

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM HEAT-PIPE

Nilberto Machado de Sá

São Paulo
2005

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM HEAT-PIPE

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Nilberto Machado de Sá

Orientador: Prof. Dr. Euryale Jorge Godoy de Jesus Zerbine

Co-Orientador: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2005

TF.05
Soc 115

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011150

FICHA CATALOGRÁFICA

Sá, Nilberto Machado de
Simulação de um *heat-pipe* / N. M. de Sá. -- São Paulo, 2005.
59 p.

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

1.Heat-pipe (Construção; Uso; Simulação) I.Universidade
de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.

À meus pais Nilberto e Marlene

À Luciana

Agradecimentos

Aos meus orientadores e incentivadores Prof. Dr. Euryale Jorge Godoy de Jesus Zerbine e Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta, pelas inúmeras conversas ao longo de todo o curso, que transcenderam em muito a engenharia, sendo fundamentais em minha formação acadêmica, além se serem inestimável exemplo de dedicação à ciência e à engenharia.

Ao Prof. Dr. Antonio Luiz de Campos Mariani, que como tutor durante o curso me orientou com sua imensa sabedoria e com humor.

Ao Prof. Dr. Flávio Augusto de Sanzolo Fiorelli, que como coordenador do curso de Engenharia Mecânica, dedicou muito do seu tempo à elaboração do meu plano de estudos, contribuindo, de forma decisiva, à conclusão do meu curso.

À amiga Nilzeni, da seção de alunos, por todos os seus conselhos, e pela paciência com que cuidou da minha sempre complicada matrícula.

RESUMO

O avanço da velocidade dos chips de computador acarretou o aumento da potência por eles dissipada. Atualmente, um chip P4 ou um AMD Athlon, com “*clock*” de mais de 1Ghz dissipam por volta de 100W, enquanto chips mais otimizados para computadores portáteis, como os *Intel-Centrino* ou *AMD-Sempron*, têm uma taxa de geração de calor da ordem de 20W. Considerando que essa potência é dissipada em apenas uma pequena pastilha, da ordem de 1cm^2 , iremos concluir que um chip de computador possui quase a mesma densidade de potência que um reator nuclear (dados: Intel). Atualmente, estamos muito próximos do limite para os atuais trocadores de calor baseados no modelo de aleta+ventilador, que se tornaram extremamente grandes e barulhentos. Nesse panorama diversos fabricantes trabalham, de um lado, para reduzir o calor gerado pelos chips e, de outro, para retirar calor de forma mais eficiente. Neste contexto, o Heat-Pipe aparece como solução para esse problema. Seu princípio de funcionamento, baseado na evaporação e condensação de um fluido de trabalho, faz do Heat-Pipe um equipamento de transferência de calor muito eficiente. O presente trabalho pretende modelar o funcionamento de um Heat-Pipe não controlado, em regime permanente, apresentando alguns detalhes de sua construção, suas características de funcionamento e alguns exemplos de utilização.

ABSTRACT

The advance of the speed of computer chips caused the increase of the amount of power dissipated by them. Currently, one chip P4 or an AMD Athon, with a "clock" of more than 1Ghz dissipates around 100W, while Chips optimized for portable computers, such as the Intel-Centrino or the AMD-Sempron have a level of generation of heat around 20W. Considering that this power is dissipated in only one small tablet of 1 square centimeter, we would conclude that one computer chip almost has the same power density of a nuclear reactor (source: Intel). Currently, we are very close to the limit of the existing heat exchangers in the fan solution model, that became extremely large and noisy. In these circumstances, multiple manufacturers work, on one hand, to reduce the heat generated by the Chips, and on the other hand, to remove heat in a more efficient way. In this context, the Heat-Pipe appears to be a solution for this problem. Its operating principle, based on the evaporation and condensation of a working fluid, makes of the Heat-Pipe a very efficient heat transfer device. The present work intends to shape the functionality of a non controlled Heat-Pipe, in permanent use, presenting some details of its construction, its characteristics of functionality, and some examples.

ÍNDICE

1	OBJETIVO	9
2	INTRODUÇÃO	9
3	FUNCIONAMENTO.....	12
4	TIPOS DE HEAT-PIPE.....	14
5	CONSIDERAÇÕES DE DESEMPENHO.....	16
5.1	DIMENSÕES E TABELAS DE DESEMPENHO.....	16
6	LIMITES DE FUNCIONAMENTO	17
6.1	O Fluido de trabalho	17
6.2	A mecha (wick).....	18
6.3	Limite por Capilaridade.....	19
6.3.1	Tensão superficial	20
6.3.2	Balanco de pressão da capilaridade	21
6.3.3	Quedas de pressão em um Heat-Pipe	22
6.3.4	Máxima pressão de capilaridade.....	23
6.3.5	Perda de pressão no vapor	24
6.3.6	Queda de pressão do líquido:	25
6.4	Limite de ebulição.....	26
6.5	Limite por arrastamento	27
6.6	Limite sônico	28
6.6.1	Modelo bidimensional.	30
6.6.2	Modelo Unidimensional.	31
6.7	Limite viscoso.....	32
6.8	Resistência térmica	33
7	SELEÇÃO DE MATERIAIS.....	34
7.1	Fluido de trabalho.....	34
7.2	Mecha	37
7.3	Compatibilidade química.....	38
8	MODELAMENTO	40
8.1	Regime Permanente	41
8.2	Exemplo de Modelagem Analítica.....	43
8.3	Modelagem Numérica	46
9	CONCLUSÃO	51
10	CÓDIGO FONTE	53
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
11.1	Internet.....	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.1 - Exemplo de Termossifão	9
Fig.2 - Esquema operacional de um Heat-Pipe em corte com aletas no condensador em operação.	10
Fig.3 - Linhas de circuitos extremamente pequenas e adensadas e milhões de transistores fazem com que os processadores atuais possuam a mesma densidade de potência de um reator nuclear (Fonte: Intel)	12
Fig.4 - Heat-Pipes flexíveis	13
Fig.5 - Tubo de um Heat-Pipe em corte (Los Alamos National Laboratory, 2003)	14
Fig.6 - Exemplos de Heat-Pipes	15
Fig.7 - Exemplos de mecha - wick	19
Fig.8 - Forças moleculares e tensão superficial	20
Fig.9 - Variação da pressão e posição relativa entre o ponto úmido e o ponto seco	21
Fig.10 - Queda de pressão	22
Fig.11 - Diferença de curvatura do menisco no Evaporador e no Condensador.	23
Fig.12 - Raio de curvatura na interface líquido-vapor (DUNN P.D. , Reay H.A. 1978)	23
Fig. 13 - Vazão mássica em função do comprimento.....	28
Fig. 14 - Temperatura como função da posição axial	29
Fig. 15 - Recuperação de Pressão.....	30
Fig.16 - Resistência Térmica de um Heat-Pipe (Peterson, 1994).....	33
Fig. 17 - Temperatura de Fusão, ebulição e ponto crítico de algumas substâncias - (1R=0.5556K)	34
Fig. 18 - Fator de Transporte de Líquidos - (1 Btu/hr-ft ² = 3.153 W/m ² ; 1R=0.5556K).....	36
Fig. 19 - Condutância de algumas substâncias. (1 Btu/hr-ft ² = 3.153 W/m ² ; 1R=0.5556K).....	36
Fig. 20 - Compatibilidade entre materiais	38
Fig. 21 - condutibilidade x mód. De resistência à tração em função da temp. ..	39
Fig. 22 - Densidade/mód. Resistência à tração, em função da temperatura.	40
Fig. 23 - Procedimento de Projeto	41
Fig.24 - Curva de Operação.....	42
Fig.25 - Exemplo Modelagem.....	43

ÍNDICE DE TABELAS

Tab.1– Dimensões típicas de um Heat-Pipe	16
Tab.2- Calor dissipado em função do Diâmetro	17
Tab.3- Fluidos de Trabalho - Faixas de Utilização	18
Tab.4 – Raio de capilaridade efetivo	19
Tab.5 – Permeabilidade da Mecha	20
Tab.6 - Aproximações de Re_v , f_v , e C	25
Tab.7 - Valores Comparativos das Resistências p/ Heat-Pipes	33
Tab.8 - Condutividade Térmica para Mechas saturadas	34
Tab. 9 - Ma e Re em função da variação da temp. adiabática.....	47
Tab.10 - Ma e Re em função da inclinação do angulo de tilt, evaporador acima do condensador.....	47
Tab.11 - Variação da pressão de Capilaridade e do coeficiente de permeabilidade em função do número da mecha.	49

ÍNDICE DE EQUAÇÕES

Eq.1 – Limite de Capilaridade	22
Eq.2 – Queda de pressão por capilaridade.....	23
Eq.3 – Δp - Evaporador.....	24
Eq.4 - Δp - Condensador.....	24
Eq.5 – Capilaridade Máxima	24
Eq.6 – Expressão da queda de pressão (Chi, 1976)	25
Eq.7 – Velocidade em r	25
Eq.8 – Comprimento Efetivo	26
Eq.9 – Vazão Mássica	26
Eq.10 – Fluxo de Calor – Limite de Fervura	27
Eq.11 - Limite por Arrastamento	27
Eq. 12 - Razão de pressão e temperatura.....	31
Eq. 13 - Fluxo de calor.....	32
Eq. 14 - Limite Sônico	32
Eq.15 - Limite Viscoso	32
Eq.16 - Resistência da Parede - Lei de Fourier	33
Eq.17 - Resistência térmica Equivalente p/ liquido+mecha	34
Eq. 18 - Calor Máximo	35

1 OBJETIVO

No presente trabalho, vamos revisar os principais processos termofísicos envolvidos no funcionamento dos Heat-Pipes, além de desenvolver um software para a simulação de um Heat-Pipe segundo diversas condições de contorno em função das suas dimensões e materiais. Apresentamos ainda alguns detalhes de sua construção, suas características de funcionamento, e exemplos de utilização de Heat-Pipes

2 INTRODUÇÃO

As primeiras formulações sobre Heat-Pipes datam de 1800 (King, 1931; Perkins and Buck). Estas patentes se referiam ao que à época era chamado de Tubo de Perkins, que hoje é conhecido com Termossifão.

Os termossifões podem funcionar com, ou sem, mudança de fase, já os Heat-Pipes necessariamente trabalham com mudança de fase.

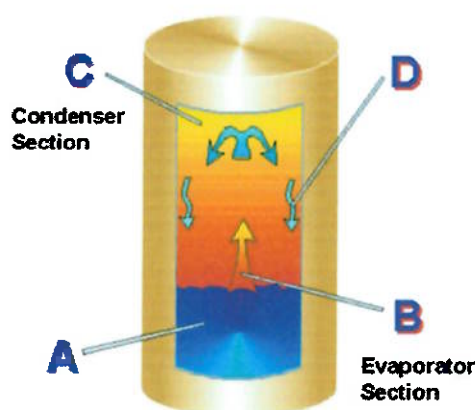


Fig.1 - Exemplo de Termossifão

A diferença básica entre estes dispositivos, é que o primeiro não necessita da gravidade para funcionar, já os termossifões não podem operar em situações de ausência ou contra a gravidade. Para isso, um Heat-Pipe conta sempre com um material poroso, interno ao tubo, como uma mecha. Na literatura em língua inglesa, essa estrutura é chamada de “wick”, e é essencial para o funcionamento do Heat-

Pipe. O tubo do dispositivo – container -, além da mecha, armazena o fluido de trabalho, sempre em quantidade para apenas saturar completamente a mecha.

O funcionamento se dá sempre em ciclo fechado. Este fluido estará saturado, sempre que a temperatura de operação estiver entre a temperatura de ponto triplo e a temperatura crítica

O Heat-Pipe é um dispositivo capaz de transferir calor de forma eficiente quando comparado com bons condutores de calor, como os metais. Isto ocorre por se utilizar da entalpia de vaporização ($\dot{q} = \dot{m}h_{lv}$) de um fluido de trabalho. Possui três regiões distintas: um evaporador – ou região onde calor é transferido para o Heat-Pipe, um condensador – onde o calor é rejeitado, e uma região quase adiabática, ou isotérmica.

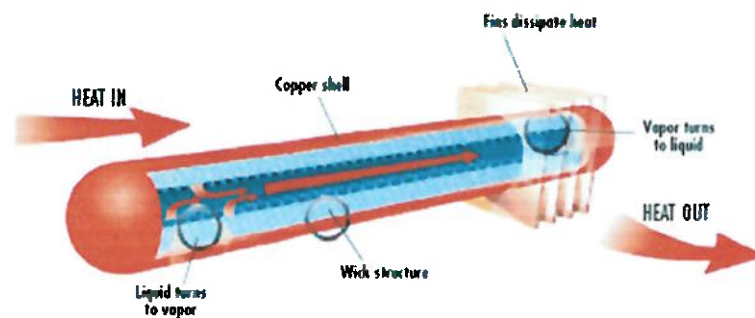


Fig.2 - Esquema operacional de um Heat-Pipe em corte com aletas no condensador em operação.

Existem diversas vantagens na utilização dos Heat-Pipes:

- São dispositivos compactos, que operam segundo um ciclo fechado de mudança de fase. Isso acarreta uma capacidade de transferir calor muitas vezes maior do que os melhores condutores sólidos conhecidos. Tal característica decorre da pequena resistência térmica,
- Um aumento no fluxo de calor da fonte quente acarreta, quase que instantaneamente, um aumento na velocidade de evaporação, sem acarretar aumento significativo na temperatura de funcionamento, pois a velocidade de evaporação é automaticamente ajustada a fim de manter a temperatura da fonte quente relativamente constante,
- O condensador e o evaporador são independentes, tendo em comum apenas o fluido de trabalho, podendo-se variar entre eles a forma e o tamanho. Assim,

podemos ter uma pequena área onde o calor é introduzido no sistema, e uma grande área onde o calor é rejeitado, impedindo que a quantidade de fluido evaporado não exceda a quantidade de líquido condensado. Essa possibilidade é muito importante quando se trabalha com circuitos eletrônicos, onde normalmente se tem áreas da ordem de 1cm^2 dissipando até 100W de calor,

- O tempo de resposta muito baixo, pois trabalham com o Calor latente e com baixas quantidades de fluido, além de, diferentemente do que ocorre com metais, o tempo que o Heat-Pipe leva para atingir o regime não é diretamente proporcional ao comprimento,
- Baixa resistência térmica. Uma vez que os Heat-Pipe utilizam o calor latente de vaporização do fluido de trabalho, e não o calor sensível, como outros dispositivos, a diferença de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria pode ser muito pequena,

Ex:

Usando a Lei de Fourier para determinar o gradiente de temperatura necessário para remover 20W de uma fonte.

$$q_x := -20\text{W}$$

$$r := \frac{1.27}{2}\text{cm}$$

$$L := 0.5\text{m} \quad A := \pi \cdot r^2 \quad A = 1.267 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

Para o Alumínio:

$$k := 240 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \Delta t := \frac{(-q_x \cdot L)}{k \cdot A} \quad \Delta t = 328.921\text{K}$$

Para o Cobre:

$$k := 393 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \Delta t := \frac{(-q_x \cdot L)}{k \cdot A} \quad \Delta t = 200.868\text{K}$$

Nas mesmas condições, um Heat-Pipe poderia transferir a mesma quantidade de calor com $\Delta t = 6\text{K}$!

- Ausência de partes móveis, o que possibilita uma alta confiabilidade, além de baixa manutenção,

- Equipamento silencioso, não sendo necessário grandes velocidades de ar para retirar calor, em face das grandes áreas possíveis do condensador,
- Baixo consumo de energia, o que é essencial para equipamentos portáteis,

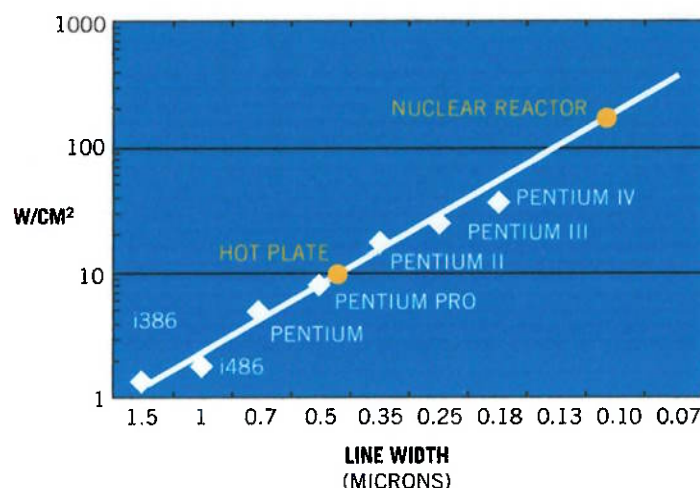


Fig.3 – Linhas de circuitos extremamente pequenas e adensadas e milhões de transistores fazem com que os processadores atuais possuam a mesma densidade de potência de um reator nuclear (Fonte: Intel)

3 FUNCIONAMENTO

Um Heat-Pipe consiste de três componentes básicos: O **tubo**, que pode ser de vidro, cerâmica, ou metal, a **mecha** – “wick” – composta de fibra de vidro, material sinterizado, ou até mesmo pequenas ranhuras ou entalhes internos ao tubo e, finalmente, o **fluido de trabalho** que pode variar, dependendo das temperaturas de operação, sendo utilizados Hélio e Nitrogênio para temperaturas mais baixas (criogênicas). Heat-Pipes que trabalham a altas temperaturas utilizam lítio, potássio ou mesmo sódio. A escolha do fluido de trabalho é crítica para um bom funcionamento do Heat-Pipe.

Ao se adicionar calor ao evaporador, o equilíbrio inicial do Heat-Pipe é quebrado, e o fluido de trabalho evapora. A pressão do vapor é maior do que a do líquido, e assim o vapor escoar para a outra extremidade do Heat-Pipe. O vapor então se condensa, cedendo entalpia de vaporização. A pressão de menisco criada na mecha faz o líquido escoar de volta ao evaporador por capilaridade. O ciclo se repete, e o calor da fonte quente é continuamente transportado para o condensador utilizando o calor

latente de vaporização do fluido de trabalho. Fica assim caracterizada a relação biunívoca de transferência de calor, aliado à transferência de massa.

É exatamente em função do fenômeno da capilaridade, que os Heat-Pipes funcionam independentemente da gravidade. Devido a isso, um Heat-Pipe possui uma condutividade térmica equivalente muito maior do que qualquer metal.

A quantidade de fluido é suficiente apenas para saturar a mecha, em equilíbrio com o vapor. A pressão de operação é a pressão de saturação do fluido de trabalho. Podemos dividir o Heat-Pipe em três partes, o evaporador (onde calor é fornecido), uma região adiabática, e uma região onde o calor é rejeitado (condensador).

Dependendo da aplicação, aletas podem ser adicionadas ao evaporador e ao condensador para aumentar a eficiência de troca de calor entre o meio e o Heat-Pipe.

A compatibilidade dos materiais tem que ser cuidadosamente estudada a fim de impedir a degradação prematura do equipamento. A estrutura da mecha precisa resistir às elevadas pressões associadas, com a temperatura de saturação, tanto no funcionamento, quanto no armazenamento do Heat-Pipe. Outro requisito, é a alta condutividade térmica, tanto do tubo, quanto da mecha - pois além da função de bombear, por capilaridade, o fluido de trabalho para o evaporador, a mecha tem ainda a função de transmitir calor, por condução, para o fluido -. O tubo deve ainda ser maleável o suficiente a fim de poder ser conformado de acordo com as restrições de montagem que a instalação determinar.

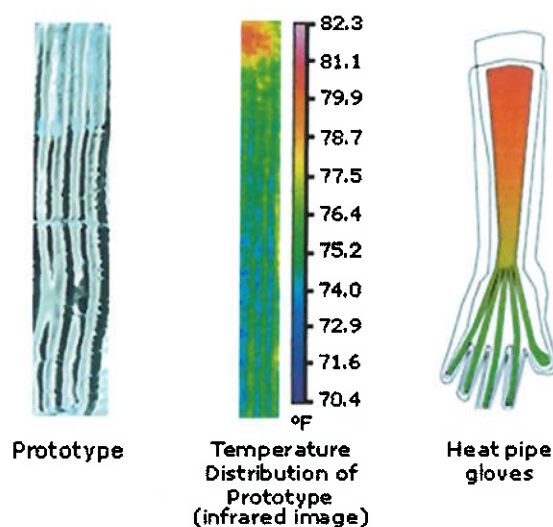


Fig.4 – Heat-Pipes flexíveis

Na Fig.5, temos um exemplo de um Heat-Pipe.

A parte superior aqui aparece como a região onde o calor é transferido (evaporador), e a inferior é a região onde o calor é rejeitado (condensador).

Como se percebe, uma das grandes vantagens do Heat-Pipe é sua capacidade de transferir calor eficientemente, sem a interferência da gravidade. Diferentemente do que ocorre com os termossifões, cujo funcionamento necessita diretamente da gravidade.

Este fato, aliado à grande eficiência em transferir calor, faz do Heat-Pipe uma excelente alternativa para sistemas que necessitam de uma grande taxa de remoção de calor, mas que apresentam restrições de construção ou espaço, notebooks, ou que precisam operar contra, ou mesmo na ausência, de gravidade, como os satélites.

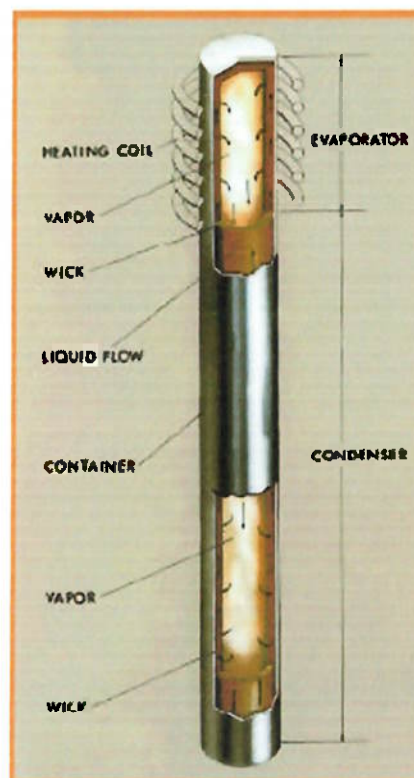


Fig.5 - Tubo de um Heat-Pipe em corte (Los Alamos National Laboratory, 2003)

4 TIPOS DE HEAT-PIPE

- **De mecha Sinterizada (Sintered Structure):** São os melhores para aplicações que trabalham contra a gravidade, pois possuem altas forças de capilaridade, além de baixos gradientes de temperatura;
- **Sulcados (Grooved):** São Heat-Pipe de baixa potência, que trabalham melhor na horizontal ou quando trabalham com a gravidade a seu favor. Os sulcos criam uma pequena força de capilaridade. Sua eficiência pode ser aumentada com o uso concomitante de telas;
- **Mechas do tipo tela (Screen Mesh):** A capacidade do Heat-Pipe varia com a quantidade de telas utilizadas no mesmo Heat-Pipe;

- **Flexíveis (Bent Flexible):** Possuem diversas aplicações, desde luvas para baixas temperaturas, até para a utilização em sistemas que apresentam vibrações;
- **Multi tubo (Multi-Tube):** Normalmente utilizados em aplicações militares, onde se tem uma larga faixa de temperatura. Uma parte dos Heat-Pipes é feito com um par (tubo/fluido de trabalho) que trabalha com uma faixa de temperatura, e a outra de outro par, permitindo que o conjunto atue numa faixa de temperatura maior;
- **Micro Heat-Pipes (Micro-heatpipe heatsinks):** Muito utilizados em notebooks, em substituição aos grandes ventiladores, pela sua maior eficiência, confiabilidade, baixo consumo de energia e por não causar interferência eletromagnética. Como podemos ter grandes evaporadores, com grande área de troca, podemos ter ventiladores menores, com menores velocidades, com menos ruído e consumo de energia.

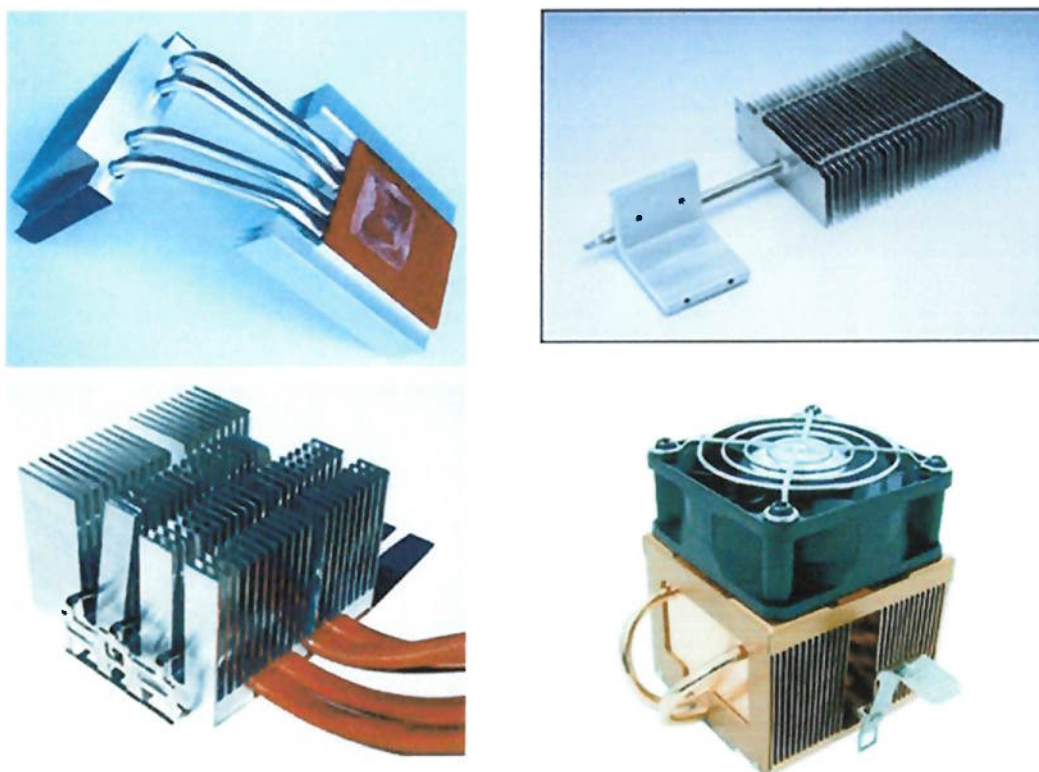


Fig.6 – Exemplos de Heat-Pipes

5 CONSIDERAÇÕES DE DESEMPENHO

O desempenho dos Heat-Pipes é função da forma do tubo, do fluido de trabalho, e da estrutura da mecha. O fenômeno que promove o escoamento no Heat-Pipe é a diferença de pressão provocada pela capilaridade entre a interface líquido-vapor no evaporador e no condensador. Quando essa pressão capilar não é suficiente para promover o escoamento do fluido do condensador para o evaporador, dizemos que o Heat-Pipe atingiu o limite de capilaridade e, conseqüentemente, a mecha nas proximidades do evaporador ficará seca.

Durante o funcionamento em regime permanente do Heat-Pipe, muitos outros fenômenos podem limitar o fluxo de calor: o escoamento viscoso do fluido, o escoamento sônico do vapor e a evaporação do fluido, etc.

O escoamento sônico pode bloquear, limitando a passagem do vapor para o condensador.

Ocorre ainda uma limitação no fluxo do escoamento, por ocasião do encontro do fluxo do vapor com o escoamento do líquido, em sentido contrário, na interface da mecha.

Todas essas limitações são axiais, mas o fenômeno da evaporação provoca ainda uma limitação radial. No evaporador, as bolhas formadas dificultam o retorno do fluido pela mecha, podendo chegar a secar o evaporador.

Entretanto, para temperaturas moderadas, o gargalo do funcionamento é o limite de capilaridade. Para baixas temperaturas, a viscosidade e a capilaridade atuam como limitadores, enquanto que em altas temperaturas a limitação se dá pelo escoamento sônico.

5.1 DIMENSÕES E TABELAS DE DESEMPENHO

Heat-Pipes podem ser fabricados em vários diâmetros, desde 4mm para aplicações com restrições de tamanho, até 16mm para máximo desempenho.

Diâmetro (mm)	4	5	6	6.35	8	9.6	16
Comprimento (mm)	70 até 350					120 até 320	120 até 410

Tab.1- Dimensões típicas de um Heat-Pipe

		Diâmetro			
		4 mm	5 mm	6 mm	8 mm
Espessura	t = 2.0 mm	16 w	20 w	24 w	36 w
	t = 2.5 mm	19 w	23 w	35 w	51 w
	t = 3.0 mm	19 w	28 w	45 w	67 w

Tab.2- Calor dissipado em função do Diâmetro

6 LIMITES DE FUNCIONAMENTO

Existem diversos limites operacionais, em cada componente do Heat-Pipe, que determinam sua eficiência global.

6.1 O Fluido de trabalho

O funcionamento do Heat-Pipe é baseado na vaporização e condensação do fluido de trabalho. Conseqüentemente, sua seleção, é fundamental para o bom funcionamento do Heat-Pipe.

O principal parâmetro a ser estudado é a faixa de temperaturas em que o equipamento vai trabalhar. A maioria das aplicações de Heat-Pipe envolvem o controle térmico de componentes eletrônicos, que requerem o uso de um fluido de trabalho que opere com temperatura de evaporação entre 250 e 375K. Entretanto, temos Heat-Pipes que operam em temperaturas criogênicas, entre 5 e 100K, além dos Heat-Pipes de metal líquido, operando a temperaturas entre 750 e 5.000K

Além dessas considerações, é fundamental avaliar a compatibilidade do fluido de trabalho com a mecha, não só no tocante à compatibilidade química, mas também com a capacidade do fluido de escoar pela mecha de forma eficiente. Temos ainda que considerar a pressão de saturação do fluido de trabalho. Como regra geral, um Heat-Pipe pode operar desde pressões de saturação de 0,1 atm até 20 atm (Faghri,1994). Abaixo de 0,1 atm a pressão do vapor pode se aproximar do limite de capilaridade e, acima de 20 atm, a espessura do tubo necessária para suportar a pressão apresentará uma resistência térmica que prejudicará o funcionamento eficiente do Heat-Pipe. Os principais requisitos para o fluido de trabalho são:

- Compatibilidade com o material do tubo e da mecha,

- Alta condutividade térmica,
- Alta tensão superficial (p/ aumentar a pressão de capilaridade)
- Baixa viscosidade (p/ diminuir as perdas no escoamento pela mecha)

Tipo de Fluido	Ponto de Fusão ($^{\circ}\text{C}$)	Ponto de Ebulição (1 Atm - $^{\circ}\text{C}$)	Faixa de Utilização ($^{\circ}\text{C}$)
Hélio	-271	-261	-271 até -269
Nitrogênio	-210	-196	-203 até -160
Amônia	-78	-33	-60 até 100
Acetona	-95	57	0 até 120
Metanol	-98	64	10 até 130
Flutec PP2	-50	76	10 até 160
Etanol	-112	78	0 até 130
Água	0	100	30 até 200
Tolueno	-95	110	50 até 200
Mercúrio	-39	361	250 até 650
Sódio	98	892	600 até 1200
Lítio	179	1340	1000 até 1800
Prata	960	2212	1800 até 2300

Tab.3- Fluidos de Trabalho - Faixas de Utilização

6.2 A mecha (wick)

Uma parte crítica no desempenho do Heat-Pipe é a mecha. Ela é responsável pelo bombeamento do fluido de trabalho da região de condensação para o vaporizador. Existe uma infinidade de mechas, cada uma com vantagens e desvantagens, visando uma aplicação específica.

O compromisso de desempenho se dá em função do tamanho dos poros. Se, por um lado, uma mecha com alta porosidade irá oferecer menos resistência ao escoamento do fluido, por outro, precisamos também de uma alta pressão de capilaridade e, para isso, precisamos de poros menores.

Para solucionar essa dicotomia, foram desenvolvidas mechas não homogêneas, compostas de vários materiais. Mechas modernas possuem poros direcionais, e portanto, possuem duas permeabilidades diferentes. No sentido axial, temos poros maiores, a fim de permitir o fácil escoamento, já radialmente, temos poros menores, a fim de aumentar a pressão por capilaridade.

A mecha possibilita a pressão devido à capilaridade, ajuda a espalhar o líquido na seção de evaporador do Heat-Pipe e torna possível que o fluido de trabalho retorne ao evaporador mesmo na ausência de gravidade. Existem várias estruturas possíveis para a mecha, como mostrado na Fig.7.

Para caracterizar uma mecha do tipo tela (wrapped screen) utiliza-se o número de mecha que é definido como o número de fios por polegada linear, contado do centro de um fio até um ponto exatamente a uma polegada de distância. Quanto maior o número, mais fina é a mecha.

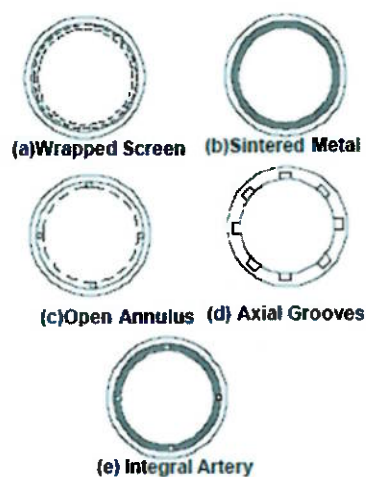


Fig.7 – Exemplos de mecha – wick

Structure	r_c	Data
Circular cylinder (artery or tunnel wick)	r	r = radius of liquid flow passage
Rectangular groove	ω	ω = groove width
Triangular groove	$\omega / \cos \beta$	ω = groove width β = half-included angle
Parallel wires	ω	ω = wire spacing
Wire screens	$(\omega + d_w) / 2 = 1 / 2N$	d = wire diameter N = screen mesh number
Packed spheres	$0.41r_s$	ω = wire spacing r_s = sphere radius

Source: Chi, 1976.

Tab.4 – Raio de capilaridade efetivo

6.3 Limite por Capilaridade

O limite de capilaridade ou hidrodinâmico ocorre quando não há circulação suficiente para repor o líquido na seção do evaporador. Ele ocorre em função dos fenômenos que governam a capilaridade.

CAPILLARY LIMITATION IN HEAT PIPES AND THERMOSYPHONS

TABLE 3.2 Wick Permeability for Several Wick Structures

Structure	K	Data
Circular cylinder (artery or tunnel wick)	$r^2 / 8$	r = radius of liquid flow passage
Open rectangular grooves	$2\epsilon(r_{h,i})^2 / (f_i Re_i)$	ϵ = wick porosity ω = groove width s = groove pitch δ = groove depth $(r_{h,i}) = 2\omega\delta / (\omega + 2\delta)$ $(r_{h,i}) = r_1 - r_2$
Circular annular wick	$2(r_{h,i})^2 / (f_i Re_i)$	
Wrapped screen wick	$\frac{d_w^2 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2}$	d_w = wire diameter $\epsilon = 1 - (1.05 \pi N d_w / 4)$ N = mesh number
Packed sphere	$\frac{r_s^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$	r_s = sphere radius ϵ = porosity dependent on packing mode)

Source: Chi, 1976.

Tab.5 – Permeabilidade da Mecha

6.3.1 Tensão superficial

Coesão: Pode-se ver na Fig.8 que as forças de coesão entre moléculas dentro de um líquido são divididas entre todas as moléculas vizinhas. No entanto, na superfície não há moléculas vizinhas na região de cima o que causa um aumento da força de atração nas outras moléculas. Surge uma espécie de filme na superfície, o que dificulta o deslocamento de objetos no líquido através da superfície. Esse efeito da coesão é chamado de tensão superficial.

Adesão: Forças de atração entre moléculas diferentes são chamadas de adesão. É o que causa o menisco em um tubo de vidro, por exemplo. Como a força de adesão entre água e vidro é maior que a força de coesão da água o menisco é voltado para cima.

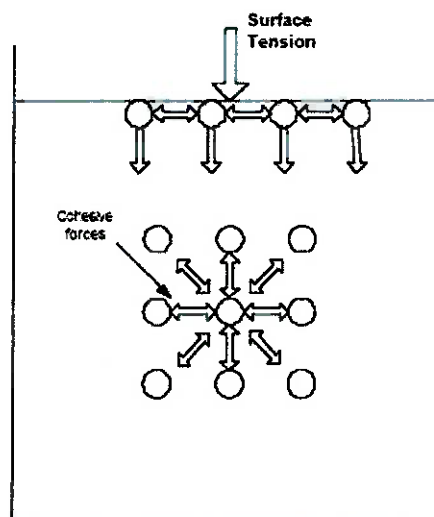


Fig.8 - Forças moleculares e tensão superficial

A capilaridade é então a soma destes efeitos. A adesão faz com que o líquido em contato com a parede se desloque e a coesão faz com que esse movimento seja acompanhado pela superfície inteira do líquido.

6.3.2 Balanço de pressão da capilaridade

Precisamos definir dois pontos muito importantes para o modelamento do Heat-Pipe:

- *Ponto seco*: Ponto no qual o menisco tem o menor raio de curvatura. Normalmente ocorre no evaporador, no ponto mais distante do condensador.
- *Ponto úmido*: Ponto de maior raio de curvatura do menisco, ou seja, as pressões de líquido e vapor são praticamente as mesmas neste ponto. Ocorre normalmente na região do condensador mais distante do evaporador.

As posições relativas destes pontos são mostradas na Fig.9, que é uma representação simplificada da variação de pressão em um Heat-Pipe.

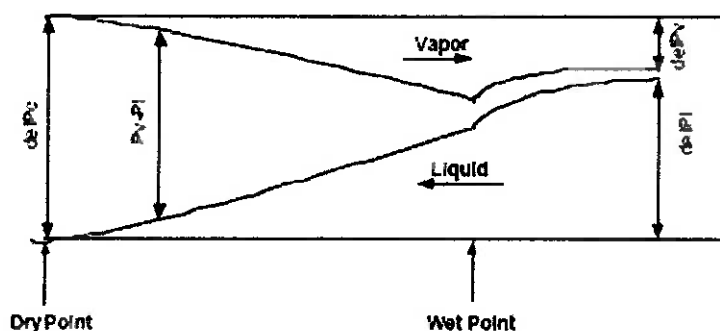


Fig.9 – Variação da pressão e posição relativa entre o ponto úmido e o ponto seco

A diferença de pressão entre os pontos seco e úmido tem que ser maior que a soma das perdas de pressão ao longo do Heat-Pipe, que ocorrem tanto na fase vapor quanto líquido, para que ocorra a circulação. Esse é o limite da capilaridade.

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{eff}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{eff}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{ph,e} + \Delta P_+ + \Delta P_{||}$$

Eq.1 – Limite de Capilaridade

Onde:

$(\Delta P_c)_m$ = Máxima diferença de pressão gerada na mecha entre os pontos úmido e seco

$\frac{\partial P_v}{\partial x}$ = soma das perdas de inércia e viscosas no vapor

$\frac{\partial P_l}{\partial x}$ = soma das perdas de inércia e viscosas no líquido

$\Delta P_{ph,e}$ = gradiente de pressão na mudança de fase no evaporador

ΔP_+ = queda de pressão hidrostática normal

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

L_{eff} = comprimento efetivo do Heat-Pipe = $[(L_e + L_c)/2] + L_{adiabático}$

6.3.3 Quedas de pressão em um Heat-Pipe

Uma representação simplificada das perdas de pressão para as fases líquidas e vapor são mostrada na figura.

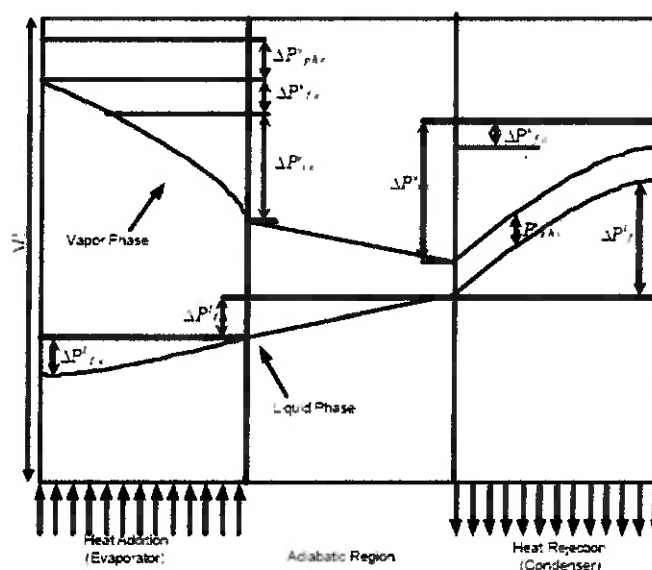


Fig.10 – Queda de pressão

Os fatores indicados na Fig.10 que contribuem para a queda de pressão no evaporador são a transição líquido-vapor $\Delta P_{ph,e}$, a perda por atrito $\Delta P_{f,e}$ e a perda por inércia $\Delta P_{i,e}$. Os mesmos fenômenos ocorrem no condensador, mas a perda por inércia $\Delta P_{i,c}$ é na verdade negativa, ou seja, é um ganho de pressão. Na região adiabática há a perda de pressão por atrito $\Delta P_{f,a}$. Portanto, a pressão pela capilaridade deve vencer todas estas perdas para que haja escoamento. Existem modelos matemáticos para cada uma destas perdas.

6.3.4 Máxima pressão de capilaridade

Quando calor é adicionado ao evaporador, o fluido de trabalho “penetra” na mecha, fazendo com que a curvatura do menisco seja grande, em contrapartida, a curvatura do menisco no condensador é quase plana. Este fenômeno é mostrado na Fig.11.

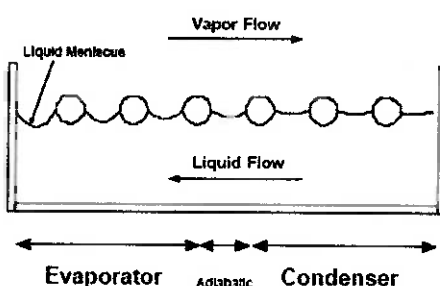


Fig.11 – Diferença de curvatura do menisco no Evaporador e no Condensador

A queda de pressão sobre a curva do líquido é dada por:

$$(\Delta P) = \frac{2\sigma}{r}$$

Eq.2 – Queda de pressão por capilaridade

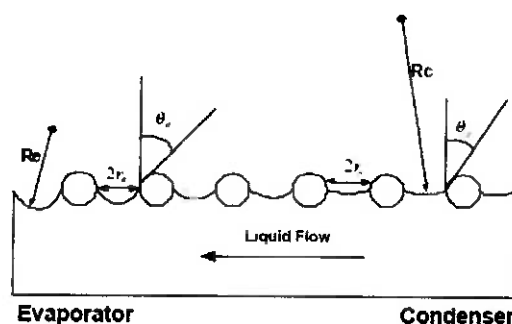


Fig.12 – Raio de curvatura na interface líquido-vapor (DUNN P.D. , Reay H.A. 1978)

Podemos escrever:

$$R \cos \theta = r,$$

Onde r é o raio efetivo do poro da mecha, e θ é ângulo de contato.

Assim sendo,

$$\Delta P_e = 2\sigma_l \frac{\cos \theta_e}{r_e}, \quad \text{, para o evaporador.}$$

Eq.3 - Δp - Evaporador

$$\Delta P_{con} = 2\sigma_l \frac{\cos \theta_c}{r_c}, \quad \text{, para o condensador.}$$

Eq.4 - Δp - Condensador

O Valor máximo da capilaridade é dado para $\cos \theta_e = 1$ e $\cos \theta_c = 0$

Ou seja:

$$(\Delta P_c)_{\max} = \frac{2\sigma_l}{r_c}$$

Eq.5 - Capilaridade Máxima

6.3.5 Perda de pressão no vapor

Um equacionamento unidimensional foi apresentado por Chisholm (1971) e Chi (1976). Esta expressão é derivada da conservação do momento.

A queda de pressão líquida é determinada pela integral do gradiente de pressão por sobre o comprimento do escoamento.

A queda de pressão na interface é importante apenas na análise de pequenos Heat-Pipes

A queda de pressão hidrostática é zero, nos casos onde o Heat-Pipe é vertical, enquanto que o gradiente hidrostático de pressão axial é negativo quando o condensador é colocado acima do evaporador.

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

Eq.6 – Expressão da queda de pressão (Chl, 1976)

Onde:

$r_{h,v}$ é o raio hidráulico do vapor

C, constante que depende do número Mach

Em regime permanente, a vazão de líquido tem que ser igual à vazão de vapor. O escoamento do líquido é sempre laminar, mas o vapor pode ter um escoamento laminar ou turbulento. Assim, se faz necessário determinar se o fluido deve ser tratado como compressível ou incompressível. Dentro disso, os valores de $(f_v Re_v)$ e (C) são determinados de acordo com as correlações utilizadas por (Peterson, 1994) que veremos a seguir:

$$Re_v < 2300 \text{ e } Ma_v < 0,2$$

$$(f_v Re_v) = 16 \text{ e } C = 1,0$$

$$Re_v < 2300 \text{ e } Ma_v > 0,2$$

$$(f_v Re_v) = 16 \text{ e } C = \sqrt{1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) Ma_v^2}$$

$$Re_v > 2300 \text{ e } Ma_v < 0,2$$

$$(f_v Re_v) = 0,038 \left(\frac{2(r_{h,v})q}{A_v \mu_v \lambda} \right)^{3/4} \text{ e } C = 1,0$$

Tab. 6 - Aproximações de Re_v , f_v , e C

6.3.6 Queda de pressão do líquido:

Admitindo que o escoamento de líquido está no regime laminar, para um fluido incompressível, com viscosidade constante em um duto de seção circular a velocidade é dada por:

$$V_r = \frac{a^2}{4\pi} \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right] \left(\frac{P_2 - P_1}{l} \right)$$

Eq.7 – Velocidade em r

Onde,

V_r = velocidade no raio r

$P_2 - P_1$ = diferença de pressão

a = raio da seção transversal

μ = viscosidade do fluido

l = comprimento do tubo

Como a vazão de massa varia com o comprimento do evaporador e do condensador devemos introduzir a definição de comprimento efetivo:

$$l_{eff} = l_a + \frac{l_e + l_c}{2}$$

Eq.8 – Comprimento Efetivo

A vazão mássica fica:

$$\dot{m} = \frac{2\pi(r_w^2 - r_v^2)\epsilon r_c \rho_l^2}{8\mu_l} \frac{\Delta P_l}{l_{eff}}$$

Eq.9 – Vazão Mássica

Onde,

ϵ = fração da seção transversal disponível para o fluido

r_w = raio da mecha

r_v = raio do espaço ocupado por vapor dentro do Heat-Pipe

A porosidade da mecha, ϵ , é um dos fatores responsáveis por sua permeabilidade, K , definida como a propriedade da mecha em transportar o líquido sob um gradiente de pressão aplicado. Isso reduz a pressão de capilaridade máxima, mas ao mesmo tempo facilita o retorno do líquido ao evaporador. K , é uma função do número de mecha e o número de camadas disponíveis para transporte de fluido.

6.4 Limite de ebulição

Se o fluxo de calor no evaporador for grande o suficiente para que haja a fervura do líquido, as bolhas de vapor impedirão que o líquido molhe as paredes do Heat-Pipe, formando pontos quentes. No limite, há a evaporação de todo o líquido.

Esse limite depende de dois fatores:

- A formação das bolhas de vapor – determinada pelo número e tamanho de pontos de nucleação na superfície sólida e,

- A diferença de temperatura entre a parede e o fluido - e o crescimento e colapso das bolhas.

Uma expressão que determina o fluxo de calor para o qual haverá o crescimento das bolhas é:

$$q_{boling} = \left(\frac{2\pi l_e k_{eff} T_v}{\pi \rho_v \ln(r_i/r_v)} \right) \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right)$$

Eq.10 – Fluxo de Calor – Limite de Fervura

Onde,

l_e = comprimento do evaporador

k_{eff} = condutividade térmica efetiva

T_v = temperatura do vapor

λ = calor latente de vaporização

r_i, r_v = raio interno e raio da área ocupada por vapor respectivamente

r_n = raio do ponto de nucleação

σ = tensão superficial

ΔP_{cm} = Pressão por capilaridade Máxima

6.5 Limite por arrastamento

Como vapor e líquido movem-se em sentidos opostos, pode ocorrer de gotas de líquido serem arrancadas pelo fluxo de vapor, impedindo assim sua volta ao evaporador. A taxa de transferência de calor com a qual isso ocorre é chamada de limite por arrastamento. Uma expressão para determinar este limite, que usa o número de Weber como critério é:

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

Eq.11 - Limite por Arrastamento

Onde,

$r_{h,w}$ = raio hidráulico da mecha

6.6 Limite sônico

Tem-se aqui um problema análogo ao de um bocal convergente-divergente com fluxo de massa constante, mas neste caso é um fluxo de vapor com adição de massa de um lado (evaporador) e retirada de massa do outro (condensador). A saída do evaporador é equivalente à garganta do bocal e a velocidade neste ponto não pode ultrapassar a velocidade do som – condição de escoamento bloqueado - na qual mesmo uma diminuição na temperatura do condensador não aumenta o fluxo de vapor. Uma vez atingido esse limite, por mais que se abaixe a temperatura do condensador, não se aumenta a taxa de retirada de calor do evaporador, ou seja, não se aumenta a taxa de retirada de calor da fonte quente.

A Fig. 13 mostra a vazão mássica em função do comprimento do Heat-Pipe, com a correspondente distribuição de pressão, também em função da distância axial, para cinco condições de temperatura. Nas curvas 1, 2 e 3 vemos que, com o aumento da temperatura, aumenta também o escoamento de vapor, com a conseqüente redução na pressão do condensador. Eventualmente, entretanto, o escoamento do vapor atinge a velocidade do som no final da região do evaporador, como mostrado no ponto S na curva (3). Como conseqüência, mesmo com a redução na pressão do condensador, não aumenta a taxa evaporação.

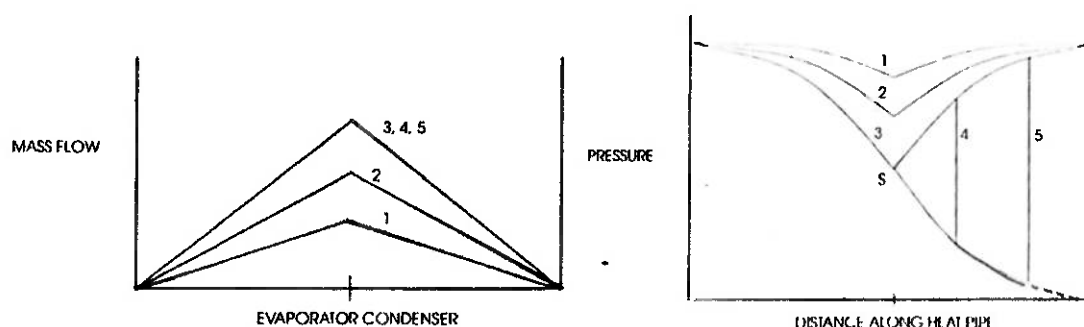


Fig. 13 - Vazão mássica em função do comprimento

Uma vez estabelecido o regime permanente, sônico e bloqueado, uma onda de choque no final do condensador pode ser formada, como mostrado na curva (5). Esta onda de choque pode, progressivamente, se movimentar contra o escoamento, enquanto perde intensidade, chegando a desaparecer, eventualmente, na saída do evaporador. Nesse ponto, o regime subsônico é restabelecido.

A Fig. 14 relaciona a temperatura do vapor com a posição axial no Heat-Pipe. Na curva (A) vemos uma distribuição típica de temperaturas num Heat-Pipe com escoamento subsônico, e com recuperação parcial de pressão. Como já foi visto anteriormente, aumentando a taxa de rejeição de calor no lado do condensador, iremos também diminuir a temperatura do evaporador, como mostrado na curva B. Entretanto, continuando a aumentar a taxa transferência de calor no condensador, em algum ponto, próximo da saída do evaporador, o escoamento atingirá velocidade sônica. Nessas condições, aumentando a transferência de calor no condensador, a temperatura do condensador irá, evidentemente, diminuir, mas isto não surtirá qualquer efeito na taxa de geração do vapor.

Diversos fatores contribuem para a queda de pressão do vapor, como já foi visto anteriormente (item 6.3.3), resultado basicamente de forças viscosas e inerciais.

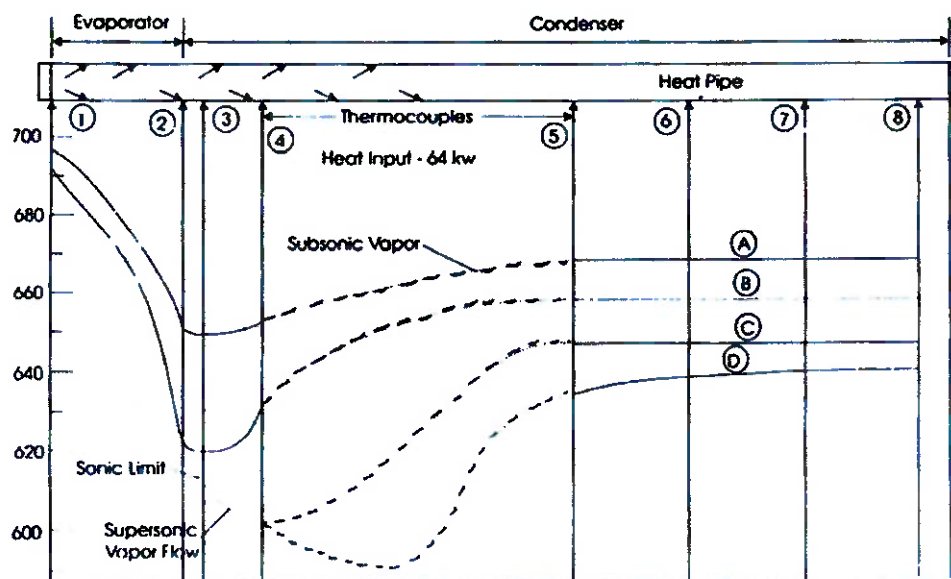


Fig. 14 - Temperatura como função da posição axial

Num processo reversível, as forças de inércia no evaporador e no condensador possuem sinais contrários e, efetivamente, se cancelam- Fig. 15 -. Nestas circunstâncias, é razoável admitirmos que apenas uma parte da pressão é recuperada.

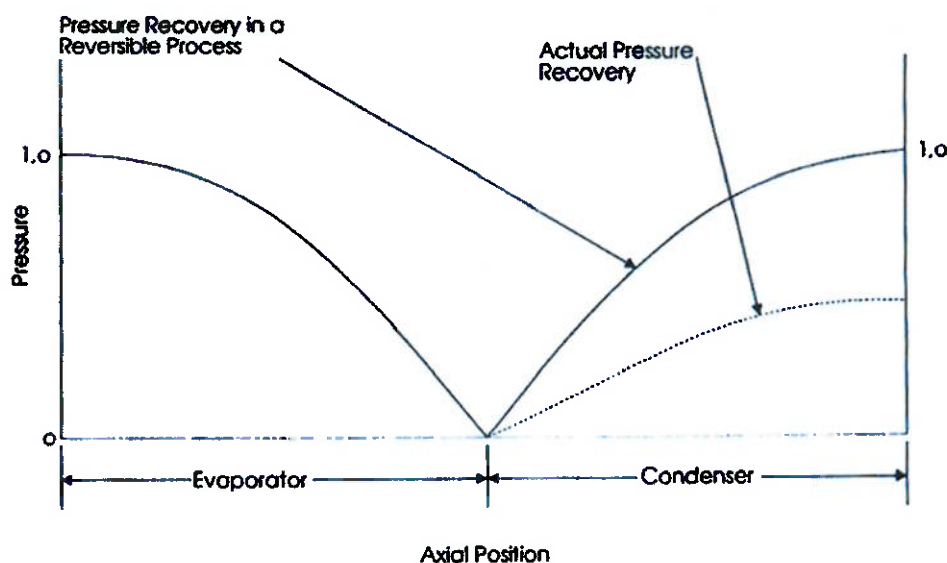


Fig. 15 - Recuperação de Pressão

Experimentos realizados por Grover et. al. (1968) usando um Heat-Pipe de sódio, obtiveram uma taxa de recuperação de 60% da pressão para números de Reynolds maiores que 10.

Diferentemente do que se observa para outros modelos de Heat-Pipe, aqui, o limite sônico governa o processo, e não mais o limite de capilaridade.

Uma observação importante, é que quando se atinge o regime sônico, e continua-se a resfriar o condensador, o Heat-Pipe perde a característica de ter uma região isotérmica entre o evaporador e o condensador, exatamente porque o evaporador não mais pode igualar a taxa de rejeição de calor no condensador.

6.6.1 Modelo bidimensional.

As limitações sônicas em Heat-Pipe são análogas em bocais convergente-divergentes (Chi, 1976). Em bocais convergente-divergentes, a vazão mássica é constante, e a velocidade do escoamento varia em função da variação da área da seção transversal, em Heat-Pipes, ocorre o contrário, a área é constante, e a variação da velocidade se dá em função da geração e condensação de vapor ao longo do Heat-Pipe. Analogamente, como em bocais, uma diminuição da pressão a jusante, ou uma diminuição de temperatura do condensador nos Heat-Pipes, acarreta um aumento da velocidade de escoamento e uma conseqüente queda na temperatura do evaporador

até que se atinja o limite sônico. A partir disso, qualquer aumento na taxa de rejeição de calor não aumenta o fluxo de calor no evaporador, mas aparecem ondas de choque.

Existem diversos estudos para descrever esse fenômeno a partir do primeiro princípio. Bankston e Smith (1971) e Rohani e Tien (1974), ao resolverem a equação de Navier-Sockes usando métodos numéricos, mostraram que o fluxo axial reverso ocorre para $Re < -2.3$ no final do condensador, em condições de alta evaporação e condensação. Comparando estes resultados com os obtidos com o modelo unidimensional, desenvolvido por Busse, verifica-se que o erro que se comete, mesmo para $Re > 10$ na região do condensador, é muito pequeno, e se pode desprezar o fluxo reverso sem maiores imprecisões (Rohani e Tien, 1974).

6.6.2 Modelo Unidimensional.

Levy (1974) desenvolveu uma equação assumindo que o atrito no escoamento do vapor poderia ser desprezado, que as forças viscosas dominam e que o vapor pode ser modelado como gás perfeito. A partir disso, com as equações de conservação de energia e de momento, temos a equação seguinte equação:

$$\frac{T_0}{T_v} = 1 + \frac{v_v^2}{2C_p T_v} \quad e \quad \frac{P_0}{P_v} = 1 + \frac{\rho_v v_v^2}{2P_v}$$

Eq. 12 - Razão de pressão e temperatura

Onde os índices “0” e “v” indicam, respectivamente, o estado de estagnação e estático do vapor. Substituindo agora o número de Mach local, e relacionando o fluxo axial de calor com a densidade e com a velocidade.

$$V_s = \sqrt{\gamma_v R_v T_v}$$

e, portanto, podemos escrever;

$$\frac{T_0}{T_v} = 1 + \frac{\lambda_v - 1}{2} Ma_v^2 \quad e \quad \frac{P_0}{P_v} = 1 + \frac{\lambda_v}{2} Ma_v^2$$

Combinando agora a Eq. 12 com a lei para gases ideais e, a seguir, combinando esta com as equações acima, obtemos uma equação para o fluxo axial de calor em termos das propriedades físicas e das dimensões geométricas do escoamento, e do número de Mach:

$$q = \frac{A_v \rho_0 \lambda (\lambda_v R_v T_0)^{1/2} Ma_v (1 + \frac{1}{2}(\gamma_v - 1) Ma_v^2)^{1/2}}{1 + (\gamma_v / 2) Ma_v^2}$$

Eq. 13 - Fluxo de calor

Finalmente, considerando que o maior fluxo de calor se dá quando $Ma=1$, chegamos a:

$$q_{sonic} = A_v \rho_0 \lambda \left(\frac{\lambda_v R_v T_0}{2(\lambda_v + 1)} \right)^{1/2}$$

Eq. 14 - Limite Sônico

Onde:

ρ_0 = densidade do vapor

γ_v = razão do calor específico do vapor

R_v = constante de gás para o vapor

T_0 = Temperatura adiabática do vapor no estado de estagnação

6.7 Limite viscoso

Ocorre quando as forças viscosas na região do vapor, devido ao campo de temperatura, são maiores que a diferença de pressão que pode não ser suficiente para promover o fluxo do vapor. Geralmente, este limite está associado a operação do Heat-Pipe fora de sua faixa de projeto. Pode-se expressar este limite por:

$$q_{viscous} = \frac{A_v r_0^2 \lambda \rho_v P_v}{16 \mu_v L_e}$$

Eq.15 - Limite Viscoso

6.8 Resistência térmica

Usando a analogia elétrica para o Heat-Pipe, podemos representar suas resistências térmicas como na Fig.16.

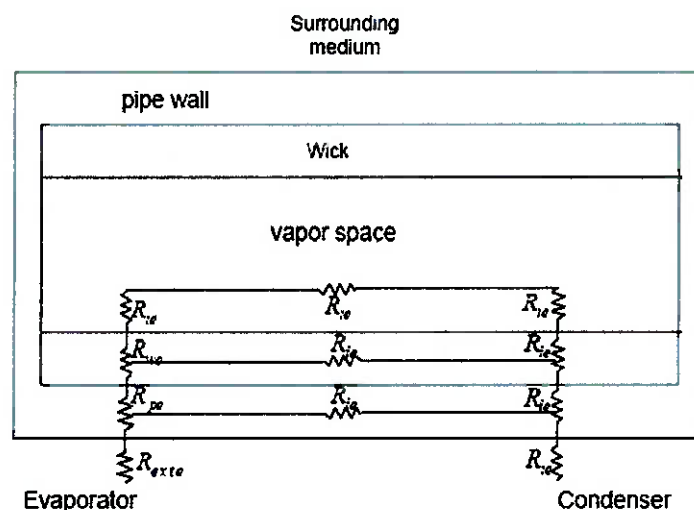


Fig.16 - Resistência Térmica de um Heat-Pipe (Peterson, 1994)

As resistências mostradas na Fig.16 são:

Resistência	$^{\circ}\text{C/W}$
R_p = Resistência da parede	10^{-1}
R_w = Resistência da mecha e do líquido	10^{+1}
R_i = Resistência da interface líquido-vapor	10^{-5}
$R_{v,a}$ = Resistência do vapor na seção adiabática	10^{-8}
R_e = Resistência externa	10^{-2}
R_p = Resistência da parede	10^{+4}

Tab. 7 - Valores Comparativos das Resistências p/ Heat-Pipes

A resistência do vapor na seção adiabática é normalmente desprezível em comparação às outras resistências (magnitudes de 10^{-8} versus 10^3 respectivamente).

A resistência da parede vem da lei de Fourier:

$$R_p = \frac{\ln(d_o - d_i)}{2\pi L_{e/c} k_p}$$

Eq.16 - Resistência da Parede - Lei de Fourier

Uma expressão para a resistência equivalente da combinação mecha-líquido é:

$$R_w = \frac{\ln(d_o - d_i)}{2\pi L_{elc} k_{eff}}$$

Eq.17 - Resistência térmica Equivalente p/ líquido+mecha

Wick Structures	k_{eff}
Wrapped Screen	$\frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l + k_w)]}{\varepsilon k_w + k_l(1 - \varepsilon)}$
Rectangular Grooves	$\frac{\omega_f k_l k_w \delta - \omega k_l (0.185 \omega_f k_w + \delta k_l)}{(\omega - \omega_f)(0.185 \omega_f k_l + \delta k_f)}$

Tab.8 - Condutividade Térmica para Mechas saturadas

7 SELEÇÃO DE MATERIAIS

7.1 Fluido de trabalho

Uma vez determinada a fonte de calor, bem como as condições do condensador, faz-se necessário determinar o fluido de trabalho. Basicamente, o fluido de trabalho deve ter uma temperatura de fusão acima da temperatura de trabalho, e um ponto crítico abaixo desta temperatura. A Fig. 17 apresenta algumas das substâncias normalmente utilizadas em Heat-Pipes.

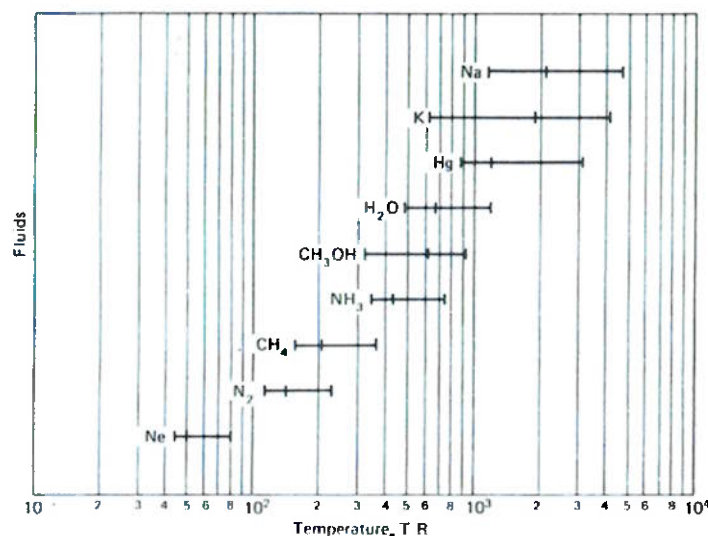


Fig. 17 - Temperatura de Fusão, ebulição e ponto crítico de algumas substâncias - (1R=0.5556K)

Da Fig. 17, percebe-se que diversas substâncias possuem propriedades sobrepostas, o que possibilita que, em função apenas do critério: “temperatura de funcionamento” tenhamos mais de uma escolha. Consequentemente, para um bom projeto, devemos analisar outras características dos fluido de trabalho.

Vamos fazer algumas simplificações:

- O tubo do Heat-Pipe é cilíndrico,
- Despreza-se a gravidade,
- O Heat-Pipe tem capilaridade limitada,
- A perda de pressão do vapor é desprezada,
- A espessura da mecha (t_w) é muito menor que o raio do menisco do vapor,
- A densidade de fluxo de vapor é uniforme, no evaporador e no condensador.

Com essas simplificações, o calor máximo que pode ser transferido é:

$$QL_{\max} = 2\left(\frac{\sigma\rho_l\lambda}{\mu_l}\right)\left(\frac{K}{r_c}\right)(2\pi r_v t_w)$$

Eq. 18 - Calor Máximo

Aqui, o primeiro termo entre parênteses representa as propriedades do líquido; o segundo, apresenta as propriedades da mecha e, finalmente, no terceiro, temos a seção transversal da mecha.

Desta forma, para um determinado Heat-Pipe com dimensões e mecha, definidas, a quantidade máxima de calor que pode ser transferido, é diretamente proporcional ao fator de transporte do líquido, definido por: $\left(\frac{\sigma\rho_l\lambda}{\mu_l}\right)$. A figura Fig. 18 apresenta o fator de transporte N_l para diversas substâncias.

Para se conseguir um pequeno gradiente de temperatura, a queda de temperatura através da mecha deve ser mínima. Baseando-se nas simplificações acima, temos que esta queda de temperatura é proporcional a $\frac{Qt_w}{k_l}$. Adicionalmente, podemos notar,

pela Eq. 18, que a espessura da mecha, para o mesmo fluxo de calor, é inversamente proporcional ao fator de transporte do líquido (N_l). Ou, de outra forma: $\Delta T \propto \frac{Q}{K_l N_l}$.

Esta equação indica que a queda de temperatura através da mecha é proporcional às propriedades do líquido (k_l/N_l), que vamos chamar aqui de fator de condutância. A Fig. 19 traz o fator de condutância para diversos fluidos de trabalho.

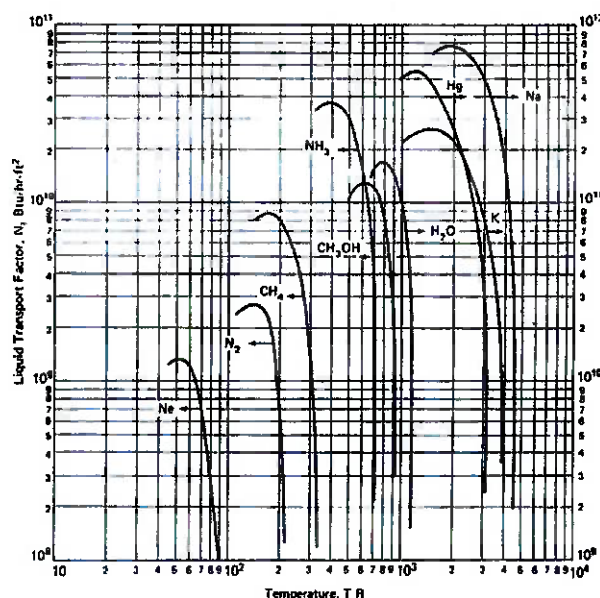


Fig. 18 - Fator de Transporte de Líquidos - ($1 \text{ Btu/hr-ft}^2 = 3.153 \text{ W/m}^2$; $1\text{R}=0.5556\text{K}$)

De onde se conclui que para Heat-Pipes que operam com grande fluxo de calor, mas com uma pequena diferença de temperatura, devemos selecionar fluidos de trabalho com grande fator de transporte e condutância. Outros aspectos, como a toxicidade e inflamabilidade também devem ser considerados em certas aplicações.

HEAT PIPE DESIGN

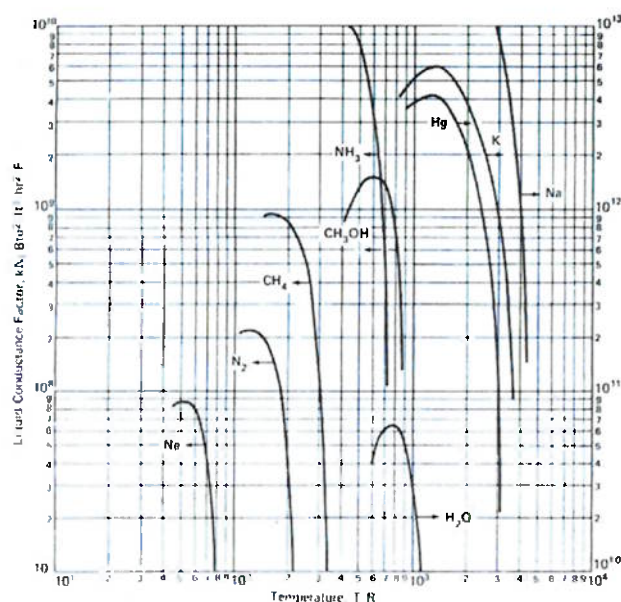


Fig. 19 - Condutância de algumas substâncias. ($1 \text{ Btu/hr-ft}^2 = 3.153 \text{ W/m}^2$; $1\text{R}=0.5556\text{K}$)

7.2 Mecha

Já estudamos a importância da mecha no funcionamento do Heat-Pipe. Vimos que seu papel fundamental é bombear o fluido de trabalho do condensador, de volta ao evaporador, sendo que ela faz isso apenas com as diferenças de pressão por capilaridade. Vamos estudar agora a metodologia de seleção da mecha.

A Eq. 18 nos mostra que, a fim de obtermos um grande fluxo de calor, devemos especificar mechas que tenham as seguintes características:

- Alta permeabilidade (k),
- Poros com pequenos raios (r_c).

Diversas estruturas de mecha foram desenvolvidas, tendo estes parâmetros como guia. Entretanto, outras considerações devem ser feitas antes de especificarmos a mecha, tais como: preço e a facilidade de fabricação.

Considerando que diversos fatores influenciam a escolha da mecha, não é possível aqui termos uma abordagem determinística, ao contrário, trata-se de um processo de eliminação. Todavia, algumas regras básicas devem ser observadas, sempre optando pela mecha mais simples possível. Por este motivo, as mechas mais comumente utilizadas são as do tipo *wrapped Screen* - Fig. 7a.

Em Heat-Pipes que trabalham com temperaturas muito baixas – criogênicos - quando a queda de temperatura se torna considerável, as mechas de material sinterizado - Fig. 7b – são altamente recomendáveis.

Quando as mechas do tipo das Fig. 7a e Fig. 7b não alcançam o fluxo de calor especificado no projeto, devemos considerar as mechas do tipo arterial - Fig. 7c.

Vale a pena salientar que, quando a mecha é inadequada para determinado Heat-Pipe, é comum que se alcance o limite de ebulição – boiling limit - o que obviamente prejudica todo o desempenho.

Devemos, contudo, considerar que para produções de pequenas quantidades, mechas do tipo da Fig. 7d podem ser extremamente caras.

7.3 Compatibilidade química

Talvez o fator mais importante na seleção de material do tubo e da mecha de um Heat-Pipe é a compatibilidade química destes com o fluido de trabalho. Esta é uma consideração muito importante devido ao fato de que os Heat-Pipes estão sujeitos a uma contínua degradação de rendimento, como resultado de reações químicas de decomposição do fluido de trabalho, além da erosão do tubo e da mecha.

Um típico exemplo de reação química, ou de decomposição do fluido de trabalho, é o que ocorre em Heat-Pipes de H_2O-Al , onde temos a hidrólise da água, produzindo H_2 e O_2 . Estes gases acabam por participar do funcionamento do Heat-Pipe, mas eles não se condensam. Como ocupam uma parte do condensador, eles diminuem o volume efetivo deste e diminuem o rendimento do equipamento.

Os efeitos da corrosão e da erosão no tubo e na mecha acarretam uma alteração na permeabilidade da mecha, modificando o tamanho dos seus poros. As partículas sólidas resultantes são arrastadas do evaporador para o condensador e são ali depositadas, acarretando uma diminuição na capacidade de transporte do Heat-Pipe.

Até o presente momento, não existe uma teoria definitiva capaz de prever a compatibilidade entre os materiais. Entretanto, diversos estudos foram realizados afim de determinar, empiricamente, a compatibilidade entre os materiais. A Fig. 20 traz alguns resultados de compatibilidade entre líquidos e metal, que devem ser considerados na seleção de materiais.

Fluids	Solids					Ti
	Al	Cu	Fe	Ni	SS ^a 304	
Nitrogen	C ^b	C	C	C	C	
Methane	C	C			C	
Ammonia	C		C	C	C	
Methanol	I	C	C	C	C	
Water	I	C		C	C ^c	C
Potassium				C		I
Sodium				C	C	I

^aSS = stainless steel.

^bC = compatible; I = incompatible; blank = data not available.

^cPossible hydrogen generation.

Fig. 20 – Compatibilidade entre materiais

Além disso, fatores como peso, característica em função da temperatura, e custo de fabricação, são importantes e devem ser avaliados.

A queda de temperatura através da parede do tubo é diretamente proporcional à sua espessura e, inversamente proporcional à sua condutibilidade térmica (k). Assim, para um pequeno gradiente de temperatura, devemos adotar materiais com grande produto da condutibilidade térmica pelo módulo de resistência à tração ($k \cdot f_u$). Alguns desses produtos são apresentados na Fig. 21

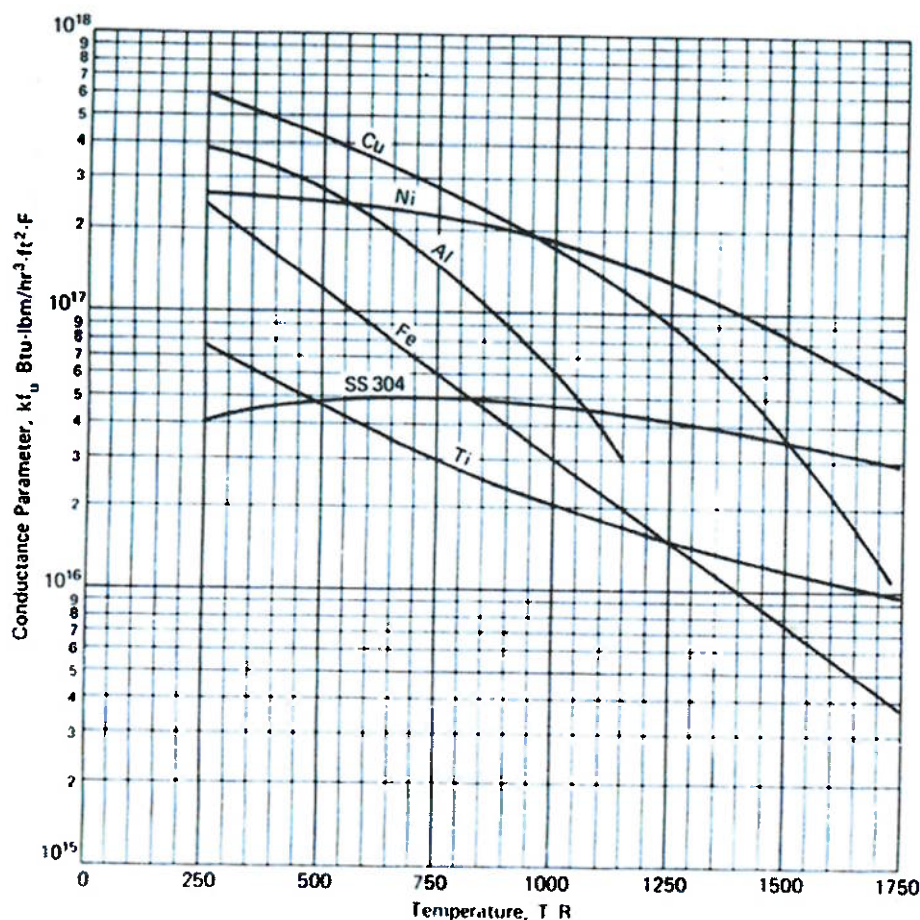


Fig. 21 – condutibilidade x mód. De resistência à tração em função da temp.

Concluindo nosso estudo sobre a seleção de materiais para um Heat-Pipe, é recomendável que, antes que se prossiga em cálculos mais aprofundados, sejam selecionadas as combinações mais adequadas para a aplicação específica. Para isso, é fundamental que se conheça de antemão a temperatura de trabalho do Heat-Pipe e, a partir dela, selecionado o fluido de trabalho, a seguir, selecionamos a mecha e finalmente, o material do tubo, sempre verificando a compatibilidade entre os materiais. Este processo é iterativo e, deve ser realizado sucessivas vezes até que se

chegue a valores aceitáveis de desempenho, custo, durabilidade, tamanho e outros requisitos de projeto.

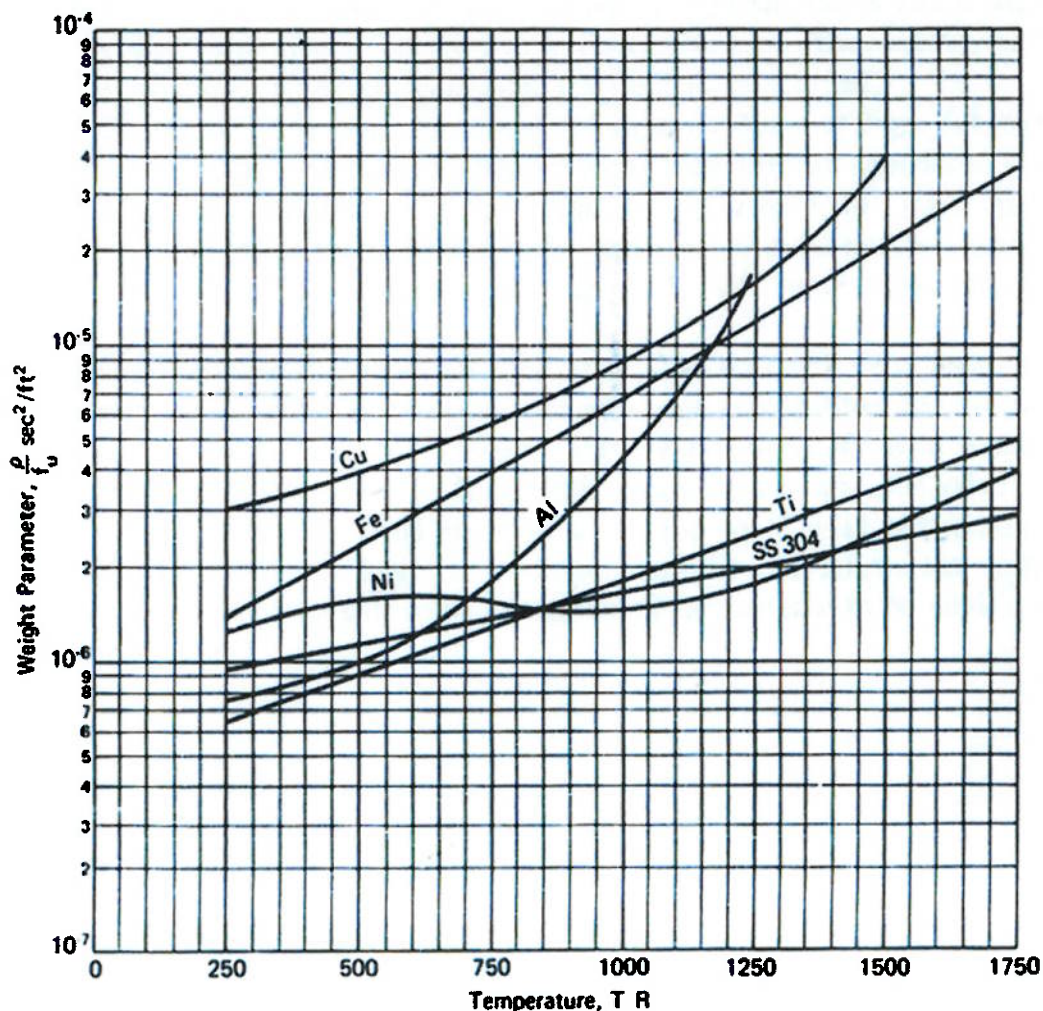


Fig. 22 – Densidade/mód. Resistência à tração, em função da temperatura.

8 MODELAMENTO

As diversas equações apresentadas até aqui para o cálculo dos limites operacionais dos Heat-Pipes podem ser utilizadas para a determinação do desempenho do equipamento como uma função da temperatura de operação. Entretanto, a metodologia para chegarmos ao projeto final de um Heat-Pipe é complexa, não apenas em função da matemática envolvida, mas, sobretudo porque envolve uma série de escolhas qualitativas. A Fig. 23 ilustra esse processo.

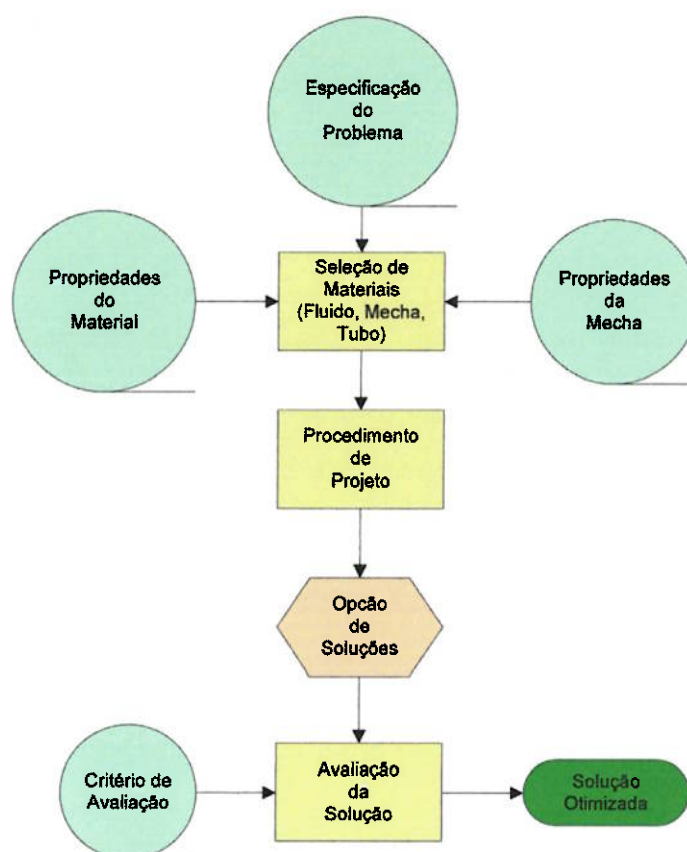


Fig. 23 - Procedimento de Projeto

O problema prático no projeto de Heat-Pipe envolve a definição das condições da fonte quente e fria – suas dimensões e a localização onde o Heat-Pipe irá operar. Diversas configurações de fluidos de trabalho, mechas e tubos podem ser selecionadas para satisfazer as especificações de projeto.

O processo de avaliação dessas soluções é basicamente qualitativo, levando-se em conta o tipo de equipamento disponível para a fabricação do Heat-Pipe, a programação para entrega dos Heat-Pipe, a política estratégica da empresa, o cenário econômico da época e, finalmente, o perfil do consumidor final. Vemos, portanto, que o processo de avaliação final de diversos fatores é fundamentalmente arbitrário, extrapolando as fronteiras técnicas da engenharia.

8.1 Regime Permanente

Analisando o processo de transferência de calor desde a fonte quente até o fluido de trabalho, considerando as diversas resistências térmicas, vamos equacionar o

fenômeno de transferência de calor e massa, a fim de resolver o Heat-Pipe, ou seja, determinar a taxa de transferência de calor, máxima teórica do equipamento, quando colocado sob condições específicas de fornecimento e retirada de calor.

Geralmente, iniciamos o procedimento estimando o limite de capilaridade. Como estas equações requerem a determinação prévia do número de Reynolds e o número de Mach para a determinação do fluxo de calor, iniciamos a solução do problema supondo escoamento incompressível e laminar.

Dessa forma, podemos determinar o maior fluxo de calor possível, utilizando a Eq. 1, substituindo os valores de queda de pressão individualmente e, resolvendo a equação para a transferência de calor axial.

Com o valor obtido, o método é iterativo, calculando a seguir o número de Reynolds e do número de Mach a partir da taxa de calor obtida, a fim de se verificar a precisão das premissas iniciais.

Após isso, verifica-se a taxa de calor segundo os outros limites (sônico, viscoso, de arrasto, por capilaridade e por fervura).

Esta técnica permite que se calcule o valor de cada um desses limites para cada caso, como função da temperatura e, ao plotarmos todos os limites em um gráfico (Potência x Temp.), temos uma curva que determina a faixa de operação do Heat-Pipe. (Fig.24)

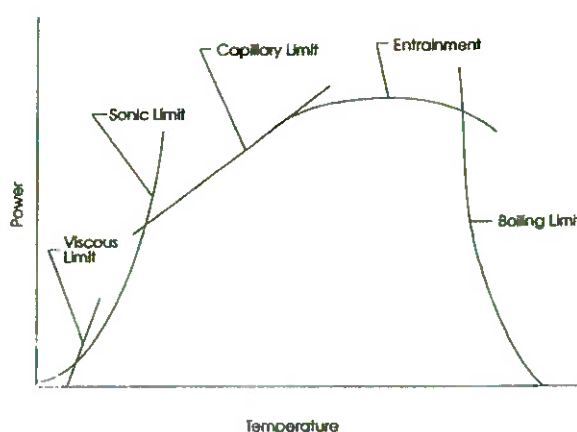


Fig.24 - Curva de Operação

8.2 Exemplo de Modelagem Analítica

Um Heat-Pipe horizontal cobre-Água (Fig.25), de 1,5cm de diâmetro interno, e 0,75cm de comprimento. Com o evaporador e o condensador de 0,25m. Sendo a estrutura da mecha constituída de duas camadas (100-mesh Cu)

A máxima potência de calor transportada é de 20W, e o ocorre quando a temperatura adiabática de vapor atinge 30°C.

Considerando que o fluido de trabalho é a água, e que a mecha esta completamente úmida, vamos determinar se o Heat-Pipe em questão é adequado.

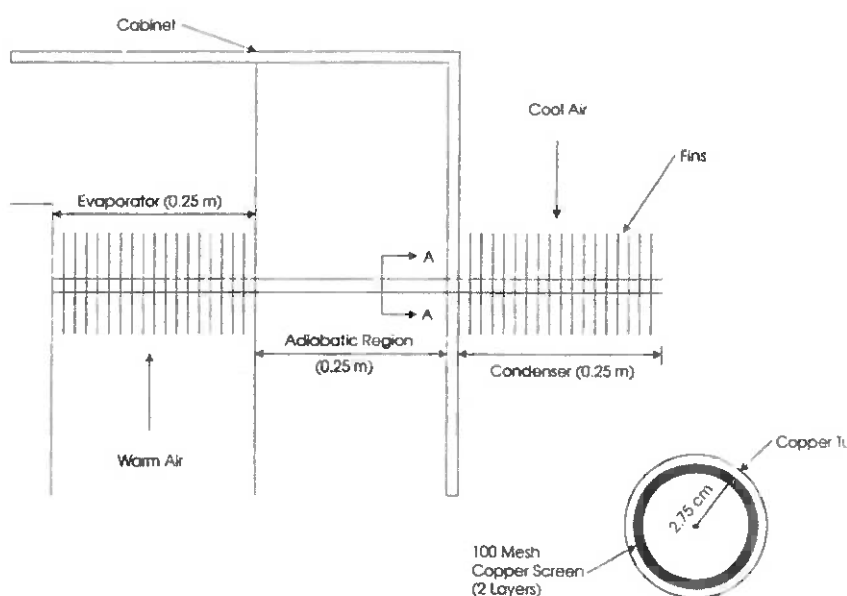


Fig.25 - Exemplo Modelagem

Propriedade do Fluido, 30°C:

$$\lambda = 2425 \times 10^{-3} \text{ J/kg}$$

$$\rho_l = 995,3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0,035 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta_l = 769 \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$\eta_v = 9,29 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$\sigma = 70,9 \times 10^{-3} \text{ N/m}$$

Geometria da Mecha:

$$N = 100 \text{ in}^{-1} = 3937 \text{ m}^{-1} (\text{número de mecha})$$

$$d_w = 1,143 \times 10^{-4} \text{ m} (\text{diâmetro do fio})$$

$$\text{Considerando } d_w = 1,143 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Agora, calculando o diâmetro de vapor:

$$d_v = d - 2 (\text{duas telas} + \text{dois espaços})$$

$$d_v = 0,0015 - 2 \left[4 (1,143 \times 10^{-4}) \right] = 0,0141 \text{ m}$$

Limite de Capilaridade:

$$(\Delta P_c)_m = \int_{L_{eff}} \frac{dP_v}{dx} \cdot dx + \int_{L_{eff}} \frac{dP_l}{dx} \cdot dx + \Delta P_{ph,e} + \Delta P_{ph,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{||}$$

Assumindo escoamento unidimensional, e que o ponto úmido está no fim do condensador, temos:

$$\int_{L_{eff}} \frac{dP_v}{dx} \cdot dx = \Delta P_v = \left(\frac{C(f_v \text{Re}_v) \mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \rho_v \lambda} \right) L_{eff} q$$

$$\int_{L_{eff}} \frac{dP_l}{dx} \cdot dx = \Delta P_l = \left(\frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \right) L_{eff} q$$

$$\Delta P_+ = \rho_l g d_v \cos \psi = \rho_l g d_v \quad \text{pois } \psi = 0^\circ \text{ e:}$$

$$\Delta P_{||} = \rho_l g L \sin \psi = 0$$

E ainda:

$$(\Delta P_l)_{\max} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \quad \text{onde } r_c = 1/2N$$

Assim, equação se reduz a:

$$\frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} = \left(\frac{C(f_v \text{Re}_v) \mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \rho_v \lambda} \right) L_{eff} q + \left(\frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \right) L_{eff} q + \rho_l g d_v \cos \psi + \rho_l g L \sin \psi \quad (1)$$

É necessário calcular o raio de capilaridade (r_c):

$$r_c = \frac{1}{2N} = \frac{1}{2(3937)} = 1,27 \times 10^{-4} m^2$$

A área de vapor (A_v):

$$A_v = \frac{1}{4} \pi (d_v)^2 = \frac{1}{4} \pi (0,0141)^2 = 1,56 \times 10^{-4} m^2$$

A área de escoamento do líquido fica:

$$A_o = \frac{1}{4} \pi (d^2 - d_v^2) = \frac{1}{4} \pi (0,015^2 - 0,0141^2) = 2,057 \times 10^{-5} m^2$$

A constante de permeabilidade K, da tabela 2 abaixo fica:

$$K = \frac{d_o^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2} ; \varepsilon = 1 - \frac{1,05 \pi N d_o}{4}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1,05 \pi N d_o}{4} = 1 - \frac{1,05 \pi (3937)(1,1143 \times 10^{-4})}{4} = 0,629$$

E, portanto, temos $K = 1,94 \times 10^{-10} m^2$

Entretanto, como dissemos antes, estamos assumindo, como primeira aproximação, que temos escoamento laminar e incompressível, ou seja, tomamos.

Substituindo então esses valores em (1), e simplificando, temos:

$$q_m = 24,8 W$$

Este valor representa a maior taxa de calor que pode ser transferida, antes de ser atingido o limite de capilaridade.

Vamos agora verificar as nossas premissas quanto ao escoamento

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d_v \mu} = \frac{4q_m}{\pi d_v \mu \lambda} = \frac{4(q_m)}{\pi (0,0141)(9,29 \times 10^{-6})(2425 \times 10^3)} = 99,48$$

Assim, verificamos que nossa estimativa de escoamento laminar é válida.

$$Ma = \frac{V_m}{c} = \frac{\dot{m}/A_v}{\sqrt{\lambda RT_v}} = \frac{4q/\lambda\pi d_v^2}{\sqrt{\lambda RT_v}} = 2.38 \times 10^{-4} \ll 0.3$$

Portanto também é verificada a incompressibilidade do escoamento.

Por curiosidade, façamos $\theta = 45^\circ$, ocasionado por sujeira interna ao tubo - θ é o ângulo entre a parede do tubo e a região de vapor, comumente chamado de ângulo de contato-. O que acontecerá com a capacidade de transferência do Heat-Pipe?

Utilizando (1), vem que $q_m = 16,5W$ ou 66% quando $\theta = 0^\circ$

Vamos Agora inclinar o tubo, num ângulo $\psi = 3^\circ$, supondo que o ângulo de contato é $\theta = 0^\circ$. Utilizando agora o código desenvolvido em Scilab V.3.1.1, obtemos $q_m = 15,09W$.

Vemos que uma pequena elevação, de apenas 3° , ocasiona uma grande perda de capacidade de operação.

Numa segunda aproximação, consideramos ainda os efeitos da variação das propriedades do fluido de trabalho – água – quando variamos a temperatura. Aqui, utilizamos uma tabela de propriedades, e interpolamos linearmente os valores.

Em todos os casos, conseguimos um índice de correlação linear cujo módulo foi sempre maior que 0.9, o que significa o erro que se comete nessa aproximação não é muito grande, se consideráramos as demais simplificações. Como por exemplo desconsiderar o fator de atrito.

8.3 Modelagem Numérica

A partir das equações até aqui apresentadas, desenvolvemos um algoritmo com o objetivo de demonstrar a variação de desempenho do Heat-Pipe em função de alguns parâmetros.

Como já foi dito, num Heat-Pipe baseado em água, e para potências da ordem de até 100W, o limite que governa o processo é a capilaridade. Levando isso em conta, modelamos o funcionamento do Heat-Pipe utilizando a Eq.1 para estimar a potência.

Entretanto, para validar nosso modelo, calculamos o Número de Reynolds e o Número de Mach, uma vez que estes parâmetros determinam o tipo de escoamento. O primeiro se laminar ou turbulento e o segundo quanto à compressibilidade (Tab. 6).

Conforme o que se esperava, tanto o número de Mach quanto número de Reynolds ficam abaixo dos limites críticos. Sendo, portanto, a aproximação mais do que apropriada.

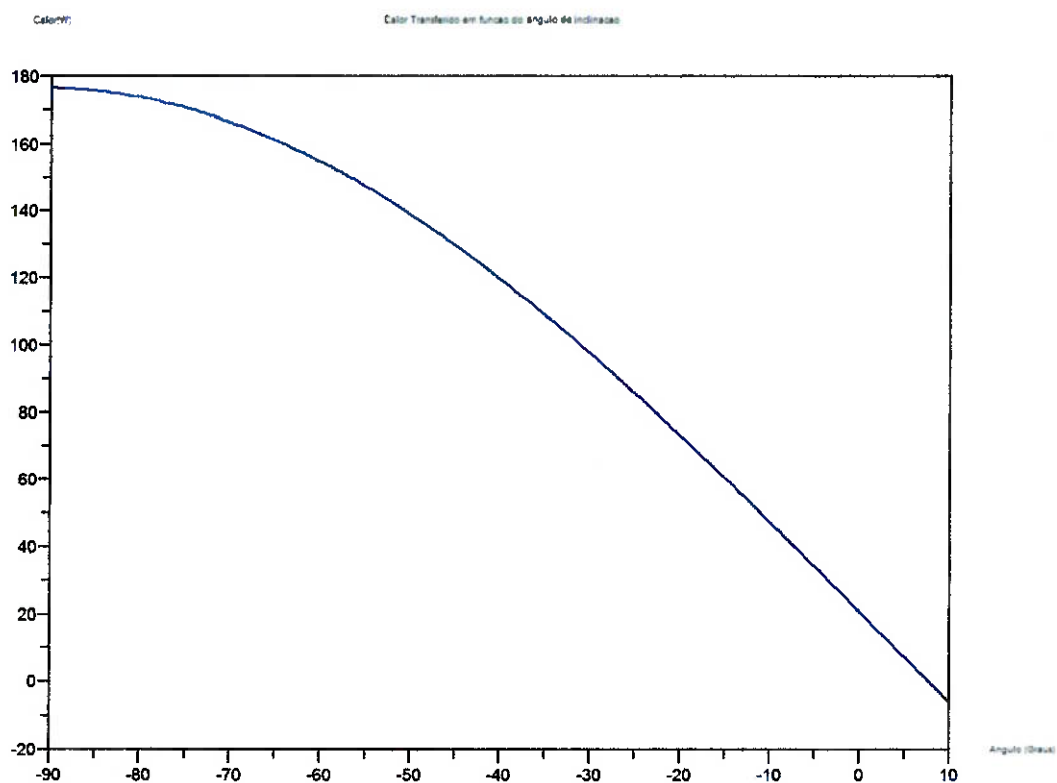
Tilt	0	Mach	Reynolds
temp [°C]	Qmax [W]		
10	18,547	0,0001152	80,438
20	19,526	0,0001203	81,590
30	20,463	0,0001252	82,566
40	21,970	0,0001337	85,802
50	23,805	0,0001441	90,108
60	26,206	0,0001578	96,338
70	29,495	0,0001769	105,476
80	34,253	0,0002047	119,343
90	47,711	0,0002485	141,790
100	54,990	0,0003267	182,640
110	85,467	0,0005035	276,340
120	216,370	0,0012485	668,484

Tab. 9 - Ma e Re em função da variação da temp. adiabática

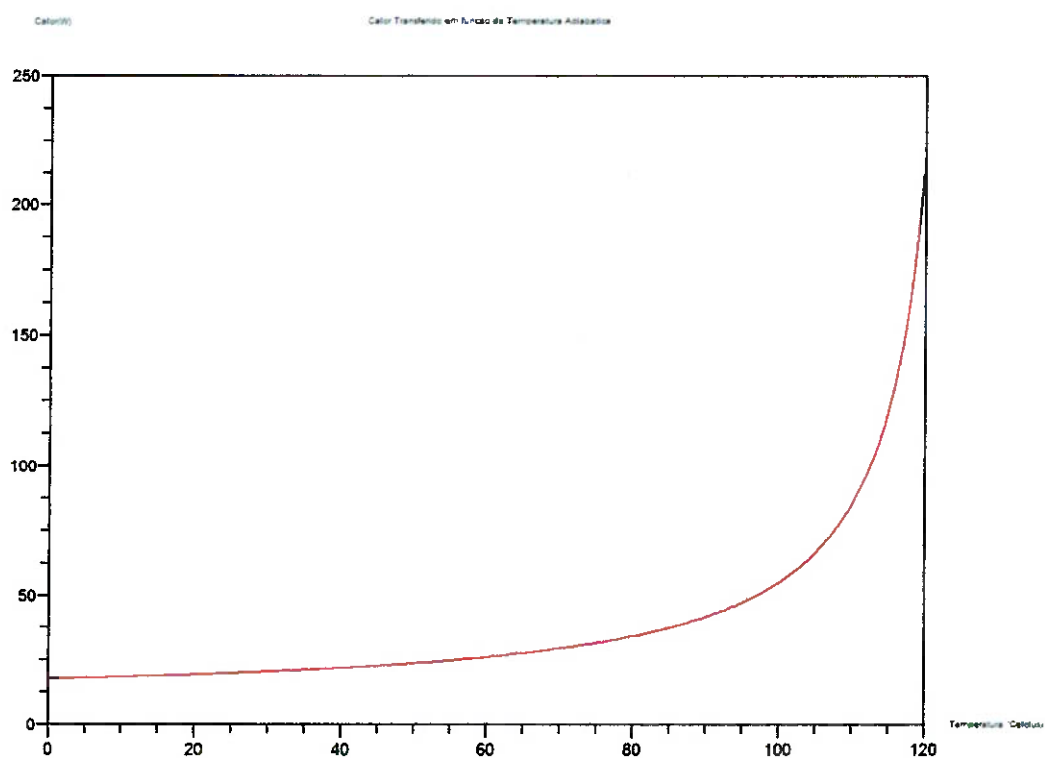
temp	30	Mach	Reynolds
Inclinação	Qmax		
[°]	[W]		
-90	176,513	0,0010201	712,212
-70	157,058	0,0009670	633,714
-50	131,953	0,0008139	532,417
-30	93,397	0,0005786	376,849
-10	45,794	0,0002846	184,774
0	20,599	0,0001252	83,116
1	17,808	0,0001091	71,853
2	15,171	0,0000929	61,214
3	12,531	0,0000767	50,563
4	9,890	0,0000606	39,907
5	7,249	0,0000444	29,248
6	4,607	0,0000282	18,590
7	1,967	0,0000120	7,937
8	-0,671	0,0000041	-2,709

Tab. 10 - Ma e Re em função da inclinação do ângulo de tilt, evaporador acima do condensador

A seguir, apresentamos os gráficos obtidos a partir do modelo.



Gráf. 1 - Variação da potência em função do "ângulo de tilt" - Evaporador acima do condensador-.
Ângulos negativos representam o inverso (condensador acima do evaporador)



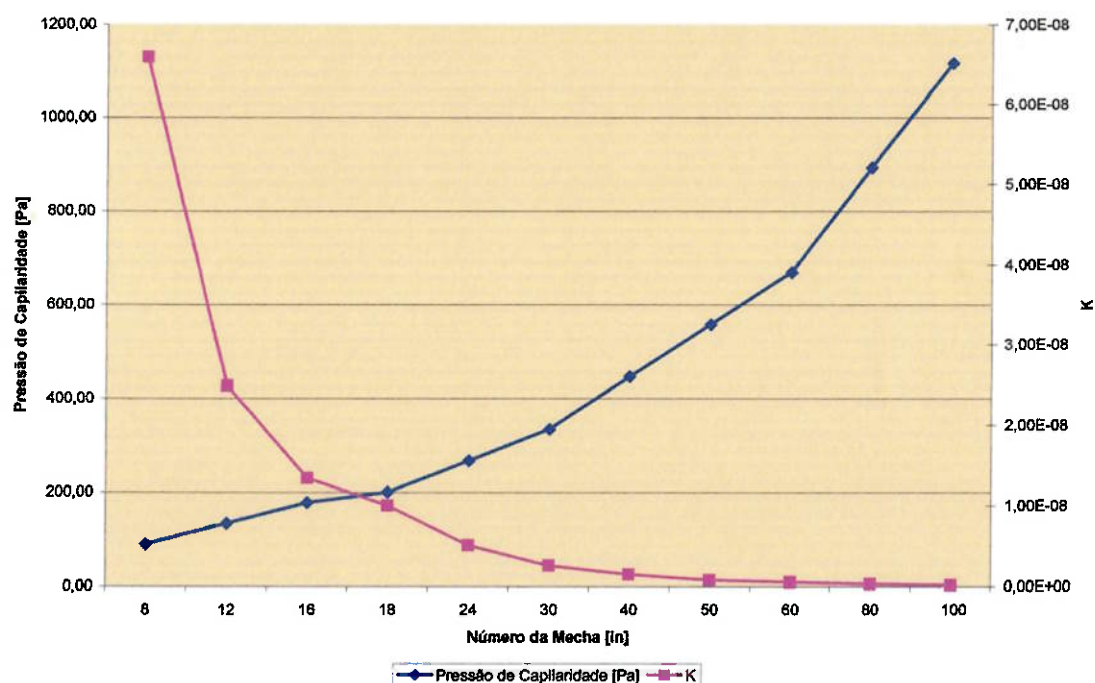
Gráf. 2 - Variação da potência em função do aumento de temperatura adiabática.

Vamos agora, verificar o que acontece quando se altera a mecha do Heat-Pipe, mantendo-se todos os demais parâmetros constantes. Para isso, construímos a seguinte tabela:

Mesh		d_w		r_c	P_c	ε	k	q
[in ⁻¹]	[m ⁻¹]	in	m	[m]	[Pa]			[W]
8	314,96	0,0280	0,00071	1,5875E-03	89,32	0,8156	6,59E-08	(31,69)
12	472,44	0,0230	0,00058	1,0583E-03	133,98	0,7728	2,49E-08	370,19
16	629,92	0,0180	0,00046	7,9375E-04	178,65	0,7629	1,35E-08	353,12
18	708,66	0,0170	0,00043	7,0556E-04	200,98	0,7481	1,00E-08	326,74
24	944,88	0,0140	0,00036	5,2917E-04	267,97	0,7234	5,11E-09	239,26
30	1.181,10	0,0135	0,00034	4,2333E-04	334,96	0,6666	2,56E-09	168,47
40	1.574,80	0,0100	0,00025	3,1750E-04	446,61	0,6707	1,47E-09	109,61
50	1.968,50	0,0090	0,00023	2,5400E-04	558,27	0,6295	7,76E-10	69,73
60	2.362,20	0,0075	0,00019	2,1167E-04	669,92	0,6295	5,39E-10	51,46
80	3.149,60	0,0055	0,00014	1,5875E-04	893,23	0,6378	3,15E-10	31,39
100	3.937,00	0,0045	0,00011	1,2700E-04	1116,53	0,6295	1,94E-10	20,66

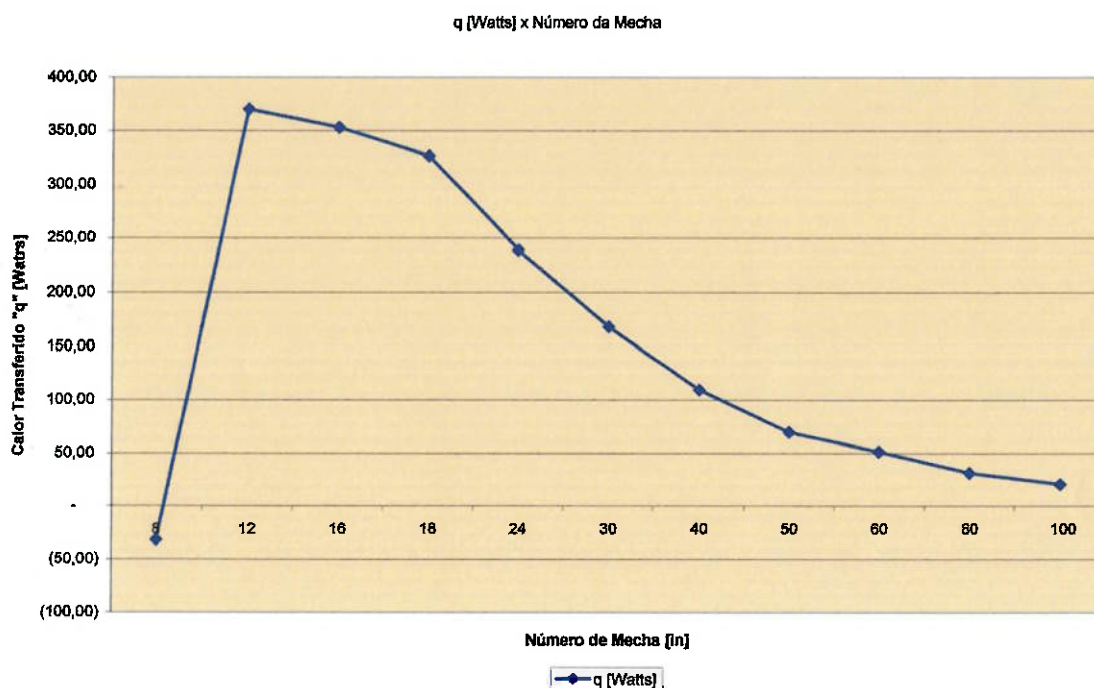
Tab. 11 - Variação da pressão de Capilaridade e do coeficiente de permeabilidade em função do número da mecha.

Os mesmos resultados podem ser visualizados pelo seguinte gráfico:



Gráf. 3 - Variação da pressão de Capilaridade e do coeficiente de permeabilidade em função do número da mecha.

Percebemos então que a pressão de capilaridade e a permeabilidade da mecha, em função do número de mecha, são grandezas inversamente proporcionais. Assim, aumentando-se o número de mecha, aumenta-se também a pressão de bombeamento por capilaridade, ao mesmo tempo que aumenta também a queda de pressão por atrito do fluido com a mecha. É importante notar o compromisso entre estas duas propriedades. Para determinar a melhor mecha, devemos considerar o comprimento do Heat-Pipe. Em Heat-Pipes pequenos, o ganho com a pressão de capilaridade é muito maior do que a perda de pressão por atrito, já em Heat-Pipes mais longos, o inverso acontece.



Gráf. 4 - Comportamento da potência dissipada em função do numero de mecha

9 CONCLUSÃO

Heat-Pipes são equipamentos cujo funcionamento está intrinsecamente ligado ao processo de troca de calor e massa.

O modelamento de um Heat-Pipe é basicamente um problema multidisciplinar. Mesmo os mais simples Heat-Pipes apresentam, um modelamento complexo, pois sempre temos escoamento bifásico, com adição e remoção de massa. O escoamento do vapor pode ser compressível para altos números de Mach, e o modelo adotado precisa descrever o efeito da vaporização e da condensação na interface líquido-vapor e sólido-vapor, respectivamente (Hendrix, 1989). Altas vazões de vapor podem resultar em instabilidades na interface, difíceis de serem modeladas e previstas. O escoamento na estrutura da mecha requer um conhecimento sobre o escoamento por entre os poros da mecha.

Além disso, outros efeitos não podem ser facilmente previstos, como reações químicas entre o fluido de trabalho a mecha e o material do tubo, que podem ocasionar a geração de gases que não se condensam, a degradação do fluido de trabalho, o congelamento do fluido de trabalho e mesmo a corrosão.

Nos Heat-Pipes que trabalham com altas temperaturas, é interessante observar a transição do limite viscoso para o limite sônico, na partida do Heat-Pipe. Para se evitar a limitação do fluxo de calor em função da viscosidade, se aumenta a adição de calor ao evaporador, a fim de que o gradiente de pressão ultrapasse a queda de pressão em função da viscosidade. Todavia, pode ocorrer que as pressões rapidamente saiam do limite viscoso, e atinjam o limite sônico.

O limite sônico varia com o produto $(P_v \rho_v)^{1/2}$, Eq. 14, e o limite de viscosidade varia com o produto $(P_v \rho_v)$, Eq.15. Consequentemente, quando esse produto é pequeno, o limite do fluxo de calor é limitado pelas forças viscosas, mas, quando o produto é maior, o limite sônico passa a dominar o processo.

Assim, a fronteira entre esses dois limites, pode ser encontrada, ao se igualar essas duas equações, -Eq. 14 e Eq.15 - isolando a temperatura.

A análise computacional deste problema permitiu especificar com maior precisão o intervalo de aplicação de determinado Heat-Pipe ou, conhecida estas últimas, poderemos estimar as suas características construtivas (diâmetro, tipo de mecha, tipo de fluido de trabalho).

O presente trabalho não esgota o assunto, sendo necessário um maior aprofundamento dos fenômenos termofísicos, para permitir a simulação mais precisa do funcionamento do Heat-Pipe, Aqui modelamos apenas o limite de capilaridade, dadas suas características construtivas e as condições de contorno.

Entretanto, uma vez que o limite de capilaridade ser o que, na maioria dos casos, governa o processo, temos um modelo bastante prático para verificar o funcionamento e faixa de aplicação de Heat-Pipes.

10 CÓDIGO FONTE

```
// Este modelo aproxima as propriedades do fluido de trabalho
// nesta caso a água, segundo um modelo de interpolação linear
// dos n pontos da tabela
// Para resolver a equacao do Calor, utilizamos o método das
// bissetrizes

clear

// Parâmetros do sistema
g=9.81;           // Aceleracao da Gravidade
R=461.89; // Constante do Gas, pq?? (J/(mol*K)
// Como primeira aproximacao, assumimos que o escoamento seja
// Laminar e incompressível
C=1;
Rev=16;
rhv=0.00705;      // Raio hidraulico do Vapor - constante nessa
aproximacao
qinf=-50000;
qsup=50000;        // Extremos do Intervalo para determinacao do
Calor transferido, metodo da Bissetriz

//Geometria da Mecha
N=3937;           // m^-1 Numero da mecha
dw=1.143E-4;      // m diametro do fio

//N_aux=[314.96 472.44 629.92 708.66 944.88 1181.10 1574.80 1968.50
2362.20 3149.6 3937]
//dw_aux=[0.00071 0.00058 0.00046 0.00043 0.00036 0.00034 0.00025
0.00023 0.00019 0.00014 0.00011]

// tubo
teta=0;           // angulo de contato, em Graus
ksi=-0;           // angulo do tubo com a horizontal (Evaporador acima
do Condensador)
d=0.015;          // diametro interno ao tubo
Le=0.25;          // m comprimento do evap
Lc=0.25;          // m Comprimento do cond
Lt=0.75;          // m comprimento total
La=Lt-Le-Lc;      // m comprimento da regio adiabatica
Leff= 0.5*(Le+Lc)+La;

//T=30            // Temperatura Adiabática (Celcius)
//Tv=T+273.15;    // temperatura adiabática do gas (Kelvin)
Gama= 1.33;       // Razao dos Calores especificos pq??

fv=1;             // Coeficiente de atrito Vapor
Rev=1;            // Reynolds Vapor
dv=d-2*(4*dw);    // Diametro do Vapor (2 Lower + 2 spaces)

// Assumindo escoamento Unidimensional, e considerando que o ponto
// umido esta no fim do condensador
```

```

rc=1/(2*N); // raio de capilaridade

Av=(1/4)*%pi*dv^2; // Area de Vapor

Aw=(1/4)*%pi*({d^2}-{dv^2}); // Area do liquido

// Vamos agora determinar a contante de permeabilidade

e=1-(1.05*%pi*N*dw)/4;

K=(dw^2*e^3)/(122*(1-e)^2);

//e=
//K=1.94E-10

// Tabela com as variacoes das prop em funcao da temp
// prop=['T' 'Lambda' 'Sigma' 'Rov' 'Rol' 'Miv' 'Mil'
prop=[10 2478.0 0.075 0.008 1000.0 82.9e-7 14.2e-4
      20 2453.8 0.073 0.0173 999.0 88.5e-7 10.0e-4
      40 2406.5 0.069 0.051 993.1 96.6e-7 6.51e-4
      60 2358.4 0.066 0.130 983.3 105e-7 4.63e-4
      80 2308.9 0.063 0.293 971.8 113e-7 3.51e-4
      100 2251.2 0.059 0.597 958.8 121e-7 2.79e-4
      120 2202.2 0.055 1.121 943.4 128e-7 2.3e-4];

// Faz a interpolacao, considerando TODOS os n pontos do Intervalo,
Soma_T=0;
Soma_Lambda=0;
Soma_Sigma=0;
Soma_Rov=0;
Soma_Rol=0;
Soma_Miv=0;
Soma_Mil=0;

Soma_TxLambda=0;
Soma_TxSigma=0;
Soma_TxRov=0;
Soma_TxRol=0;
Soma_TxMiv=0;
Soma_TxMil=0;

Soma_T2=0;

for n=1:7
    Soma_T=prop(n,1)+Soma_T;
    Soma_T2=Soma_T2+(prop(n,1))^2;
    Soma_Lambda=prop(n,2)+Soma_Lambda;
    Soma_Sigma=prop(n,3)+Soma_Sigma;
    Soma_Rov=prop(n,4)+Soma_Rov;
    Soma_Rol=prop(n,5)+Soma_Rol;
    Soma_Miv=prop(n,6)+Soma_Miv;
    Soma_Mil=prop(n,7)+Soma_Mil;

    Soma_TxLambda=Soma_TxLambda+prop(n,1)*prop(n,2);
    Soma_TxSigma=Soma_TxSigma+prop(n,1)*prop(n,3);
    Soma_TxRov=Soma_TxRov+prop(n,1)*prop(n,4);
    Soma_TxRol=Soma_TxRol+prop(n,1)*prop(n,5);
    Soma_TxMiv=Soma_TxMiv+prop(n,1)*prop(n,6);

```

```

    Soma_TxMil=Soma_TxMil+prop(n,1)*prop(n,7);
end

S_T_Lambda=Soma_TxLambda-(Soma_T*Soma_Lambda)/n;
S_T_Sigma=Soma_TxSigma-(Soma_T*Soma_Sigma)/n;
S_T_Rov=Soma_TxRov-(Soma_T*Soma_Rov)/n;
S_T_Rol=Soma_TxRol-(Soma_T*Soma_Rol)/n;
S_T_Miv=Soma_TxMiv-(Soma_T*Soma_Miv)/n;
S_T_Mil=Soma_TxMil-(Soma_T*Soma_Mil)/n;

S_T_T=Soma_T2-(Soma_T^2)/n;

// determinacao dos coeficientes y=ax+b
a_Lambda=S_T_Lambda/S_T_T;
a_Sigma=S_T_Sigma/S_T_T;
a_Rov=S_T_Rov/S_T_T;
a_Rol=S_T_Rol/S_T_T;
a_Miv=S_T_Miv/S_T_T;
a_Mil=S_T_Mil/S_T_T;

b_Lambda=(Soma_Lambda/n)-(a_Lambda*Soma_T/n);
b_Sigma=(Soma_Sigma/n)-(a_Sigma*Soma_T/n);
b_Rov=(Soma_Rov/n)-(a_Rov*Soma_T/n);
b_Rol=(Soma_Rol/n)-(a_Rol*Soma_T/n);
b_Miv=(Soma_Miv/n)-(a_Miv*Soma_T/n);
b_Mil=(Soma_Mil/n)-(a_Mil*Soma_T/n);
// Fim da rotina de interpolacao

// define a equacao do calor em funcao de teta,ksi e da temperatura
t
function [qm]=Qmax(teta,ksi,T)
    Lambda=(a_Lambda*T+b_Lambda)*1000    // J/Kg
    Sigma=a_Sigma*T+b_Sigma
    Rov=a_Rov*T+b_Rov
    Rol=a_Rol*T+b_Rol
    Miv=a_Miv*T+b_Miv
    Mil=a_Mil*T+b_Mil

    tetarad=(2*pi*teta)/360;
    ksirad=(2*pi*ksi)/360;

    deff(' [y]=Eq(q,tetarad,ksirad,T)', 'y=(2*Sigma*cos(tetarad)/rc)-
    (((C*(fv*Rev)*Miv*Leff*q)/(2*(rhv^2)*Av*Rov*Lambda))+((Mil*Leff*q)/(
    K*Aw*Lambda*Rol))+Rol*g*dv*cos(ksirad)+Rol*g*Lt*sin(ksirad))')
    while abs((qsup-qinf)/2) > 10^(-8),
        qm=(qinf+qsup)/2;
        if (Eq(qm,tetarad,ksirad,T)*Eq(qinf,tetarad,ksirad,T))<0
then
            qsup=qm;
        else
            qinf=qm;
        end
    end
endfunction

//Qmax_=Qmax(teta,ksi)

////// construtindo grafico de variacao da temperatura adiabatica (T)

```

```

//T=0:0.5:120;
//Tv=T+273.15;    // temperatura adiabática do gas (Kelvin)
//Qmax_aux=T;
//for n=1:length(T),
//Qmax_aux(n)=Qmax(teta,ksi,T(n));
//end
//xset("window",0)
//xset("thickness",2)
//xset("font size",4)
//
//xtitle("Calor Transferido em funcao da Temperatura
Adiabatica","Temperatura (Celcius)","Calor(W)")
//plot2d(T,Qmax_aux,5)

//T=30;
///// construtindo grafico de variacao de angulo de tilt (Evaporador
Acima do Condensador)
//ksi=-90:0.5:10;
//Qmax_aux=ksi;
//for n=1:length(ksi)
/////if (Qmax(teta,ksi(n),T)>0,
//  Qmax_aux(n)=Qmax(teta,ksi(n),T);
///// else
/////  Qmax_aux(n)=0,
///// end
//end
//xset("window",1)
//xset("thickness",2)
//xset("font size",4)
//
//xtitle("Calor Transferido em funcao do angulo de
inclinacao","Angulo (Graus)","Calor(W)")
//plot2d(ksi,Qmax_aux,11)

// Calculo de Rev em função da variação de temperatura

//T=10:10:120;
//Rev=T;
//Ma=T;
//Tv=T+273.15;    // temperatura adiabática do gas (Kelvin)
// Qmax_aux=T;

///// Determinação do Numero de Mach e Re em funcao da temp, para
tilt angl =0
//T=10:10:120;
//Tv=T+273.15;    // temperatura adiabática do gas (Kelvin)
//for n=1:length(T),
//  Qmax(teta,ksi,T(n));
//  Lambda=(a_Lambda*T(n)+b_Lambda)*1000;    // J/Kg
//  Sigma=a_Sigma*T(n)+b_Sigma;
//  Rov=a_Rov*T(n)+b_Rov;
//  Rol=a_Rol*T(n)+b_Rol;
//  Miv=a_Miv*T(n)+b_Miv;
//  Mil=a_Mil*T(n)+b_Mil;
//
//  Rev=4*Qmax(teta,ksi,T(n))/(%pi*dv*Miv*Lambda);
//

```

```

//
Ma=(4*Qmax(teta,ksi,T(n))/(Lambda*pi*dv^2))/sqrt(Gama*R*Tv(n))
//end

// Determinação do Numero de Mach e Re em funcao do angulo de tilt,
para T=30
T=30

Tv=T+273.15;    // temperatura adiabática do gas (Kelvin)
ksi=0:1:8;

for n=1:length(ksi),
    Qmax(teta,ksi(n),T);
    Lambda=(a_Lambda*T+b_Lambda)*1000;    // J/Kg
    Sigma=a_Sigma*T+b_Sigma;
    Rov=a_Rov*T+b_Rov;
    Rol=a_Rol*T+b_Rol;
    Miv=a_Miv*T+b_Miv;
    Mil=a_Mil*T+b_Mil;

    Rev=4*Qmax(teta,ksi(n),T)/(%pi*dv*Miv*Lambda);

    Ma=(4*Qmax(teta,ksi(n),T)/(Lambda*pi*dv^2))/sqrt(Gama*R*Tv)
end

```

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Peterson, George P. - *An introduction to Heat-Pipes: Modeling, testing and applications* –Wiley
- Chi S. W., 1976 - *Heat Pipe Theory and Practice - A Source Book*. McGraw Hill Book Company.
- Fernando Fraga e Silva, 2004 – *Simulação de Circuitos Hidráulicos com Termossifão: Programação de um Simulador Unidimensional e Validação experimental* - TF – Escola Politécnica da USP

11.1 Internet

(Último acesso em: 24/11/2005)

- **Kansas State University - Incorporation of Heat Pipes into Engine Pre-cooling, a Feasibility Study by Ninad Sathaye**
http://www.ngml.ksu.edu/research/project_archive/abstracts/engine/sathaye.htm
- **Car Tech Technologies - CAD-based Methods for Thermal Modeling of Coolant Loops and Heat Pipes**
<http://www.crtech.com/webPapers/CADloopModeling.html>
- **DANA Automotive**
http://www.dana.com/Automotive_Systems/Products/Thermal%20Products/Heat%20Pipes/heatpipes.aspx#
- **U.S. Department of Energy - Dehumidifying Heat Pipes for Air Conditioning**
<http://www.eere.energy.gov/consumerinfo/factsheets/bd2.html>
- **AAVID THERMALLOY - Heat Pipe Assemblies**

<http://www.aavidthermalloy.com/products/heatpipe/index.shtml>

- **Harvard Thermal - Heat Pipe Modeling using TAS**

<http://www.harvardthermal.com/products/TAS/ExampleModels/heatpipes.htm>

- **Improving the Performance of Micro Heat-Pipes for Heat Dissipation of Electronic Components -Heat Transfer Rate Upgraded by More than 60 %**

http://www.furukawa.co.jp/english/what/mhp010410_e.htm

- **Shankara Narayanan K.R. from Bangalore, India -**
k_r_shankar_nar@hotmail.com

<http://www.cheresources.com/htpipes.shtml>

- **THE HEATSINK GUIDE: Heat pipe information**

<http://www.heatsink-guide.com/content.php?content=heatpipes.shtml>



PREFERRED
RELIABILITY
PRACTICES

PRACTICE NO. PD-ED-1209
PAGE 1 OF 7

**AMMONIA-CHARGED
ALUMINUM HEAT PIPES
WITH EXTRUDED WICKS**

http://www.nasa.gov/externalflash/rtf_flash/index_noaccess.html

<http://www.sti.nasa.gov/tto/spinoff1996/64.html>

- **CAD-based Methods for Thermal Modeling of Coolant Loops and Heat Pipes** - David A. Johnson, Jane Baumann, Brent Cullimore - C&R Technologies -Littleton, Colorado - Dave.Johnson@crtech.com

- **Intel**

<http://www.intel.com/design/>

- **University of Missouri**

<http://atmizzou.missouri.edu/jan04/glove.htm>