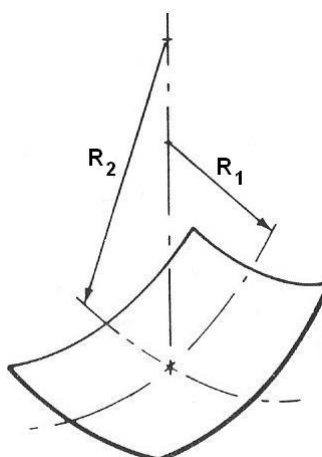


Figura 5 - Menisco e seus raios principais de curvatura.

Dessa maneira, a pressão de capilaridade disponível, calculada através da diferença entre as pressões dos meniscos dos pontos seco e úmido, pode ser obtida pela Eq. (3). A Tabela (2) apresenta as expressões para o cálculo de r_c para mechas mais comumente usadas.

Tabela 2 - Cálculo do raio efetivo de capilaridade (r_c) [1].

Wick structures	r_c expressions (effective capillary radius)	
Circular cylinder (artery or tunnel wick)	$r_c = r$	r = radius of liquid flow passage
Rectangular groove	$r_c = w$	w = groove width
Triangular groove	$r_c = \frac{w}{\cos \beta}$	w = groove width β = half included angle
Parallel wires	$r_c = w$	w = wire spacing
Wire screens	$r_c = \frac{w + d}{2} = \frac{1}{2.N}$	w = wire spacing d = wire diameter N = screen mesh number
Packed spheres	$r_c = 0,41.r_s$	r_s = sphere radius

$$(\Delta P_C)_M = \frac{2.\sigma}{r_{c,e}} - \frac{2.\sigma}{r_{c,c}} \quad (3)$$

Deve-se observar que o valor do raio de capilaridade efetiva depende do ângulo de contato entre o menisco e o poro da mecha, definido como θ . Logo, para condições ideais de operação, a máxima pressão de capilaridade disponível é obtida na configuração ilustrada pela Fig. (6), quando os ângulos de contato são 0° no evaporador, caracterizando a maior curvatura de menisco possível, e 90° no condensador, onde não há menisco.

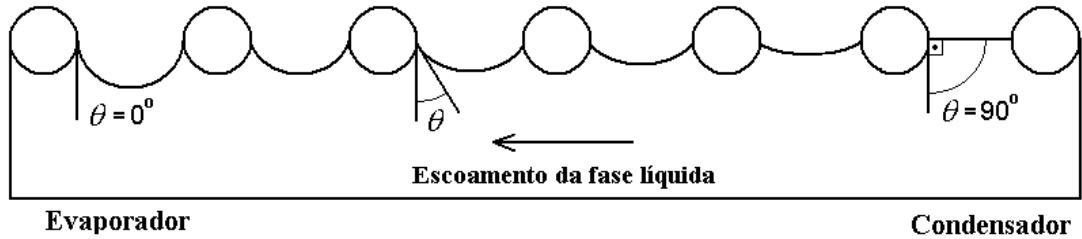


Figura 6 - Ângulos de contato dos meniscos em condições ideais de operação.

Assim, a máxima pressão de capilaridade é função apenas do raio efetivo de capilaridade do evaporador, de acordo com a Eq. (4).

$$(\Delta P_C)_M = \frac{2.\sigma}{r_c} \quad (4)$$

4.1.2 Perda de pressão no líquido

A distribuição da pressão no líquido varia de acordo com o comprimento do heat pipe, logo, o cálculo da perda de pressão total é feito integrando-se o gradiente de pressão ao longo de todo o heat pipe, como a Eq. (5).

$$\Delta P_l = - \int \frac{dP_l}{dx} dx \quad (5)$$

O gradiente de pressão é resultado da atuação de forças inerciais e viscosas. Porém, como a velocidade do líquido no heat pipe geralmente é muito baixa, pode-se desprezar a perda de pressão por forças inerciais. O gradiente de pressão relaciona-se com as forças viscosas de acordo com a Eq. (6), onde τ_l é a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor e $r_{h,l}$ é o raio hidráulico, definido como o dobro da área da seção transversal dividido pelo perímetro molhado.

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{2\tau_l}{r_{h,l}} \quad (6)$$

O número de Reynolds e o coeficiente de atrito são definidos pelas Eqs. (7) e (8), respectivamente. Nestas, μ_l é a viscosidade do líquido e V_l é a velocidade com que escoam.

$$\text{Re} = \frac{2r_{h,l} \cdot \rho_l \cdot V_l}{\mu_l} \quad (7)$$

$$f_l = \frac{2\tau_l}{\rho_l \cdot V_l^2} \quad (8)$$

Em heat pipes, pode-se demonstrar que a velocidade de escoamento do líquido, V_l , está relacionada com o fluxo de calor axial local Q de acordo com a Eq. (9), onde λ é o calor latente de vaporização, A_w é a área da seção transversal da mecha e ε é a porosidade da mecha.

$$V_l = \frac{Q}{\varepsilon \cdot A_w \cdot \rho_l \cdot \lambda} \quad (9)$$

A combinação das Eqs. (7) a (9) na Eq. (6) resulta na expressão para o gradiente de pressão no líquido definida pela Eq. (10),

$$\frac{dP_l}{dx} = - \left(\frac{(f_l \cdot \text{Re}_l) \mu_l}{2 \cdot \varepsilon \cdot A_w \cdot r_{h,l}^2 \cdot \rho_l \cdot \lambda} \right) \cdot Q \quad (10)$$

O conceito de permeabilidade, representada por K , é apresentado pela Eq. (11).

$$K = \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot r_{h,l}^2}{(f_l \cdot \text{Re}_l)} \quad (11)$$

Para tornar a notação mais simples, define-se na Eq. (12) o coeficiente de atrito para o escoamento do líquido, F_l .

$$F_l = \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \rho_l \cdot \lambda} \quad (12)$$

Logo, o gradiente de pressão no líquido pode ser calculado através da Eq. (13).

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l \cdot Q \quad (13)$$

Uma vez que o escoamento do líquido na mecha é laminar, devido à sua pequena velocidade, o produto $(f_l \cdot \text{Re}_l)$ é uma constante que depende apenas da geometria da estrutura da mecha. Logo, a permeabilidade K é uma propriedade que depende apenas da estrutura da mecha. A Tabela (3) é uma compilação de expressões para o cálculo da permeabilidade de várias mechas comumente utilizadas. Para mechas anulares e de estrias retangulares, as Figs (7.a) e (7.b) também são necessárias.

Tabela 3 - Cálculo da permeabilidade (K) de mechas variadas.

Wick structures	K	
Circular cylinder (artery or tunnel wick)	$\frac{r^2}{8}$	r = radius of liquid flow passage
Rectangular groove	$\frac{2.\varepsilon.r_{h,l}^2}{(f_l.Re_l)}$	ε = porosity = $\frac{w}{s}$ $r_{h,l} = \frac{2.w.\delta}{w + 2.\delta}$ w = groove width s = groove pitch δ = groove depth
Circular annular wick	$\frac{2.\varepsilon.r_{h,l}^2}{(f_l.Re_l)}$	$r_{h,l} = r_1 - r_2$
Wrapped screen wick	$\frac{d^2.\varepsilon^3}{122.(1-\varepsilon)^2}$	d = wire diameter $\varepsilon = 1 - \frac{1,05.\pi.N.d}{4}$ N = screen mesh number
Packed spheres	$\frac{r_s^2.\varepsilon^3}{37,5.(1-\varepsilon)^2}$	r_s = sphere radius

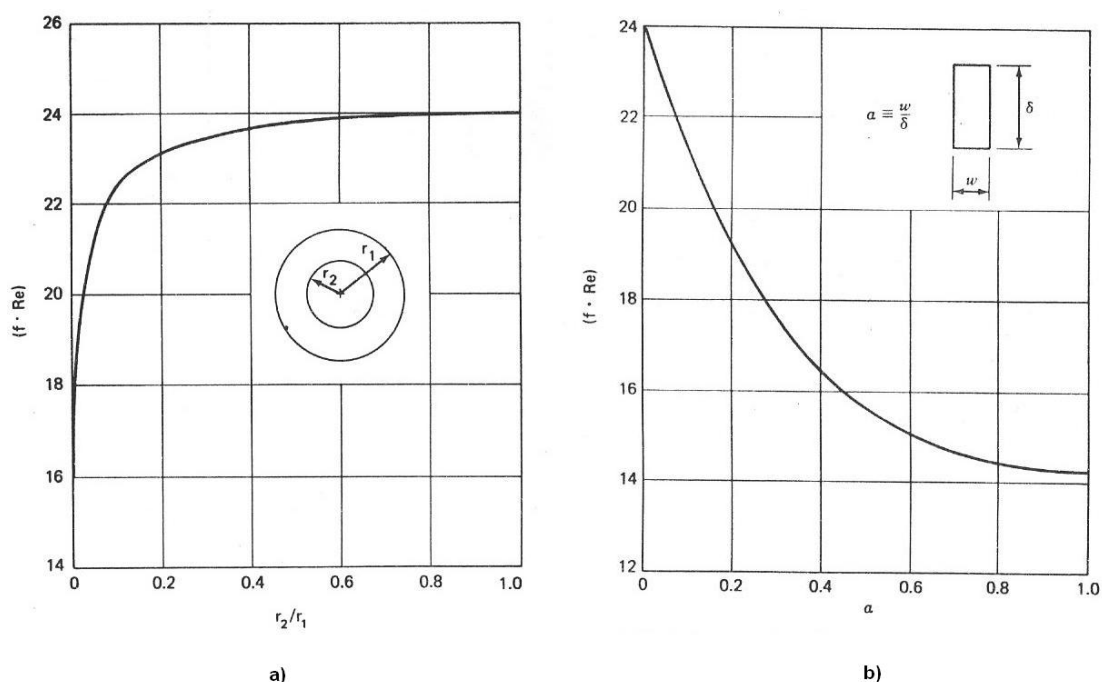


Figura 7 - Gráficos para $(f_l \cdot Re_l)$ para mechas anulares e estriadas retangulares.

4.1.3 Queda de pressão no vapor

Assim como a perda de pressão no líquido, a perda de pressão no vapor é calculada integrando-se o gradiente de pressão ao longo do heat pipe, Eq. (14)

$$\Delta P_v = - \int \frac{dP_v}{dx} dx \quad (14)$$

Como a massa específica do vapor é pequena comparada à do líquido, sua velocidade de escoamento é muito maior, tornando as forças inerciais representativas no evaporador e no condensador, regiões onde há grande variação das moléculas do vapor. No evaporador a aceleração do vapor formado na interface líquido-vapor causa uma grande perda de pressão; no condensador a desaceleração do vapor permite a recuperação de parte das perdas inerciais.

A determinação das perdas de pressão no vapor é mais complicada que no líquido, uma vez que há mais fatores que influenciam tal fenômeno, como a compressibilidade do vapor, a natureza laminar ou turbulenta de seu escoamento ou

seu perfil de velocidades. Para tornar esta tarefa mais simples, utiliza-se o modelo de escoamento unidimensional do vapor proposto por Chi [1].

Considerando o volume de controle estacionário da fig. (8) de área transversal A , comprimento dx e taxa de fluxo de massa na interface líquido-vapor dm_v/dx , obtemos a Eq. (15) através da conservação do momento axial. Nela, o primeiro termo do lado direito representa o gradiente de pressão devido ao atrito viscoso, e o segundo termo representa o gradiente de pressão devido à variação da pressão dinâmica.

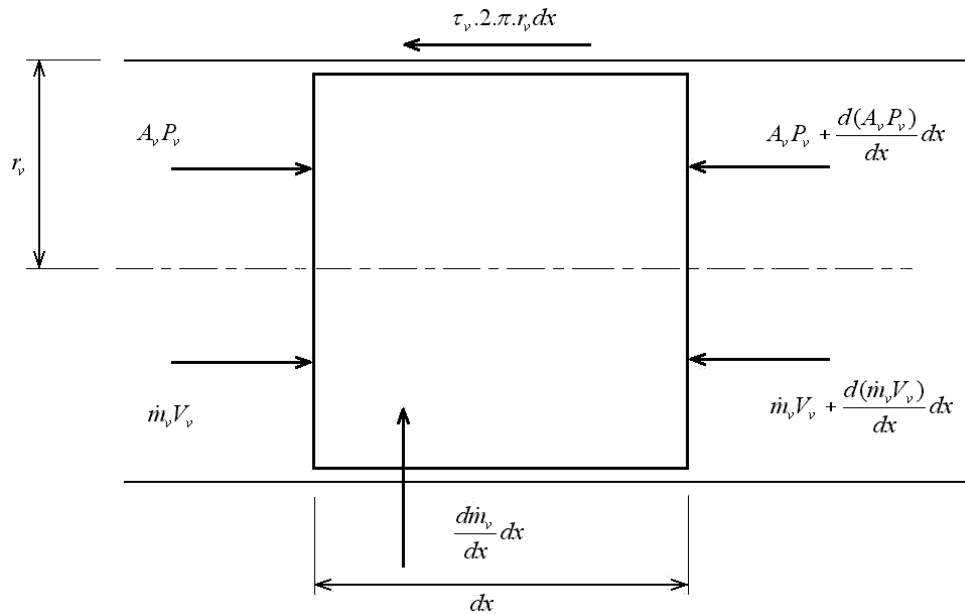


Figura 8 - Volume de controle para escoamento do vapor [1].

$$\frac{dP_v}{dx} = -\frac{(f_v \cdot Re_v) \mu_v \cdot \dot{m}_v}{2 \cdot A_v^2 \cdot r_{h,v}^2 \cdot \rho_v} - \beta \frac{2 \cdot \dot{m}_v}{A_v^2 \cdot \rho_v} \frac{d\dot{m}_v}{dx} \quad (15)$$

Ainda na Eq. (15), f_v é o coeficiente de atrito viscoso e β é um fator de correção para a variação de velocidade na seção, calculado pela Eq. (16).

$$\beta = \frac{\rho_v^2 \cdot A_v}{\dot{m}_v^2} \int_{A_v} V_v^2 \cdot dA \quad (16)$$

A vazão mássica de vapor em determinado ponto, $\dot{m}_v$, está relacionada ao fluxo de calor local, Q , que é igual ao produto da vazão mássica pela entalpia de vaporização. Logo, pode-se reescrever a Eq. (15) na forma apresentada pela Eq. (17).

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v \cdot Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} \quad (17)$$

Nesta equação, F_v e D_v são, respectivamente, os coeficientes de pressão de atrito e inercial do escoamento de vapor. Eles são definidos pelas Eqs. (18) e (19).

$$F_v = \frac{(f_v \cdot \text{Re}_v) \mu_v}{2 \cdot A_v^2 \cdot r_{h,v}^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda} \quad (18)$$

$$D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2} \quad (19)$$

Para determinar os valores de F_v e D_v , os valores de f_v e β devem ser conhecidos. Estes últimos dependem das condições do escoamento, que são especificadas através de números adimensionais, o de Reynolds e o de Mach. Tais adimensionais são calculados através das Eqs. (20) e (21), respectivamente.

$$\text{Re}_v = \frac{2 \cdot r_{h,l} \cdot Q}{A_v \cdot \mu_v \cdot \lambda} \quad (20)$$

$$M_v = \frac{Q}{A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda \cdot \sqrt{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_v}} \quad (21)$$

A razão de calores específicos do vapor, γ_v , é igual a 1.67, 1.4 ou 1.33 para vapores monoatômicos, diatômicos ou poliatômicos, nesta ordem. A constante do vapor é representada por R_v .

A Tabela (4) apresenta expressões que podem ser utilizadas para o cálculo de F_v e D_v de acordo com as condições do escoamento.

Uma vez que as equações para o cálculo dos números de Reynolds e de Mach são funções da capacidade de transporte de calor, é necessário primeiro estimar as condições do escoamento de vapor. Através destas estimativas, um procedimento iterativo deve ser usado para determinar a capacidade máxima de transporte de calor, $Q_{c,max}$. Uma vez que $Q_{c,max}$ é conhecido, calcula-se os números de Reynolds e de Mach para verificar a validade da estimativa inicial e se o cálculo deve ser refeito.

Tabela 4 - Coeficientes da perda de pressão do vapor

Condições do escoamento	F_v	D_v
$Re_v \leq 2300$ $M_v \leq 0,2$	$\frac{8 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda}$	$\frac{1,33}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v \leq 2300$ $M_v > 0,2$	$\left(\frac{8 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \right)^{-1/2}$	$\frac{1,33}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v \leq 0,2$	$\left(\frac{0,019 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \left(\frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot Q}{A_v \cdot \lambda \cdot \mu_v} \right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v > 0,2$	$\left(\frac{0,019 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \left(\frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot Q}{A_v \cdot \lambda \cdot \mu_v} \right)^{3/4} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$

4.1.4 Pressão Hidrostática

Gradientes de pressão hidrostática podem atuar em heat pipes caso estes equipamentos estejam sujeitos à ação de um campo gravitacional. Tanto as fases líquida e gasosa são influenciadas, porém, uma vez que a massa específica do vapor é muito menor que a do líquido, apenas este último é considerado.

A queda de pressão axial $\Delta P_{||}$ resulta da componente da aceleração gravitacional atuando ao longo do eixo longitudinal do heat pipe, e pode ser obtida através da Eq. (22), onde g é a aceleração da gravidade, L é o comprimento total do heat pipe, ρ_l

é a densidade do líquido e ψ é o ângulo de inclinação em relação à horizontal (ângulo de tilt).

$$\Delta P_{\parallel} = \pm \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \psi \quad (22)$$

Deve-se observar que o gradiente de pressão axial pode tanto prejudicar quanto contribuir para o desempenho do heat pipe. Tal condição depende do ângulo de inclinação, que promove o escoamento do líquido de volta ao evaporador caso este último esteja abaixo do nível do condensador e vice-versa.

A perda de pressão normal $\Delta P_{\perp}$ ocorre apenas em heat pipes em que exista comunicação circunferencial do fluido na mecha. Resultado da atuação da componente gravitacional perpendicular ao eixo longitudinal do dispositivo, causa desequilíbrio na distribuição da pressão de capilaridade no evaporador, fazendo com que o ponto localizado no nível mais alto da mecha desta região seja o primeiro a apresentar deficiência na circulação do líquido. A Equação (23) é utilizada para calcular a perda de pressão, sendo d o diâmetro do heat pipe.

$$\Delta P_{\perp} = \rho_l \cdot g \cdot d \cdot \cos \psi \quad (23)$$

4.1.5 Fluxo máximo de calor

Combinando as equações apresentadas até aqui, obtemos a Eq. (24) para calcular o limite de capilaridade:

$$(\Delta P_C)_M - \Delta P_{\perp} - \Delta P_{\parallel} = \int_0^{L_t} \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \quad (24)$$

Expandindo os termos referentes às perdas no líquido e no vapor, obtemos a Eq. (25).

$$(\Delta P_C)_M - \Delta P_{\perp} - \Delta P_{\parallel} = \int_0^{L_t} (F_v \cdot Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} + F_l \cdot Q) \cdot dx \quad (25)$$

Ao integrar o gradiente de pressão inercial do vapor ao longo do comprimento do heat pipe, os termos se cancelam. Esse resultado, obtido por Chi, gera a Eq. (26), sendo válido para a hipótese de que há total recuperação da pressão inercial no condensador.

$$(\Delta P_C)_M - \Delta P_\perp - \Delta P_\parallel = \int_0^{L_t} (F_v + F_l).Q.dx \quad (26)$$

Rearranjando a Eq. (26) e introduzindo o conceito de fator de transporte de calor, obtém-se a Eq. (27).

$$(QL)_{c,\max} = \int_0^{L_t} Q.dx = \frac{(\Delta P_C)_M - \Delta P_\perp - \Delta P_\parallel}{F_l + F_v} \quad (27)$$

Para um heat pipe onde a adição de calor no evaporador e a remoção de calor no condensador calor são uniformemente distribuídas, temos a situação da Fig. (9). Nela, as taxas de vaporização e de condensação são constantes, resultando numa taxa de escoamento de vapor linearmente crescente no evaporador e linearmente decrescente no condensador. Estas condições permitem a definição do comprimento efetivo do heat pipe, L_{eff} , definido pela Eq. (28).

$$L_{eff} = 0,5.L_e + L_a + 0,5.L_c \quad (28)$$

A partir do fator de transporte de calor, $(QL)_{c,\max}$, e do comprimento efetivo do heat pipe, é possível calcular a taxa de transferência de calor correspondente ao limite de capilaridade, de acordo com a Eq. (29).

$$Q_{c,\max} = \frac{(QL)_{c,\max}}{L_{eff}} \quad (29)$$

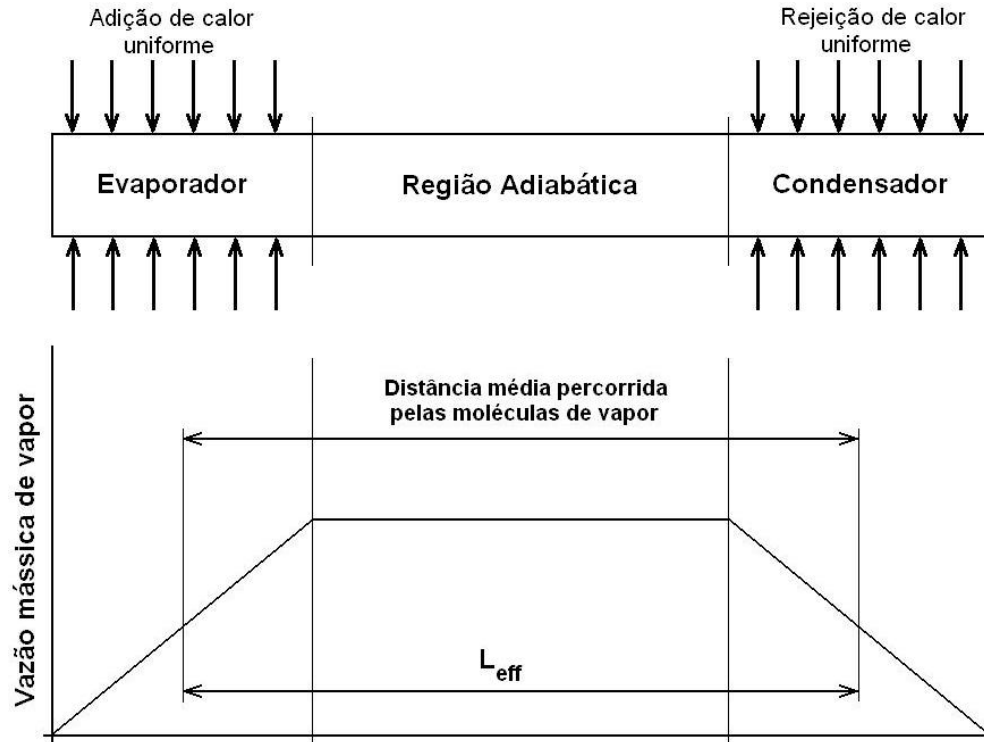


Figura 9 - Comprimento efetivo de heat pipe

4.1.6 Limite sônico

Há similaridade no escoamento de vapor no interior de um heat pipe com o escoamento de um fluido compressível em um bocal convergente-divergente. Porém, enquanto neste último o escoamento é de massa constante e ocorre devido à variação de área do bocal, no heat pipe o vapor acelera e desacelera devido à formação de vapor e posterior condensação do mesmo, num tubo de área constante. Caso o escoamento atinja o limite sônico, este será bloqueado. O limite sônico pode ser calculado através da Eq. (30), onde T_o é a temperatura de estagnação do vapor e ρ_o é a densidade do vapor na estagnação.

$$Q_{s,max} = A_v \cdot \rho_o \cdot \lambda \cdot \left[\frac{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_o}{2 \cdot (\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (30)$$

4.1.7 Limite de arrastamento

Uma vez que líquido e vapor movem-se em direções opostas, há uma força de cisalhamento na interface entre os dois. Se a velocidade do vapor for suficientemente alta, o líquido da superfície pode ser arrancado da mecha e arrastado pelo vapor. O aumento do fluxo do líquido leva o sistema a um ponto onde não consegue acomodar tal circulação, fazendo com que a mecha seque e haja um aumento abrupto da temperatura do evaporador. A Equação (31) é utilizada para o cálculo de tal condição, sendo $r_{h,s}$ o raio hidráulico dos poros da superfície da mecha.

$$Q_{e,\max} = A_v \cdot \lambda \left(\frac{\sigma \cdot \rho_v}{2 \cdot r_{h,s}} \right)^{1/2} \quad (31)$$

4.1.8 Limite de ebulição

O limite de ebulição é diferente das outras limitações apresentadas, uma vez que ele diz respeito ao fluxo de calor radial e não ao axial. A temperatura do líquido na interface parede-mecha é maior do que a da interface mecha-vapor, sendo esta diferença função não somente das propriedades do fluido e mecha como também da densidade do fluxo de calor recebido. Dessa maneira, pode haver a formação de bolhas na mecha do evaporador, comprometendo o funcionamento do heatpipe. Tal fenômeno é dependente da condutividade térmica da mecha, k_e , sendo que mechas de menor resistência térmica, como as axialmente estriadas, possuem melhor desempenho. A Figura (10) mostra o mecanismo de transmissão de calor até a interface líquido-vapor de uma mecha estriada retangular. O fluxo máximo correspondente ao limite de ebulição é calculado através da Eq. (32), sendo que k_e pode ser obtido da Tab. (5) e r_n , o raio de nucleação das bolhas de vapor, pode ser considerado igual a $2,54 \times 10^{-5}$ m para heat pipes de fabricação cuidadosa, sem a existência de gases não condensáveis em seu interior.

$$Q_{b,\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_e \cdot T_v}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln(r_i / r_v)} \left(\frac{2 \cdot \sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (32)$$

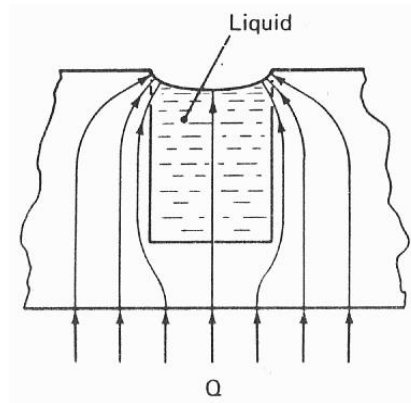


Figura 10 - Transmissão de calor através de uma mecha estriada retangular.

Tabela 5 - Condutibilidade térmica efetiva de mecha

Wick structures	k_e Expressions
Wick and liquid in series	$k_e = \frac{k_l \cdot k_w}{\varepsilon \cdot k_w + k_l \cdot (1 - \varepsilon)}$
Wick and liquid in parallel	$k_e = \varepsilon \cdot k_l + k_w \cdot (1 - \varepsilon)$
Wrapped screen	$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w)}$
Packed spheres	$k_e = \frac{k_l [(2 \cdot k_l + k_w) - 2 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w)]}{[2k_l + k_w + (1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w)]}$
Rectangular grooves	$k_e = \frac{(w_f \cdot k_l \cdot k_w \cdot \delta) + w_f \cdot k_l \cdot (0,185 \cdot w_f \cdot k_w + \delta \cdot k_l)}{(w + w_f) \cdot (0,185 \cdot w_f \cdot k_w + \delta \cdot k_l)}$
k_e = effective thermal conductivity k_l = liquid thermal conductivity k_w = thermal conductivity of wick material ε = wick porosity w_f = groove fin thickness, w_f = groove thickness, δ = groove depth	

5 APLICAÇÕES IDENTIFICADAS

Três aplicações principais foram identificadas para o projeto do heat pipe de temperatura moderada.

5.1 Processadores

Os processadores atuais mais avançados podem dissipar até 110W, como é o caso do AMD Athlon 64 X2 4800, que opera a uma frequência máxima de 2400MHz. Tais equipamentos devem ser mantidos a temperaturas inferiores a 70°C para que operem corretamente, e, considerando suas dimensões reduzidas, os sistemas de rejeição empregados devem ser capazes de trabalhar com elevados fluxos de calor.

Dissipadores convencionais tornaram-se excessivamente ruidosos, devido à necessidade de operação dos ventiladores a altas rotações. Pode-se diminuir o nível de ruído produzido através do aumento das dimensões dos dissipadores, chegando-se até a sistemas totalmente passivos. Porém, nestes casos, os dissipadores podem adquirir tamanhos exagerados – existiram no mercado sistemas passivos com cerca de 1 kg. Heat pipes são então utilizados para otimizar a distribuição de calor proveniente do contato com o processador às aletas, diminuindo significativamente o peso do sistema. A figura (11.a) exhibe um sistema de dissipação passivo de peso reduzido (pouco mais de 500g), se comparado a produtos anteriores. Os heat pipes ainda permitem a concepção de sistemas como o da fig. (11.b), em que o distanciamento do conjunto de aletas em relação à placa-mãe evita problemas de interferência física com outros componentes. Porém, deve-se salientar que o uso de heat pipes em alguns dos dissipadores disponíveis no mercado é questionável, com finalidade apenas para chamar a atenção de consumidores.

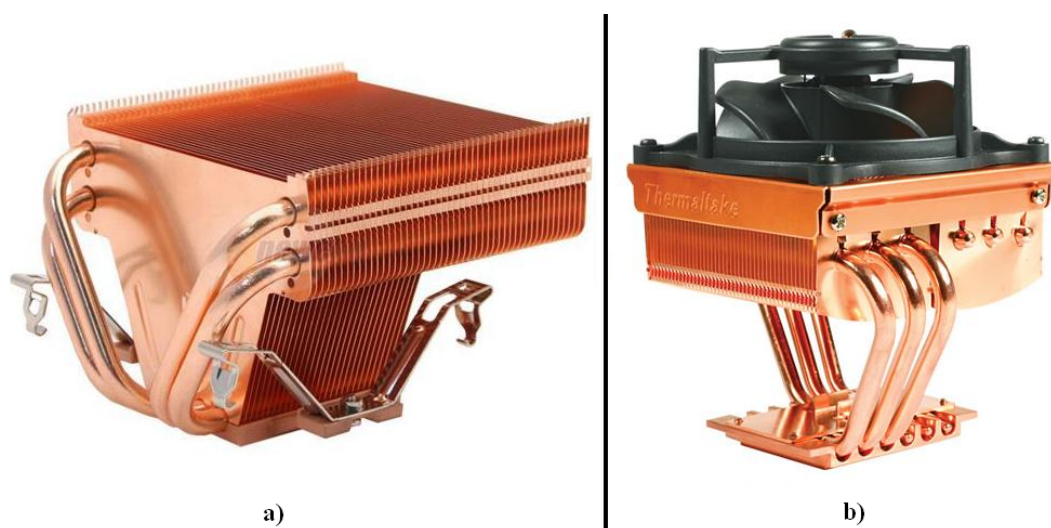


Figura 11 – Dissipadores de calor para processadores.

5.2 Computadores portáteis

Dissipar calor de maneira eficiente é um fator crítico para o desenvolvimento de computadores portáteis. Ainda que os componentes eletrônicos de notebooks sejam projetados de maneira a gerar a menor quantidade de calor possível, o escasso espaço disponível no interior destes equipamentos dificulta sua rejeição para o ambiente. Outros fatores importantes, como a constante busca por diminuição de peso e a necessidade de sistemas confiáveis e resistentes a pequenos impactos, também podem ser citados.

Neste contexto, heat pipes são utilizados para transportar o calor gerado pelo processador até o dissipador, localizado na parte traseira do notebook. Dessa maneira, o calor é rejeitado diretamente para fora do aparelho, diminuindo sua temperatura média de operação. Além disso, este sistema permite otimizar o arranjo dos demais componentes, ao eliminar a restrição de proximidade entre o processador e as aberturas de ventilação do equipamento.

Hoje, heat pipes também são aplicados a outros componentes, possibilitando, por exemplo, a incorporação de GPU's (Graphic Processor Unit, ou unidade de processamento gráfico) de maior desempenho – e, conseqüentemente, de maior dissipação de calor – como ilustra a Fig. (12).

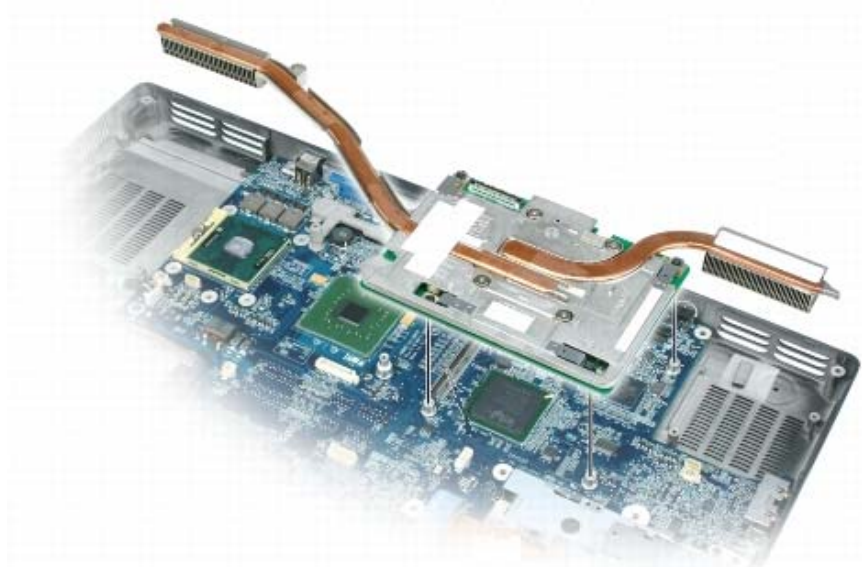


Figura 12 – Heat pipes aplicados a processador, processador gráfico e controlador da placa-mãe de computador portátil.

5.3 Sistemas elétricos de grande capacidade

Heat pipes também são utilizados em sistemas elétricos de alta potência. Transformadores e controladores de potência – tiristores, diodos e outros – de motores elétricos de grande capacidade comumente utilizam sistemas passivos de dissipação compostos por heat pipes. Além de alta eficiência em rejeitar calor, estas soluções também possuem alta confiabilidade, fator importante para este tipo de aplicação.

5.4 Aplicação escolhida

Instalações metro-ferroviárias, em especial, fazem uso intensivo de equipamentos elétricos de alta capacidade, sendo que muitos destes utilizam heat pipes. Para este trabalho, selecionou-se um armário transformador utilizado em salas de controle metroviárias.

O armário possui mais de um componente agindo como fonte térmica. Em especial, pode-se citar transformadores de potencial, transformadores de corrente,

disjuntores e uma chave seccionadora. Tais equipamentos dissipam, no total, cerca de 800W. Apesar das grandes dimensões do armário, 1,80 X 1,10 X 0,7m (Altura X Largura X Profundidade), os dispositivos de segurança – disjuntores e chavesseccionadora – devem estar posicionados à altura do ombro de uma pessoa, concentrando uma parcela considerável do calor gerado em sua parte superior.

6 PROJETO E SIMULAÇÃO

6.1 Escolha do Fluido de Trabalho

Dentre os fluidos adequados para a faixa de temperatura de operação proposta, que são o metanol, etanol, Freon-11 e água, esta última foi escolhida. Tal decisão foi tomada uma vez que ela apresenta os maiores valores de entalpia de vaporização e tensão superficial quando comparada aos outros fluidos. As outras propriedades, como viscosidade e densidade, são semelhantes. Porém, mesmo que outro fluido apresente um valor mais favorável de uma dessas propriedades, o efeito dos altos valores da entalpia de vaporização e da tensão superficial sobre o comportamento do heat pipe compensa tal diferença.

A escolha da água também pôde ser reforçada pelo método do número de mérito dos fluidos de trabalho, apresentado por Chi [1], que sintetiza a análise das propriedades dessas substâncias. Para uma determinada temperatura de operação, o melhor fluido que pode ser utilizado é aquele que apresenta o maior número de mérito, definido de acordo com a Eq. (33). Deve-se ressaltar que tal método é válido apenas para heat pipes em que o principal limite de operação é o da capilaridade. Para toda a faixa de temperatura de funcionamento, a água possui o número de mérito mais alto.

$$N_l = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (33)$$

A Figura (13) apresenta os números de méritos para algumas substâncias comumente utilizadas como fluido de trabalho.

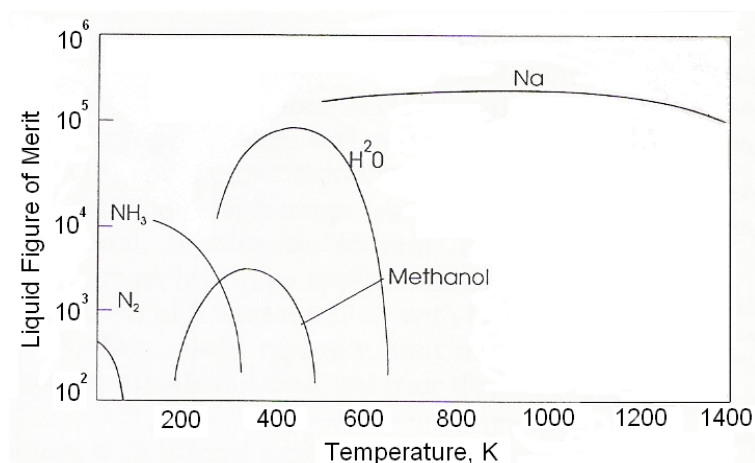


Figura 13 - Número de mérito de fluidos de trabalho [2]

Obter água com alto grau de pureza é fácil e esta também é bastante estável quanto ao seu comportamento em altas temperaturas. Porém, deve-se citar que o risco de vazamentos deve ser o mínimo possível, uma vez que podem causar danos aos componentes do armário transformador. Tal problema relacionado à água torna-se crítico em sistemas eletrônicos, nos quais freqüentemente fluidos de trabalho dielétricos são utilizados.

O cobre foi escolhido como material do contêiner devido à sua alta condutibilidade térmica e por ser quimicamente compatível com a água. O alumínio foi logo descartado, uma vez que sua combinação com tal fluido de trabalho leva à formação de gases não condensáveis, prejudicando o desempenho do equipamento.

Para definir as dimensões do heat pipe, optou-se pelo uso de um contêiner cilíndrico, de diâmetro de uma polegada e comprimento de 70 centímetros. Tal comprimento é suficiente para ligar as fontes térmicas presentes na frente do armário até dissipadores de calor localizados na parte externa traseira. O posicionamento recomendado dos dissipadores seria no topo do gabinete, tanto pelo menor comprimento dos heat pipes quanto pelo aumento da capacidade de transporte de calor, devido ao auxílio da gravidade no retorno do fluido condensado ao evaporador. Porém, o limitado espaço disponível em salas de controle metroviárias muitas vezes impede ou dificulta a instalação dos dissipadores em tal posição, tendo em vista a altura de 1,80m do armário.

A mecha foi definida como de tela pelo seu baixo custo, disponibilidade e simplicidade do processo de montagem final. Foram analisadas telas de 100, 200 e 250 poros por polegada, comumente empregadas em heat pipes. Seus principais atributos estão presentes na Tab. (6). Inicialmente, adotou-se uma mecha com espessura de 1mm.

De acordo com os dados das telas utilizadas, pode-se notar a influência do número de poros nos dois parâmetros fundamentais para a escolha de mecha: o raio efetivo de curvatura dos poros, que define a pressão de capilaridade disponível, e a permeabilidade, que influencia a perda de pressão por atrito no escoamento da fase líquida do fluido de trabalho. Os dois parâmetros são opostos, pois se o uso de uma mecha de maior quantidade de poros por comprimento aumenta a pressão de capilaridade, a permeabilidade da mecha cai, aumentando as perdas no escoamento. A escolha da tela de um heat pipe deve ser feita considerando suas condições de operação, pois se para um heat pipe operando horizontalmente a permeabilidade pode se mostrar mais influente na performance do equipamento, para um heat pipe inclinado, operando em ângulo de tilt positivo, a perda de pressão hidrostática pode se tornar crítica, fazendo com que a pressão de capilaridade disponível seja o fator de escolha. Logo, neste caso o raio efetivo de curvatura seria mais importante, em detrimento à permeabilidade da mecha.

Tabela 6 - Propriedades das mechas

Número de mecha (poros por comprimento)		Diâmetro do fio (d_w)	Raio mínimo de curvatura (r_c)	Porosidade (ε)	Permeabilidade (K)
pol^{-1}	m^{-1}				
100	3937	0,114	$1,27 \times 10^{-4}$	0,6298	$1,943 \times 10^{-10}$
200	7874	0,054	$6,35 \times 10^{-5}$	0,6493	$5,323 \times 10^{-11}$
250	9843	0,041	$5,08 \times 10^{-5}$	0,6672	$3,695 \times 10^{-11}$

6.2 Simulação

Desenvolveu-se um algoritmo em ambiente Scilab 4.0 para determinar os limites de operação de um heat pipe de acordo com suas condições de operação.

Deve-se ressaltar que o cálculo do limite de capilaridade é um processo iterativo, uma vez que as equações utilizadas para calcular os números de Reynolds e de Mach são funções da quantidade de calor transportada. Desta maneira, assume-se a hipótese de que o escoamento da fase vapor é laminar e incompressível, possibilitando o cálculo da máxima capacidade de transferência. Após tal dado ser obtido, pode-se utilizá-lo para determinar os números de Reynolds e de Mach e verificar a validade das hipóteses iniciais.

A Figura (14) mostra o limite de operação de um heat pipe de mecha 100, operando horizontalmente (ângulo de tilt de 0°), para uma faixa de temperaturas compreendida entre 10 e 80°C . Tais valores de temperatura foram escolhidos pois esta é a faixa esperada de operação do armário. Apesar do heat pipe ser capaz de transferir mais de 100W quando a temperatura do sistema é de 70°C , a potência considerada será a de 50W, transferida aos 50°C , temperatura normal de funcionamento. Os números de Reynolds dos escoamentos das fases líquida e vapor, exibidos na Fig. (15), caracterizam escoamentos laminares, enquanto que o número de Mach da fase vapor, na Fig. (16), atesta sua incompressibilidade. Logo, conclui-se que não há necessidade de recálculo do limite de capilaridade.

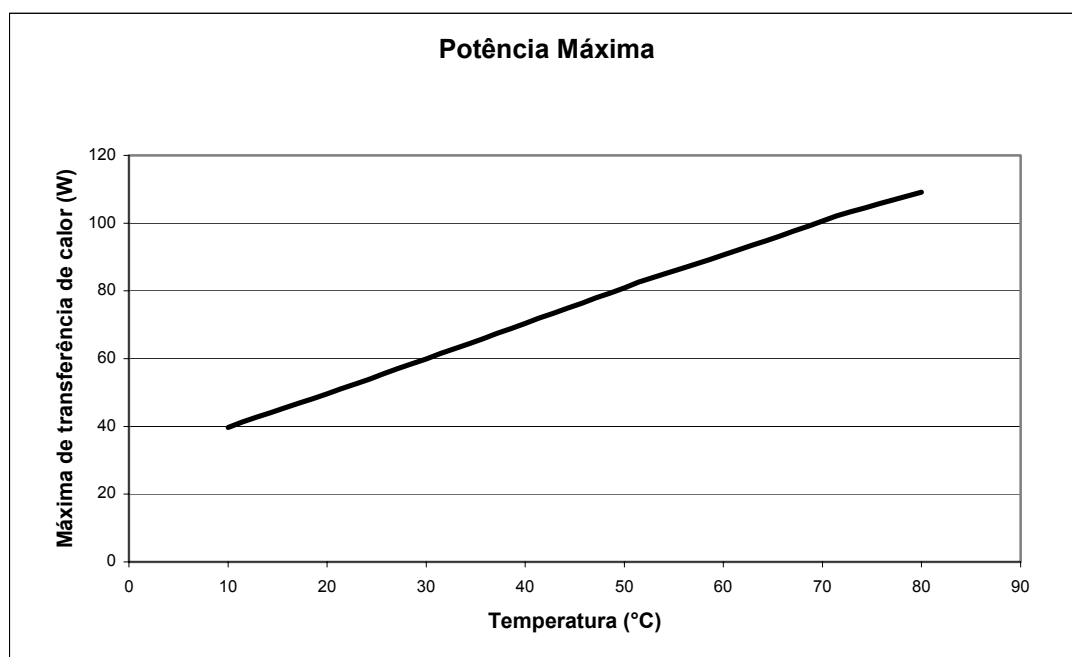


Figura 14 – Limite de capilaridade na faixa de temperatura de operação

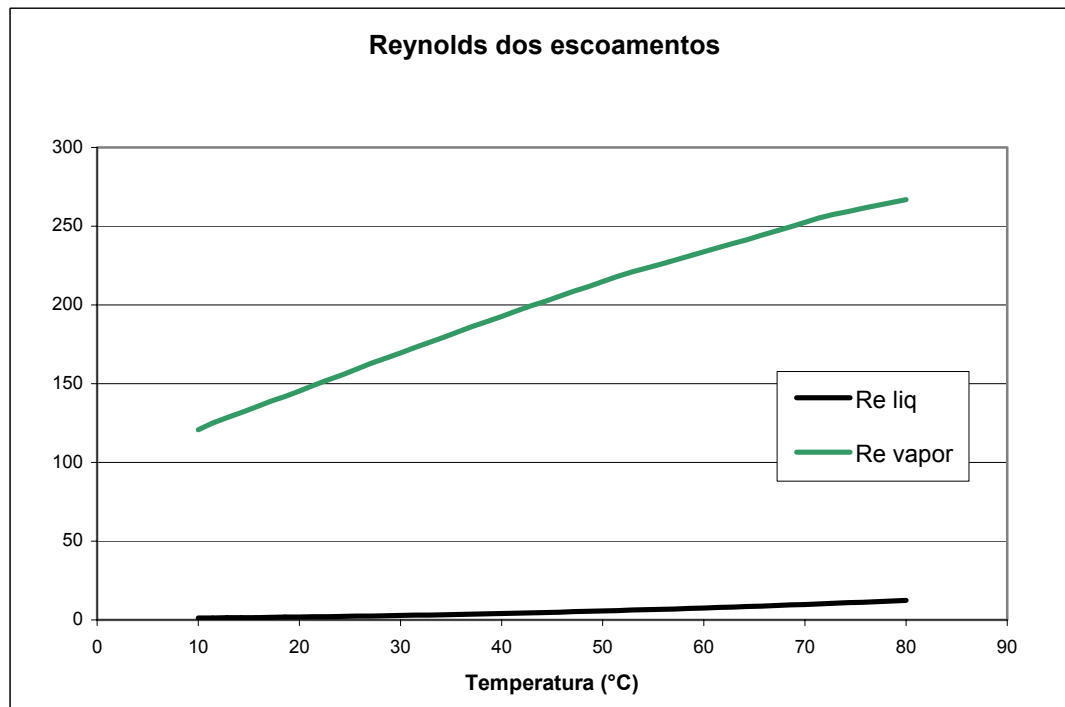


Figura 15 – Reynolds dos escoamentos das fases líquida e vapor.

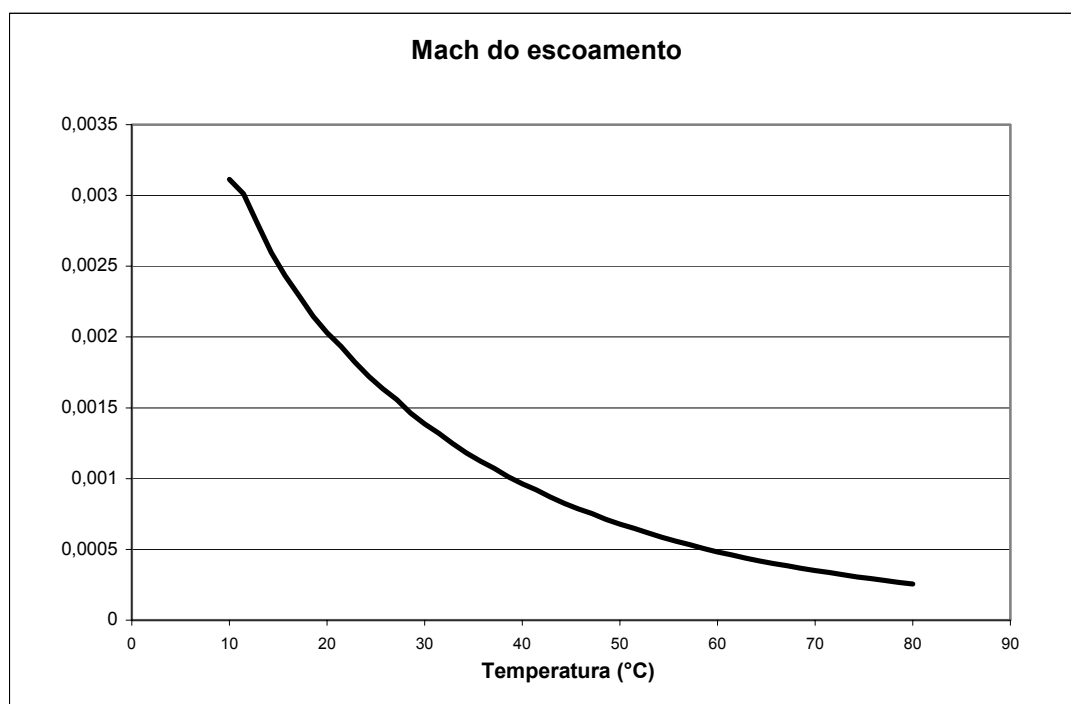


Figura 16 – Mach do escoamento da fase vapor

Para entender melhor o comportamento apresentado pelo heat pipe, também foram analisados outros parâmetros importantes. A pressão de capilaridade máxima, apresentada na Fig.(17), diminui com o aumento da temperatura, devido à queda do valor da tensão superficial da água. Porém, este fato não causa problemas ao heat pipe, pois opera na horizontal, apresentando pequenas perdas de pressão devido à ação da gravidade. Há apenas o gradiente de pressão radial, cuja perda é de cerca de 200 *Pa*. Tal valor varia pouco, uma vez que a massa específica da água mantém-se quase constante na faixa de temperatura analisada.

O comportamento dos fatores de atrito justifica o fato de mais calor ser transportado com o aumento da temperatura, apesar da pressão de capilaridade disponível ser menor. As Figs. (18) e (19) mostram que os coeficientes de atrito tanto do escoamento da fase líquida quanto da fase vapor apresentam uma redução significativa com a elevação da temperatura. Também se pode observar que as perdas na fase vapor são desprezíveis frente às encontradas na fase líquida.

Porém, o caso em que o heat pipe esteja submetido a uma inclinação prejudicial a seu desempenho também deve ser analisado. Caso contrário, um pequeno desvio da posição horizontal decorrente de uma instalação pouco cuidadosa, por exemplo,

poderia comprometer o funcionamento do heat pipe, trazendo a possibilidade de superaquecimento dos componentes elétricos. Não apenas estes últimos estariam em risco, mas também todo o sistema em que o armário transformador está inserido.

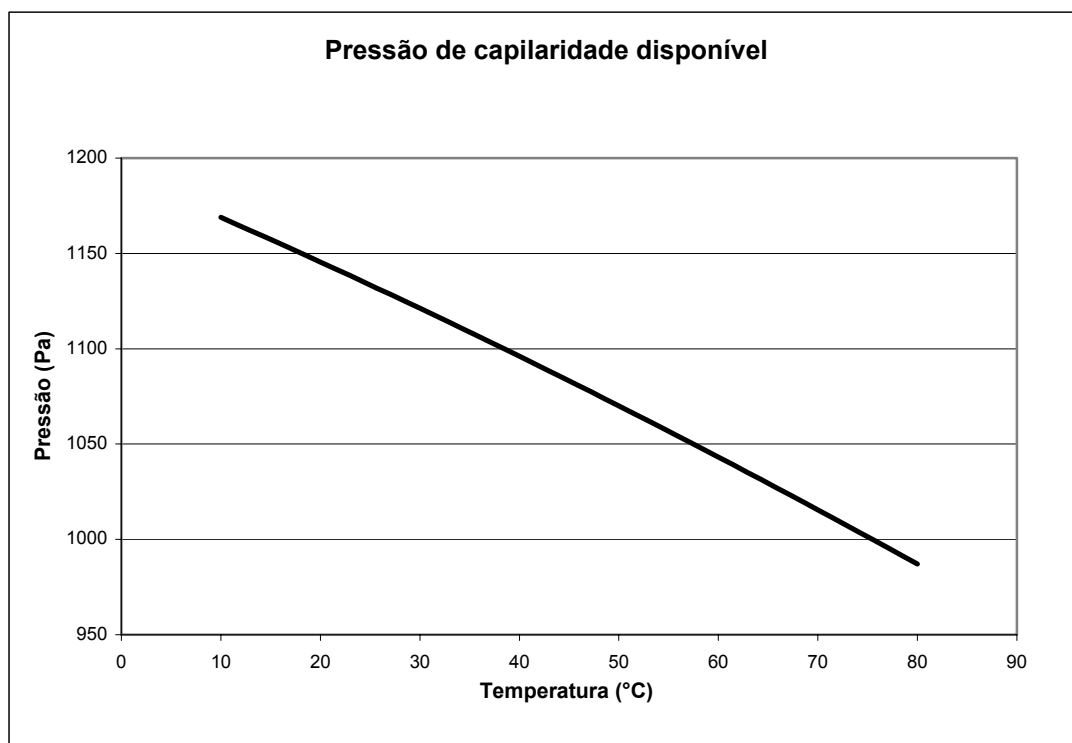


Figura 17 – Pressão de capilaridade disponível na mecha.

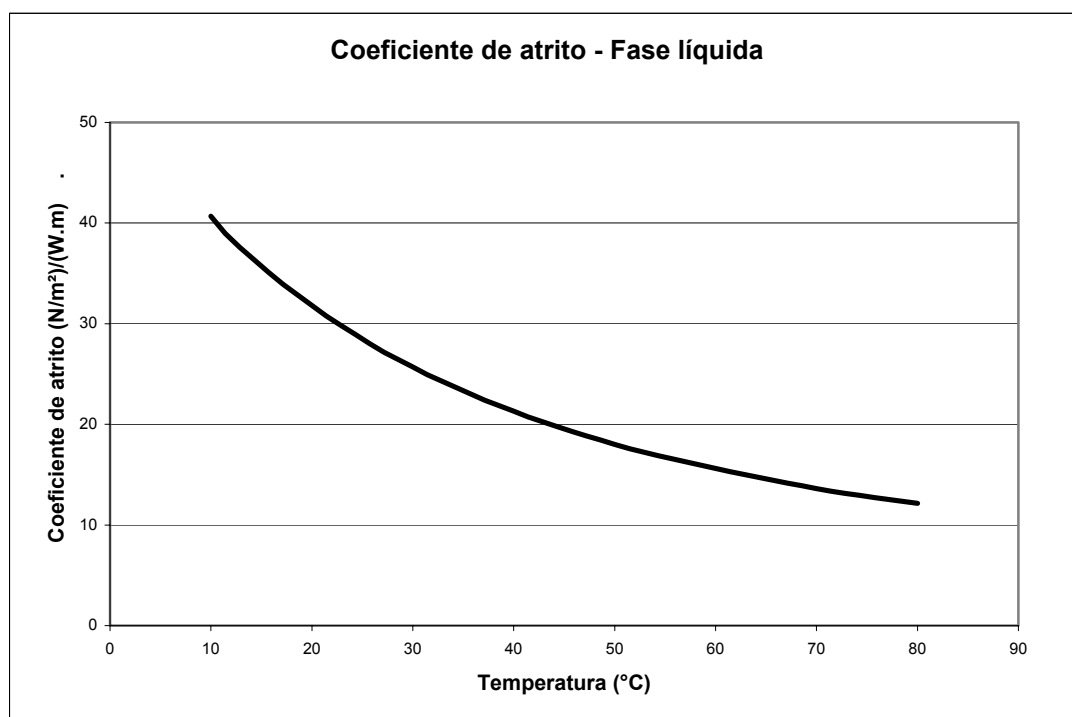


Figura 18 – Coeficiente de atrito do escoamento da fase líquida

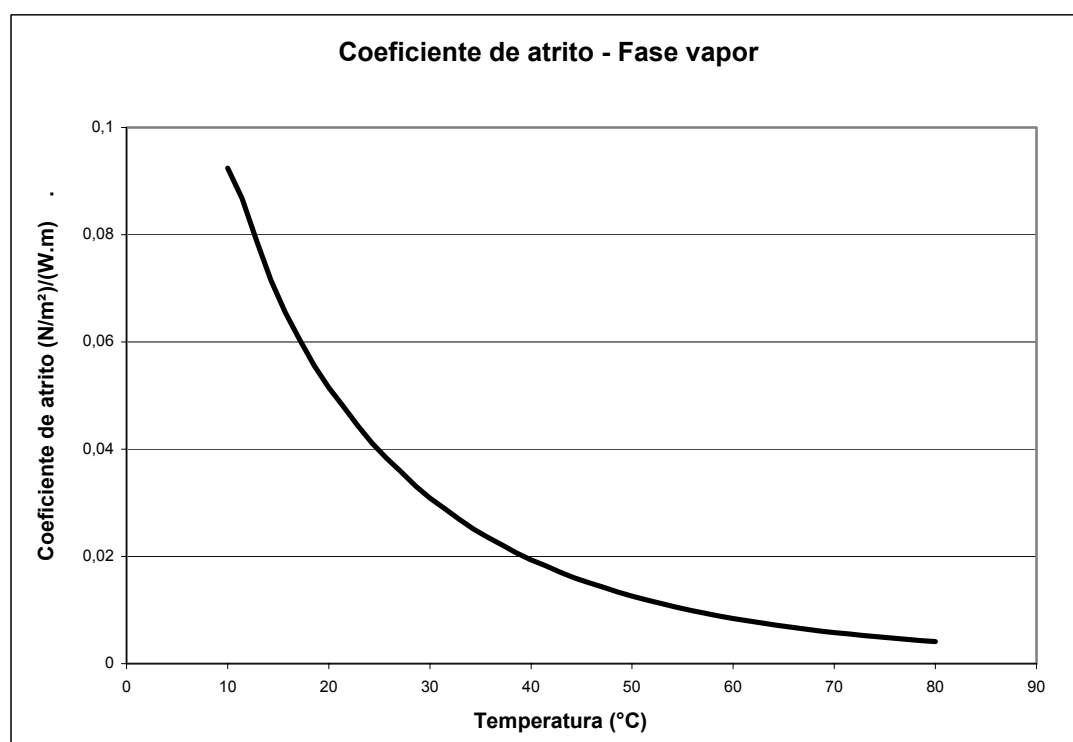


Figura 19 – Coeficiente de atrito do escoamento da fase vapor

Para analisar o comportamento do heat pipe em situações em que o evaporador esteja em nível acima do condensador, definiu-se uma tolerância de 10° em relação à posição horizontal. Tal tolerância permitiria um desvio de altura de cerca de 12cm entre as extremidades do dispositivo. A Figura (20) mostra que em tal situação adversa o heat pipe seria incapaz de transferir calor. Logo, deve-se aumentar a pressão de capilaridade disponível, permitindo o funcionamento do dispositivo. Para isto, pode-se utilizar mechas com maior quantidade de poros, como as mechas 200 e 250, apresentadas anteriormente. Os resultados obtidos com estas configurações estão expostos na Fig. (21). Nela, pode-se notar claramente que com o ângulo de tilt a 0° , a mecha de menor porosidade, e conseqüentemente menor resistência ao escoamento, como mostra a Fig. (22), tem capacidade de transferência de calor bastante superior às outras. Porém, com inclinação de 10° os resultados são opostos, pois a pressão de capilaridade torna-se decisiva. Nesta situação, apenas as mechas de 200 e 250 poros por polegada são capazes de operar, apresentando resultados semelhantes e revelando limitada capacidade de transferência de calor, nas duas inclinações – cerca de 20W com inclinação de 10° e 40W na horizontal, a 50°C . Frente à quantidade de calor dissipada pelos equipamentos, de cerca de 250W cada, os resultados obtidos são insatisfatórios. Buscaram-se então maneiras de aumentar a capacidade de transferência do heat pipe.

O uso de mechas de maior quantidade de poros não resolveria o problema, pois as perdas por atrito seriam intensificadas. Optou-se então por aumentar a espessura da mecha, uma vez que a pressão de capilaridade desenvolvida nas mechas 200 e 250 mostrou-se suficiente para operarem.

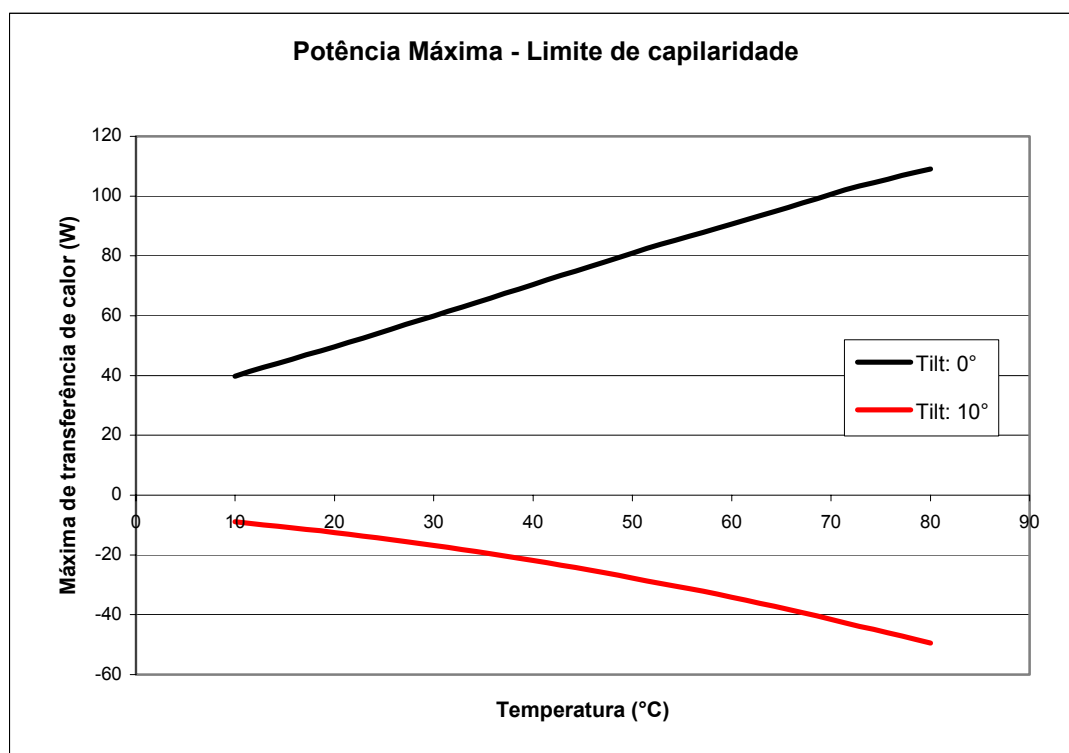


Figura 20 – Heat pipe de malha 100 nas duas condições de operação

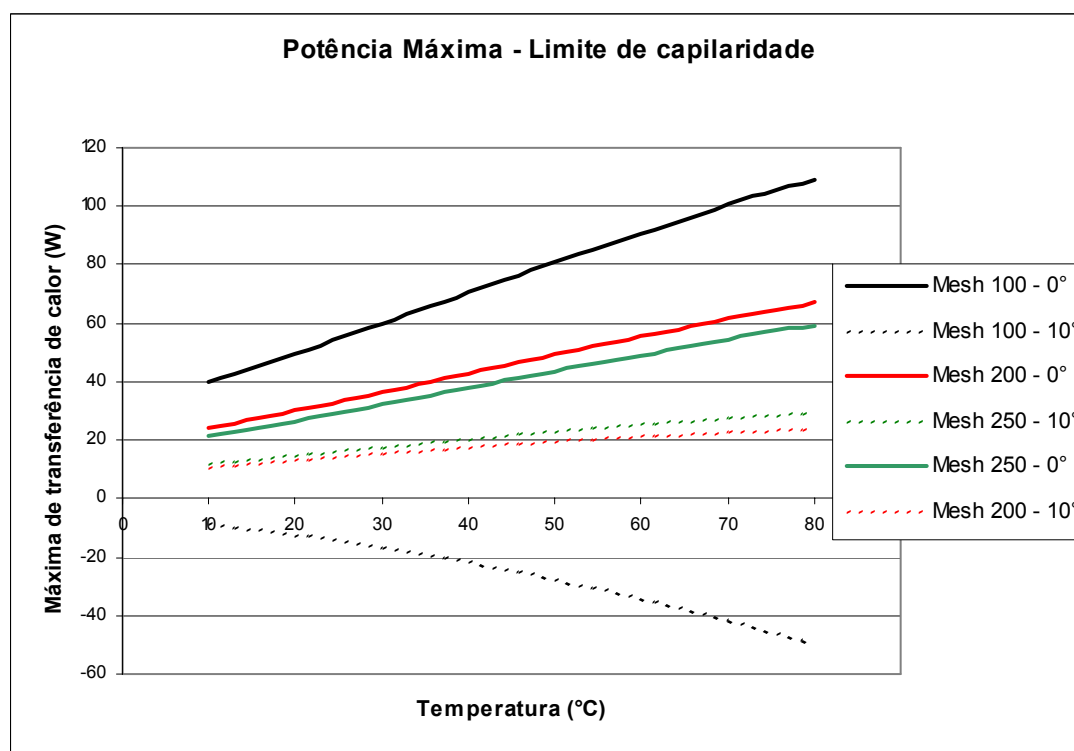


Figura 21 – Limites de operação dos heat pipes com malhas 100, 200 e 250

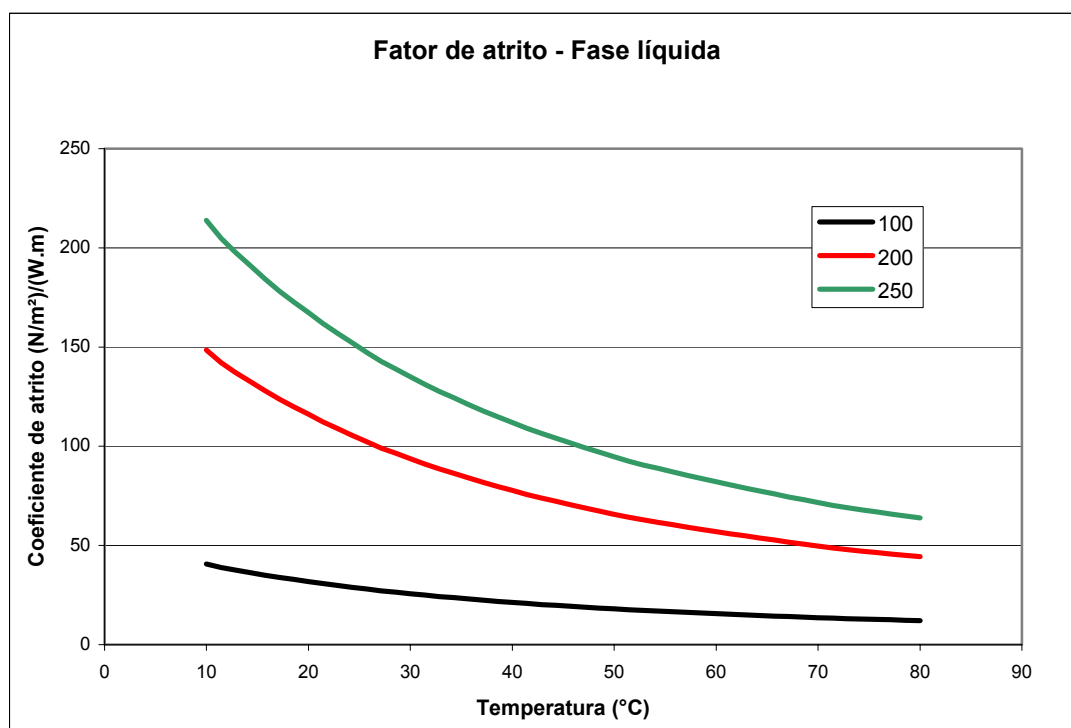


Figura 22 – Coeficiente de atrito para as três porosidades de mecha apresentadas

Dessa maneira, diminui-se a resistência no escoamento líquido, enquanto que as perdas na fase vapor, pouco significativas, aumentam. Em contrapartida, há a possibilidade de a diminuição da área disponível à fase líquida do vapor influir nas características do escoamento, tornando-o turbulento, condição que penaliza o desempenho do heat pipe. Deve-se lembrar também que o número de Mach tenderá a aumentar, e poderá levar à bloqueio do escoamento da fase vapor em casos em que as temperaturas de operação são mais elevadas, havendo então a restrição por outro limite de funcionamento além da capilaridade.

A Figura (23) exibe o limite de capilaridade desenvolvido para a mecha de 2mm de espessura. Pode-se notar que as capacidades de transferência aumentaram em relação à mecha de 1mm, enquanto que o comportamento entre as telas de porosidades diferentes não foi alterado. A Figura (24) mostra os coeficientes de atrito, significativamente menores quando comparados aos anteriores. A correlação entre o fator de atrito do escoamento líquido e a capacidade de transferência de calor reforça a afirmação de que a perda de pressão por atrito na fase vapor é irrisória nesta

configuração de heat pipe. Os números de Reynolds e de Mach atestam que o escoamento continua laminar e incompressível.

Porém, a capacidade máxima de transferência de calor continua insatisfatória. A mecha 100 alcança cerca de 150W aos 50°C. Porém, é sequer capaz de operar com tilt de 10°, enquanto as outras mechas ainda possuem valores muito baixos de transferência – inclinadas a 10°, potências menores que 50W atingem o limite de capilaridade.

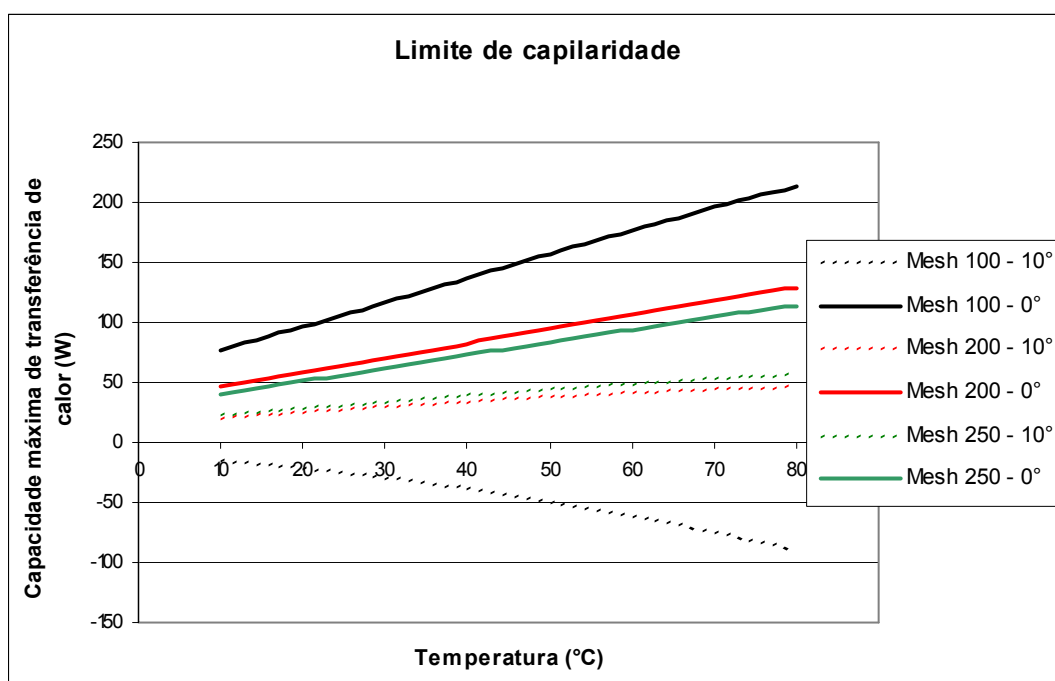


Figura 23 – Limites de operação com mechas de 2mm de espessura

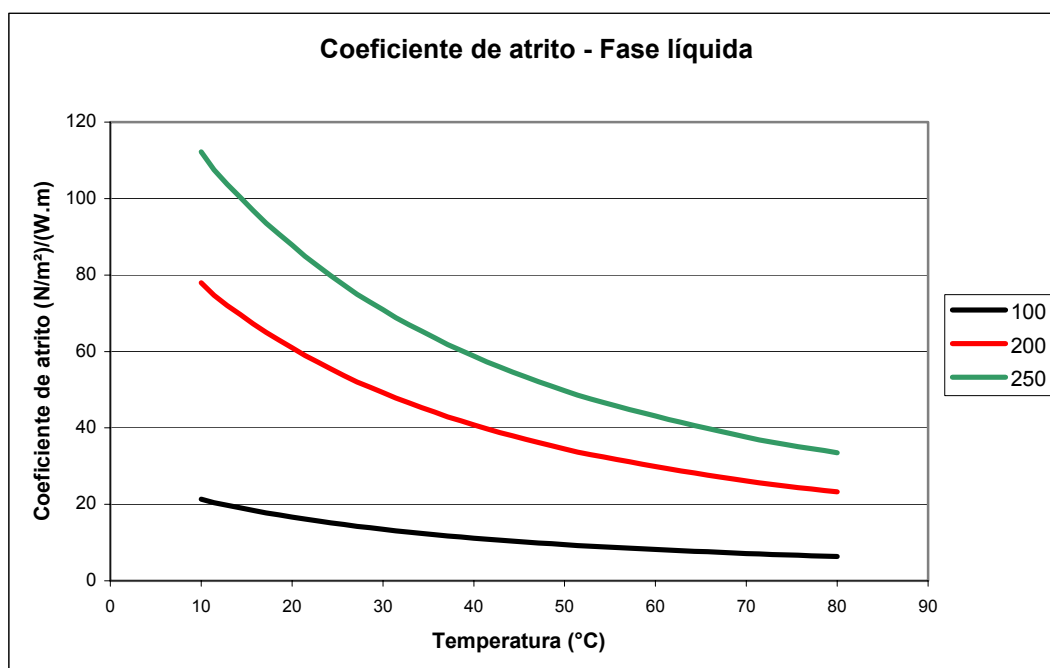


Figura 24 – Coeficiente de atrito para as três porosidades de mecha, com espessura de 2mm

Dentre as possíveis maneiras de aumentar a capacidade de transferência de calor do heat pipe, como aumentar a espessura da mecha – que poderia até mesmo levar à necessidade de aumento do diâmetro do dispositivo, optou-se pelo uso de uma mecha composta, constituída por uma tela de maior porosidade na região do evaporador, aumentando a pressão de capilaridade disponível, e outra de maior permeabilidade no restante do heat pipe, diminuindo as perdas no escoamento. Logo, foi utilizada a mecha 250 para a região do evaporador e a 100 para o restante do heat pipe. Na Figura (25), onde estão expostos os resultados de tais combinações, pode-se notar um grande ganho de desempenho devido ao uso de mechas mistas. Utilizando uma mecha de 2mm de espessura, o dispositivo é capaz de transportar mais de 300W, à temperatura de 50°C. Mesmo na situação adversa de ângulo de tilt de 10°, mais de 150W podem ser transportados através do heat pipe.

Observando as Figs. (26) e (27), correspondentes aos números de Reynolds e de Mach da fase vapor, nota-se que mesmo nesta configuração, onde há grande transferência de calor, o regime de escoamento apresenta-se, com folga, laminar e incompressível.

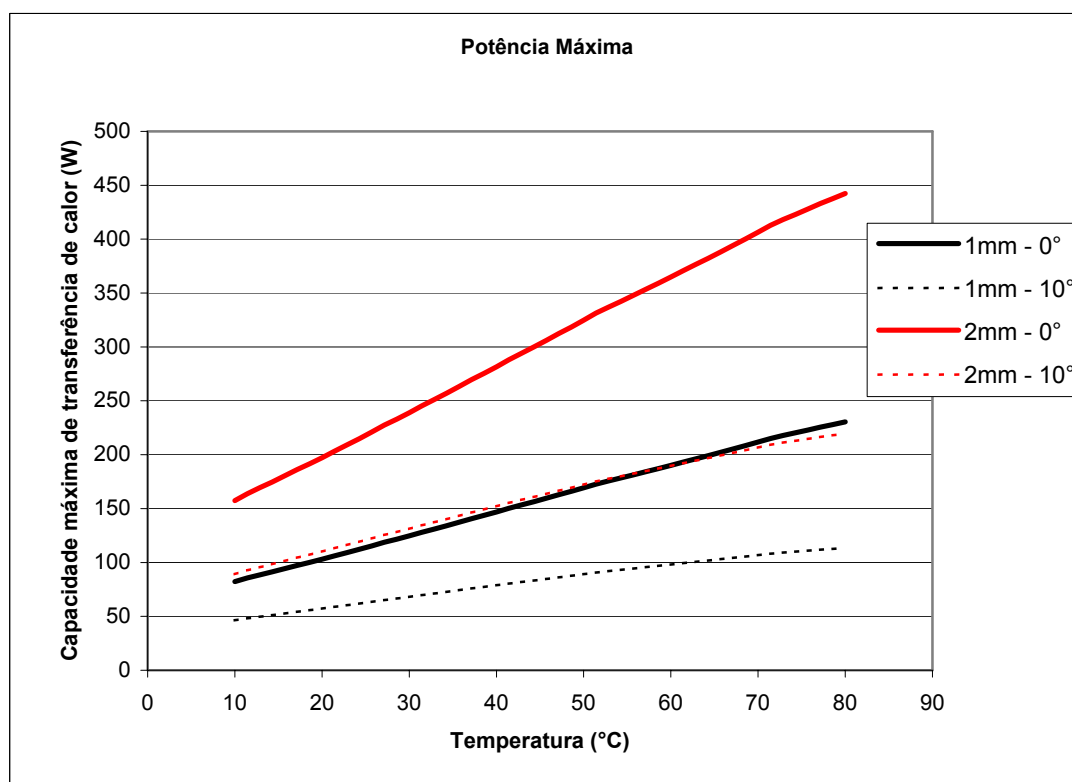


Figura 25 – Potência máxima para heat pipe de mecha mista.

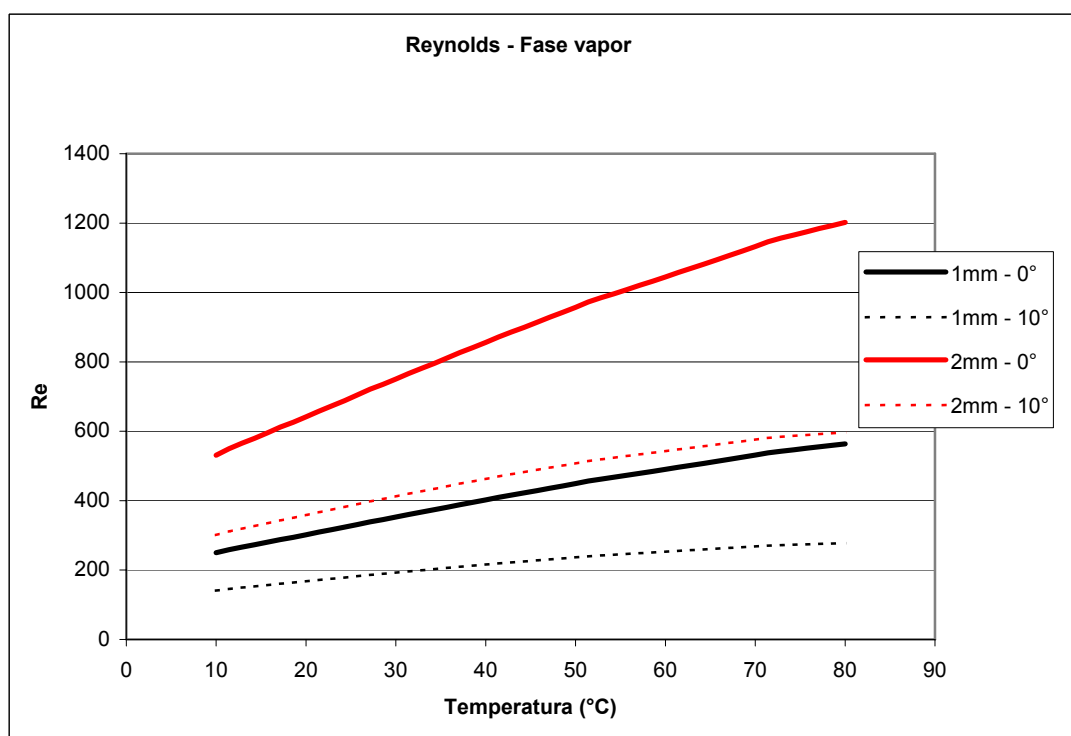


Figura 26 – Número de Reynolds do escoamento da fase vapor (mecha mista)

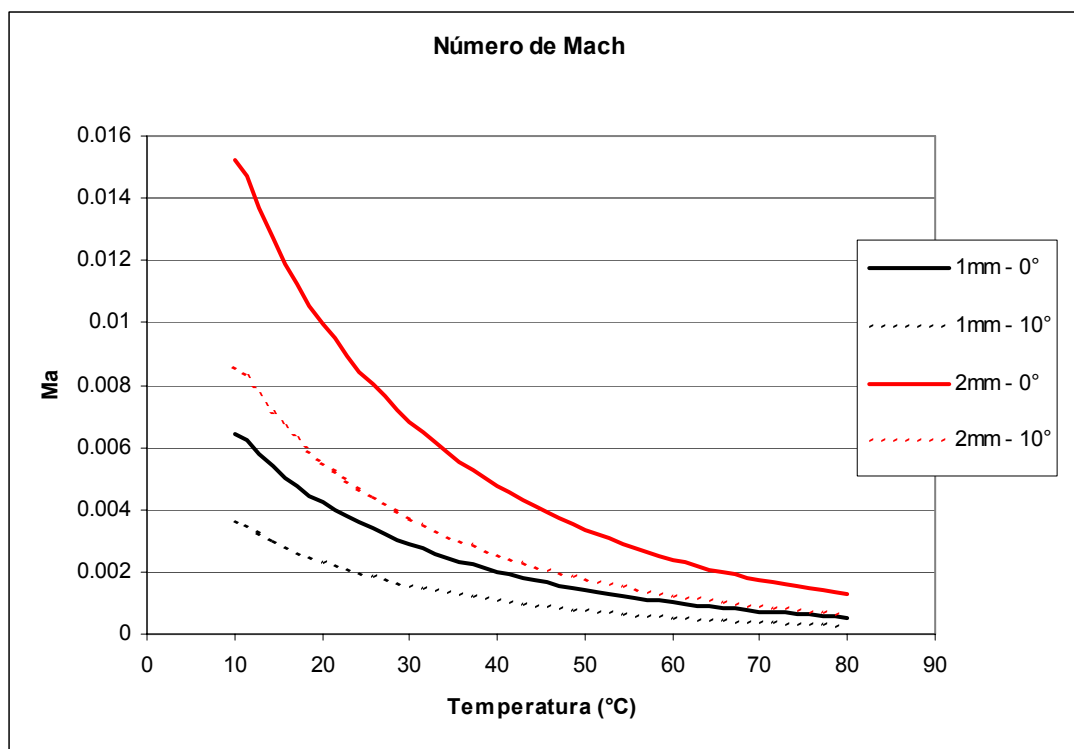


Figura 27 – Número de Mach do escoamento da fase vapor (mecha mista)

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi possível verificar a elevada capacidade de transferência de calor de um Heat Pipe de temperatura moderada através de sua modelagem matemática. A configuração do Heat Pipe proposta neste trabalho apresenta um comportamento compatível com a dissipação térmica dos dispositivos elétricos existentes no painel de controle elétrico escolhido. Ao definir uma configuração adequada às exigências do equipamento, pôde-se atestar as grandes vantagens do uso de mechas compostas, nas quais é possível manipular seus parâmetros mais importantes, a permeabilidade e a pressão de capilaridade disponível, de acordo com as necessidades da aplicação escolhida.

8 CÓDIGO FONTE DESENVOLVIDO

```
//Programa para simulação do Heat Pipe - HP misto
//Limites
clear;

//Capilaridade

//Dimensões
L_evap=0.1; //comprimento do evaporador
L_ad=0.5; //comprimento da seção adiabática
L_cond=0.1; //comprimento do condensador
r_e=2.54/2*10^(-2); //Raio externo do contêiner
r_w=2.21/2*10^(-2); //Raio externo da mecha
r_v=1.81/2*10^(-2); //Raio interno da mecha

//Comprimentos
L=L_evap+L_ad+L_cond;
L_eff=0.5*(L_evap+L_cond)+L_ad;

//Outras propriedades
A_v=%pi*r_v^2;
A_l=%pi*(r_w^2-r_v^2);
rh_l=2*A_l/(2*%pi*r_w);
rh_v=2*A_v/(2*%pi*r_v);

//MECHA
//http://www.screentg.com/finemesh.htm - retirados os valores abaixo

//Mesh 100
N100=7.874/2*10^3; d100=1.14*10^(-4);
//Mesh 200
N200=7.874*10^3; d200=5.4*10^(-5);
//Mesh 250
N250=7.874*10^3*1.25; d250=4.1*10^(-5);

epsilon100=1-(1.05*%pi*N100*d100)/4;
epsilon200=1-(1.05*%pi*N200*d200)/4;
epsilon250=1-(1.05*%pi*N250*d250)/4;

r_c=1/2/N250; //Raio efetivo de capilaridade, ou =1/(2*N)

g=9.81;
gama=1.33; //(1.67 monoatômico, 1.4 diatômico, 1.33 poliatômico)
R=8.314e3;
Rh2o=R/18;

////////// CÁLCULO DAS PROPRIEDADES //////////
function [sigma, lambda, rho_l, rho_v, mi_l, mi_v]=Propriedades(Temp)
TK=Temp+273.15;
TC=647.15; //Temp Crítica da água. Em K

sigma=235.8*10^(-3)*((TC-TK)/TC)^1.256*(1-0.625*(TC-TK)/TC);
```

```

// T      lambda      rho_l      rho_v      mi_l      mi_v
p=[ 273.15 2502e3      1000      0.0048473 17.5e-4      8.02e-6
    275    2497e3      1000      0.005504 16.52e-4      8.09e-6
    280    2485e3      1000      0.007669 14.22e-4      8.29e-6
    285    2473e3      1000      0.010060 12.25e-4      8.49e-6
    290    2461e3      999      0.014347 10.80e-4      8.69e-6
    295    2449e3      998      0.019253 9.59e-4      8.89e-6
    300    2438e3      997      0.025556 8.55e-4      9.09e-6
    305    2426e3      995      0.033625 7.69e-4      9.29e-6
    310    2414e3      993      0.043611 6.95e-4      9.49e-6
    315    2402e3      991      0.056117 6.31e-4      9.69e-6
    320    2390e3      989.1    0.071531 5.77e-4      9.89e-6
    325    2378e3      987.2    0.090416 5.28e-4      10.09e-6
    330    2366e3      984.3    0.113379 4.89e-4      10.29e-6
    335    2354e3      982.3    0.141044 4.53e-4      10.49e-6
    340    2342e3      979.4    0.174216 4.20e-4      10.69e-6
    345    2329e3      976.6    0.213538 3.89e-4      10.89e-6
    350    2317e3      973.7    0.260010 3.65e-4      11.09e-6
    355    2304e3      970.9    0.314465 3.43e-4      11.29e-6
    360    2291e3      967.2    0.378072 3.24e-4      11.49e-6
    365    2278e3      963.4    0.452080 3.06e-4      11.69e-6
    370    2265e3      960.6    0.537346 2.89e-4      11.89e-6
    373.15 2257e3      957.8    0.595593 2.79e-4      12.02e-6
    375    2252e3      956.9    0.635324 2.74e-4      12.09e-6
    380    2239e3      953.2    0.747943 2.60e-4      12.29e-6
    385    2225e3      949.7    0.875657 2.48e-4      12.49e-6
    390    2212e3      945.2    1.020408 2.37e-4      12.69e-6
    400    2183e3      937.2    1.367989 2.17e-4      13.05e-6
    410    2153e3      928.5    1.808318 2.00e-4      13.42e-6
    420    2123e3      919.1    2.352941 1.85e-4      13.79e-6
    430    2091e3      909.9    3.021148 1.73e-4      14.14e-6
    440    2059e3      900.9    3.831418 1.62e-4      14.50e-6
    450    2024e3      890.5    4.807392 1.52e-4      14.85e-6
]

j=1;
while TK>=p(j,1);
    j=j+1;
end

lambda=p(j-1,2)+(p(j,2)-p(j-1,2))*(TK-p(j-1,1))/(p(j,1)-p(j-1,1));
rho_l=p(j-1,3)+(p(j,3)-p(j-1,3))*(TK-p(j-1,1))/(p(j,1)-p(j-1,1));
rho_v=p(j-1,4)+(p(j,4)-p(j-1,4))*(TK-p(j-1,1))/(p(j,1)-p(j-1,1));
mi_l=p(j-1,5)+(p(j,5)-p(j-1,5))*(TK-p(j-1,1))/(p(j,1)-p(j-1,1));
mi_v=p(j-1,6)+(p(j,6)-p(j-1,6))*(TK-p(j-1,1))/(p(j,1)-p(j-1,1));

endfunction
////////// FIM PROPRIEDADES //////////

//VARIACÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE

T_inf=10;
T_sup=80;
n=50;
step=(T_sup-T_inf)/(n-1);
T(1)=T_inf;

//Angulos de Tilt

```

```

tilt(1)=%pi/18;
tilt(2)=%pi/21.924;
tilt(3)=0;

//VARIACAO DA TEMPERATURA (STEPS)
for i=1:1:n

//CÁLCULO PRELIMINAR DA MÁXIMA QUANTIDADE DE CALOR, CAPILARIDADE
Temp=T(i);
[sigma, lambda, rho_l, rho_v, mi_l, mi_v]=Propriedades(Temp);

//Pressão de capilaridade máxima disponível
P_capil=2*sigma/r_c;

//Perdas no líquido - Preliminar, considerando escoamento laminar
K100=d100^2*epsilon100^3/(122*(1-epsilon100)^2);
K200=d200^2*epsilon200^3/(122*(1-epsilon200)^2);
K250=d250^2*epsilon250^3/(122*(1-epsilon250)^2);

F_liq(i)=mi_l/(K100*A_l*rho_l*lambda);
F_liq_evap(i)=mi_l/(K250*A_l*rho_l*lambda);

//Perdas no vapor - Preliminar
//Válidos para Re<2300 Ma<0.2
F_vap(i)=8*mi_v/(rh_v^2*A_v*rho_v*lambda);
D_vap(i)=1.33/(A_v^2*rho_v*lambda^2);

Rel(i)=F_vap(i)/F_liq(i);

//VARIANDO O TILT
for x=1:1:3

//Perdas Hidrostáticas
//Axial
PHA(i,x)=rho_l*g*L*sin(tilt(x));
//Radial
PHR(i,x)=rho_l*g*2*r_v*cos(tilt(x));

//Determinação da máxima qtidade de calor - Preliminar
Q(i,x)=(P_capil-PHA(i,x)-
PHR(i,x))/(F_liq(i)*(0.5*L_cond+L_ad)+F_liq_evap(i)*0.5*L_evap+F_vap(i)*L_eff);

//VERIFICAÇÃO DO ESCOAMENTO

//Verificação de escoamento - Fase líquida
V_l(i,x)=Q(i,x)/(epsilon100*A_l*rho_l*lambda);
Re_l(i,x)=2*rh_l*rho_l*V_l(i)/mi_l;

//Verificação de escoamento - Fase vapor
Re_v(i,x)=2*rh_v*Q(i,x)/(A_v*mi_v*lambda);
Ma_v(i,x)=Q(i,x)/(A_v*rho_v*lambda*sqrt(gama*R*(T(i)+273.15)));

end
//FIM DA VARIACAO DO TILT

//LIMITE SONICO
Qsonico(i)=A_v*rho_v*lambda*(gama*Rh2o*(T(i)+273.15)/2/(gama+1))^0.5;

```

```

//LIMITE DE ARRASTAMENTO
Qarrast(i)=A_v*lambda*(sigma*rho_v/2/(1/2/N100-d100/2))^0.5;

T(i+1)=T(i)+step;
end
//FIM DA VARIACAO DA TEMPERATURA

xset('window',11)
xtitle('Heat Pipe - tilt= 0, 8.2° e 10°','Temperatura (°C)','Q_max(W)')

//N100
plot2d(T(1:n),Q(:,1),1); plot2d(T(1:n),Q(:,2),1); plot2d(T(1:n),Q(:,3),1);
//N200
plot2d(T(1:n),Q(:,1),2); plot2d(T(1:n),Q(:,2),2); plot2d(T(1:n),Q(:,3),2);
//N250
plot2d(T(1:n),Q(:,1),4); plot2d(T(1:n),Q(:,2),4); plot2d(T(1:n),Q(:,3),4);
legends(['Mesh 100; Mesh 200; Mesh 250'],[1 2 4],opt="lr")

xset('window',2)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','F_liq')
plot2d(T(1:n),F_liq,2)
xset('window',3)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','F_vap')
plot2d(T(1:n),F_vap,2)

xset('window',4)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','PHA')
plot2d(T(1:n),PHA(:,1),2)
plot2d(T(1:n),PHA(:,2),1)
plot2d(T(1:n),PHA(:,3),4)
xset('window',5)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','PHR')
plot2d(T(1:n),PHR(:,1),2)
plot2d(T(1:n),PHR(:,2),1)
plot2d(T(1:n),PHR(:,3),4)

xset('window',6)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','Reynolds')
plot2d(T(1:n),Re_l(:,1),2)
plot2d(T(1:n),Re_l(:,2),2)
plot2d(T(1:n),Re_l(:,3),4)
plot2d(T(1:n),Re_v(:,1),2)
plot2d(T(1:n),Re_v(:,2),2)
plot2d(T(1:n),Re_v(:,3),4)

xset('window',7)
xtitle('Heat Pipe - tilt=-45, 0, 45°','Temperatura (°C)','Mach')
plot2d(T(1:n),Ma_v(:,1),2)
plot2d(T(1:n),Ma_v(:,2),2)
plot2d(T(1:n),Ma_v(:,3),4)

```

9 REFERÊNCIAS

- [1] Chi, S.W., Heat Pipe Theory and Practice, Hemisphere Publishing Corporation, 1976.
- [2] Peterson, G.P., An Introduction to Heat Pipes Modeling, Testing, and Applications, John Wiley and Sons, Inc., 1994.
- [3] Sá, N. M., Simulação numérica de um heat-pipe, EPUSP, São Paulo, 2005
- [4] Zerbini, E. J., Um estudo analítico-experimental de um “Heat Pipe” de temperatura moderada, EPUSP, São Paulo, 1984.
- [5] Dunn, P. D., and Reay, D. A., 1982, Heat Pipes, 3rd. ed., Pergamon, Oxford.
- [6] Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, LTC, 2003.

10 DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.