

DESEMPENHO DE TUBOS DE CALOR COM RANHURAS AXIAIS E SEÇÕES TRANSVERSAIS SEMELHANTES CARREGADOS COM AMÔNIA E ACETONA PARA APLICAÇÃO ESPACIAL

Jorge Bertoldo Junior, jorge.bertoldo@inpe.br¹

Valeri V. Vlassov, valeri.vlassov@inpe.br²

Gino Genaro, gino.genaro@inpe.br³

^{1,2,3}Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Avenida dos Astronautas, 1758, Jd. Granja – CEP: 12227 – 010 – São José dos Campos – SP – Brasil.

Resumo: Este trabalho tem como objetivo de estudar a máxima capacidade de transporte de calor de tubos de calor com ranhuras axiais carregados com diferentes fluidos de trabalho. Testes de desempenho comparativos utilizando – se dois tubos de calor idênticos de mesma seção transversal, sendo um carregado com amônia e o outro com acetona, foram realizados na posição horizontal mediante duas posições de aplicação e remoção de calor, em que o calor é aplicado em uma das extremidades do tubo por meio de um aquecedor elétrico, sendo removido a partir da extremidade oposta por um circuito de refrigeração controlado por um termostato. A entrada de calor e a remoção do mesmo foram realizadas a partir das superfícies laterais do tubo. Os experimentos realizados avaliaram os perfis de temperatura ao longo do comprimento de tubo sobre várias cargas de fluxo de calor e a temperatura de refrigeração. A máxima capacidade de transporte de calor é avaliada considerando o limite de arrasto entre o fluido nas fases de vapor e líquido. A parte referente às simulações numéricas numérica inclui o desenvolvimento de modelos de tubo de calor em condições de teste, e um macro-modelo de transferência de calor através uma ranhura com razão de preenchimento variável. Os tubos de calor foram testados com a mesma carga térmica variando de 15 a 135W e a temperatura no sistema de resfriamento de -20°C a +40°C, e seus perfis experimentais de temperatura foram comparados com resultados de simulação numérica. Os fatores específicos de ajuste foram introduzidos para avaliar os efeitos possíveis da influência da piscina de líquido acumulada nas ranhuras inferiores da seção transversal e provável parcial secagem da estrutura porosa na parte superior da zona de evaporação.

Palavras-chave: tubos de calor com ranhuras axiais, limite de arrasto, piscina de líquido, amônia, acetona

1. INTRODUÇÃO

Tubos de calor de alumínio com ranhuras axiais carregados com amônia são largamente usados em aplicações espaciais para a estabilização térmica e redução dos gradientes de temperatura de painéis estruturais sobre os quais se encontram acoplados equipamentos eletrônicos do satélite. A amônia, apesar de ser um fluido tóxico, de difícil manuseio e mantido a alta pressão, apresenta uma alta capacidade de transporte de calor, além de permitir a fabricação de tubos de calor com diâmetros de seção transversais menores. Em muitos casos onde os tubos de calor devem ser embutidos em painéis estruturais fabricados usando comeia de folha de alumínio ou material compósito, tubos de maior diâmetro são bastante desejáveis, pois eles podem fornecer maior área de contato térmico com o painel, adaptando-se de forma satisfatória às dimensões estruturais do painel. A acetona aparece como uma alternativa de fluido de trabalho que pode ser mantido a baixa pressão de operação e não oferece riscos durante o manuseio e fabricação dos tubos de calor, apresentando uma tecnologia de produção mais simples e de menor custo.

Os modelos matemáticos convencionais que simulam o desempenho de um tubo de calor assumem que todas as ranhuras estão completamente preenchidas pelo fluido de trabalho, esta situação representa o cenário de funcionamento do tubo de calor em gravidade zero. Em condições de micro gravidade, as ranhuras axiais se assemelham a estruturas capilares no tubo calor (Barantsevitch e Shabalkin, 2003). Esta hipótese pode ser uma boa aproximação para o desempenho em condições de micro gravidade, se as ranhuras são independentes e existirem ou não ranhuras sem nenhuma quantidade de fluido na fase de líquido (Fleischman, Chiang e Ruff, 1991). Um estudo sobre a zona de secagem da seção transversal da zona de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia foi publicado por (Lataoui et al., 2010), mas neste trabalho o estudo contemplou um tubo de calor com perfil diferente do atual perfil.

Tubos de calor com acetona apresentam dificuldades adicionais em testes realizados em ambientes terrestres além de dificuldades que aparecem também no momento de interpretar os resultados experimentais. Esta situação se deve ao

fato de que o perfil da seção transversal otimizado para trabalhar com acetona apresentar ranhuras de maior largura, gerando a possibilidade de o tubo de calor operar em condições próximas ao limite de arrasto. O fluido na fase de líquido localizado nas ranhuras superiores do perfil é drenado por forças cisalhantes, logo este fluido na fase líquida não preenche totalmente os canais das ranhuras superiores provocando o acúmulo de um volume significativo deste fluido na fase líquida nas ranhuras inferiores do perfil. Esta redistribuição do fluido gera uma resistência térmica adicional que faz com as diferenças de temperatura entre as zonas de evaporação e condensação sejam significativamente maiores quando comparadas com tubos de calor carregados com amônia, provavelmente devido a efeito de arraste em baixas temperaturas para acetona. No entanto, para temperaturas de operação mais elevadas as resistências térmicas existentes efetivas no tubo de calor carregado com acetona diminuem. Porém em ensaios onde o tubo de calor encontra – se inclinado em relação à direção horizontal os tubos de calor são mais sensíveis ao campo gravitacional terrestre, requerendo padrões de ensaios mais rigorosos (Bertoldo et al., 2012).

Levando em consideração os resultados obtidos por este trabalho, os resultados aqui apresentados poderão contribuir ao estudo de efeitos de testes de caracterização em gravidade para tubos de calor para aplicação espacial pelos estudos comparativos de fluidos alternativos, que são difíceis de serem encontrados na literatura.

A parte numérica traz a proposta de melhor avaliar os fenômenos observados nos tubos de calor tanto carregados com amônia quanto com acetona. O mesmo encontra – se dividido em três etapas, as quais são apresentadas no decorrer deste trabalho:

- Estudo da condutividade efetiva k_{eff} da estrutura capilar do tubo de calor carregado tanto com amônia quanto com acetona através de um modelo de simulação numérica.
- Simulação da montagem experimental para obtenção dos perfis de temperatura do tubo de calor em diferentes condições de funcionamento.
- Cálculo do limite de arrasto de fluido na fase líquida em diferentes condições de operação para o tubo de calor carregado tanto com amônia quanto acetona.

2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

Este trabalho experimental começa com a carga dois tubos de calor com o mesmo perfil geométrico de seção transversal, conforme mostrado na figura 1, com acetona e amônia. As dimensões de perfil são: 19 mm x 19,1 mm.

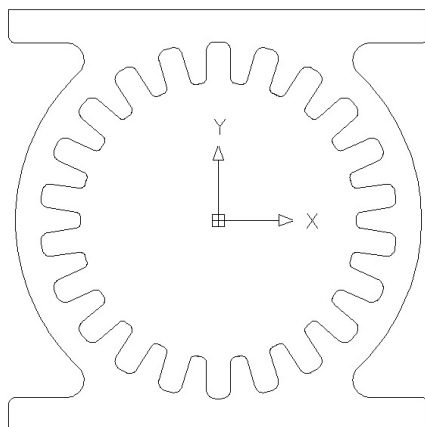


Figura 1. Seção transversal dos tubos axialmente ranhurados.

Ambos os tubos foram carregados com excesso de carga de 10 % em volume de modo que toda a estrutura capilar formada pelas ranhuras axiais estivesse preenchida na faixa de temperaturas de operação de 0°C a 40°C, conforme orientação de (Schlitt, Brennan e Kirkpatrick, 1974). O cálculo do volume de carga a inserido em ambos os tubos de calor leva em consideração que todas as ranhuras da seção transversal do tubo de calor estejam totalmente preenchidas.

A montagem experimental, apresentada na figura 3, tem como objetivo justamente de estudar o desempenho o tubo de calor através de medição e análise posterior dos perfis de temperatura ao longo de comprimento de tubo. Dois aquecedores elétricos foram colados em ambas as interfaces na mesma extremidade do tubo de calor e um sistema de resfriamento foi posicionado na extremidade oposta justamente para retirar calor do tubo.

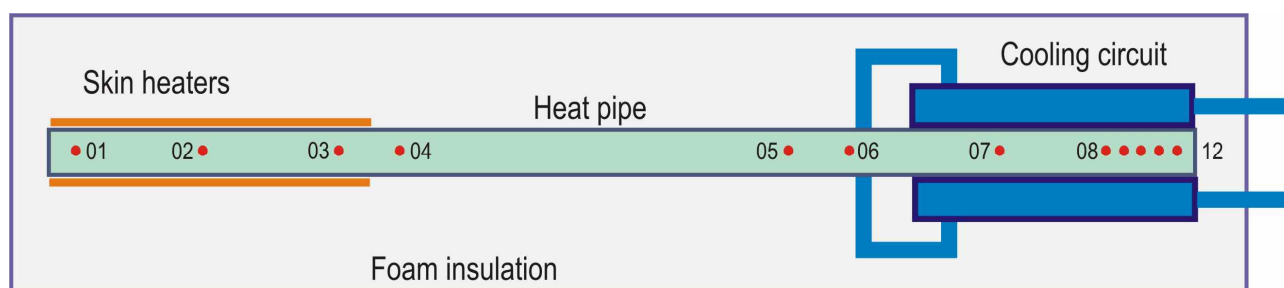


Figura 3. Montagem experimental para obtenção dos perfis de temperatura dos tubos de calor

As regiões do tubo de calor descritas ocorrem durante o funcionamento do tubo de calor que depende da entrada de calor vinda de uma fonte externa, retirada de calor na extremidade oposta do tubo mediante um sistema de remoção de calor, gerando um gradiente de temperatura ao longo do tubo de calor necessário ao transporte de calor pelo tubo. Além destas duas regiões características existe também uma região na qual assume - se que não ocorrem trocas de calor, por isso denomina - se esta região como zona adiabática.

Três termopares foram posicionados na zona de evaporação, três termopares foram posicionados na zona adiabática e seis termopares foram posicionados na zona de condensação. Um número maior de termopares foi posicionado na região de condensação do tubo de calor com a finalidade de detectar - se a formação de gases não condensáveis, os quais foram um bloqueio na região de condensação. Todos os termopares utilizados neste experimento são do tipo "T".

No esquema representado na figura 4 é possível visualizar - se o sistema que providencia a entrada de calor no tubo assim como o sistema que providencia a retirada de calor do mesmo.

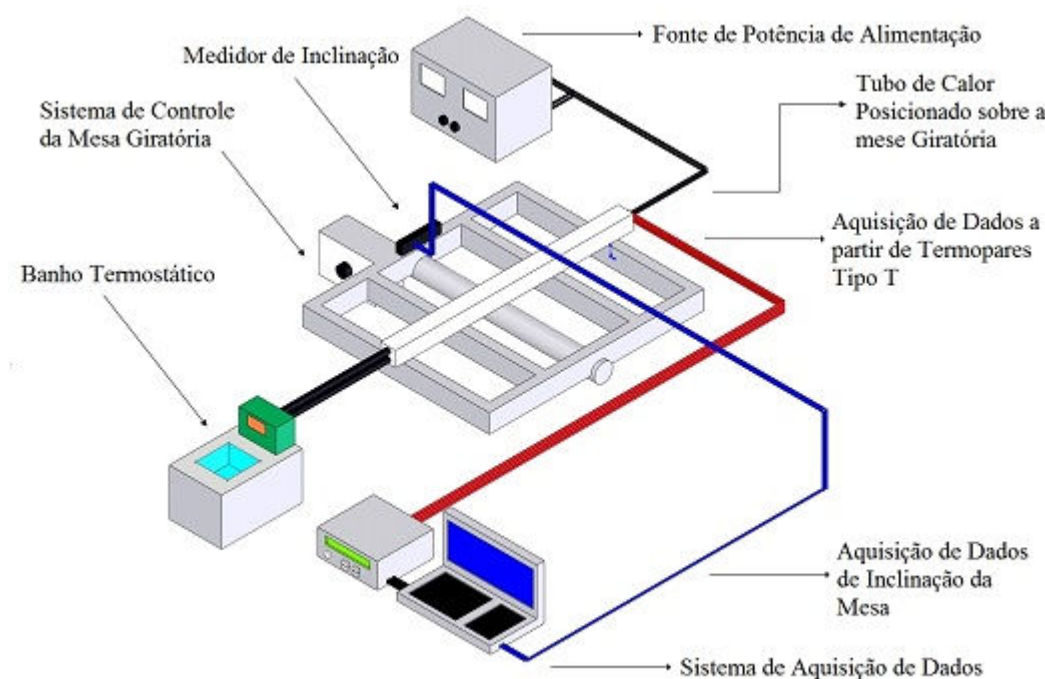


Figura 4. Montagem experimental acoplada ao sistema de aquisição de dados.

A montagem experimental foi construída de forma a reproduzir o funcionamento de um tubo de calor em condições espaciais, por esta razão o tubo de calor encontra - se completamente isolado em relação ao ambiente de testes de modo a evitar trocas de calor por convecção com meio, reproduzindo - se assim o ambiente espacial. Os aquecedores elétricos são alimentados por uma fonte de potência e o sistema de refrigeração é alimentado por um banho termostático assim como pode ser visualizado na figura 4. Nesta mesma figura é possível visualizar que os termopares estão conectados a um sistema de aquisição de dados HP AGILENT 4907 ligado a um computador que permite a visualização dos gráficos de temperatura durante o ensaio.

O tubo de calor encontra - se posicionado sobre uma mesa giratória que permite o controle da inclinação do mesmo, uma vez que os testes a partir dos quais são feitas as aquisições de temperatura necessitam que o mesmo encontre - se na posição horizontal. Este controle é feito a partir da leitura de um medidor de inclinação, conforme a figura 4, que ligado ao mesmo computador onde são visualizados os dados de temperatura, possibilita a leitura dos dados de inclinação da mesa giratória.

3. MODELO NUMÉRICO DE CONDUTIVIDADE EFETIVA DA ESTRUTURA CAPILAR E RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

O estudo teórico começa com o objetivo de determinar – se a condutividade efetiva da estrutura capilar dos tubos de calor, estrutura formada pelas ranhuras axiais, figura 1, que durante o funcionamento do tubo de calor ficam preenchidas com o fluido de trabalho na fase líquida, em diferentes situações, conforme é apresentado na figura 5.

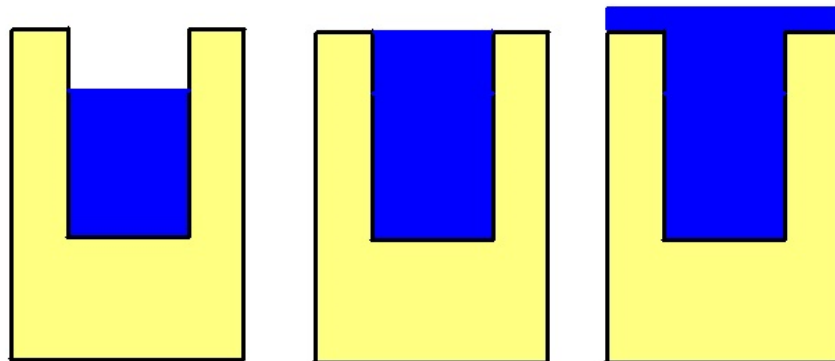


Figura 5. Modelo de geometria simplificada da ranhura para diferentes condições de preenchimento.

O modelo para simulação do fenômeno de evaporação do fluido na fase líquida contido nas ranhuras axiais do tubo de calor foi construído em duas dimensões. Neste modelo as possibilidades de preenchimento da ranhura pelo líquido foram simuladas por meio de um modelo – 2 D parametrizado em relação a altura da coluna de líquido. Esta simulação permite calcularmos o valor da condutividade efetiva da estrutura capilar

As seguintes suposições e condições de contorno foram adotadas para a construção deste modelo:

- a transferência de calor através de ranhura ocorre pela condução pura, considerando que as dimensões pequenas da ranhura (1,81 mm x 1,53 mm) atrapalha a contribuição de convecção
- de baixo - o fluxo de calor prescrito, q_e , aplicado por um aquecedor elétrico;
- de cima – temperatura na interface líquido-vapor é prescrita, T_v ;
- bom contato térmico entre o fluido na fase líquida com o substrato metálico da ranhura;
- laterais da ranhura isoladas.

Este modelo permite obter o valor da temperatura na ranhura entre o substrato metálico e o aquecedor elétrico. O conhecimento do valor desta temperatura, aplicado na Eq. (1) possibilita o cálculo da k_{eff} para diferentes condições de preenchimento da ranhura.

$$k_{eff} = \frac{q_e}{(T_e - T_v)} \quad (1)$$

Onde:

q_e = fluxo de calor aplicado na ranhura [W/m²]

T_e = temperatura na base da ranhura [°C]

T_v = temperatura média na superfície do líquido [°C]

O modelo foi criado usando o software SINDA/FLUINT Thermal Desktop, usando a divisão nodal de 1400 nós na direção x e 1400 nós na direção y do elemento que simula o líquido contido na ranhura, como parâmetros para a construção da malha numérica.

Um estudo preliminar foi elaborado para avaliar a sensibilidade do campo de temperaturas em relação a divisão nodal e ao valor adotado para o contato entre o canal de vapor do tubo de calor e a estrutura capilar onde está contido o fluido na fase líquida, apresentando uma incerteza de 1,44°C e 1,61°C. A inserção destes parâmetros no modelo buscou o uso valores destes parâmetros que convergem para variações mínimas no campo de temperaturas. Uma distribuição de temperatura em volume de líquido em ranhura com 100% de preenchimento como resultado de simulação está apresentada na figura 6.

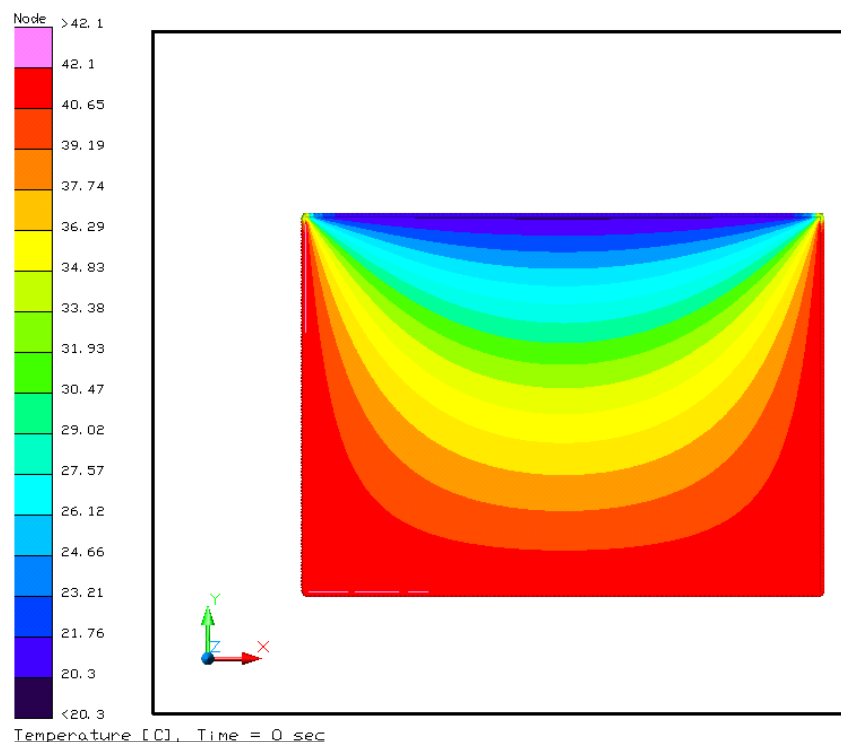


Figura 6. Campo de temperaturas do fluido presente na ranhura.

Os resultados referentes ao cálculo da condutividade efetiva da estrutura capilar para os tubos de calor carregados com amônia e acetona são apresentados na figura 7.

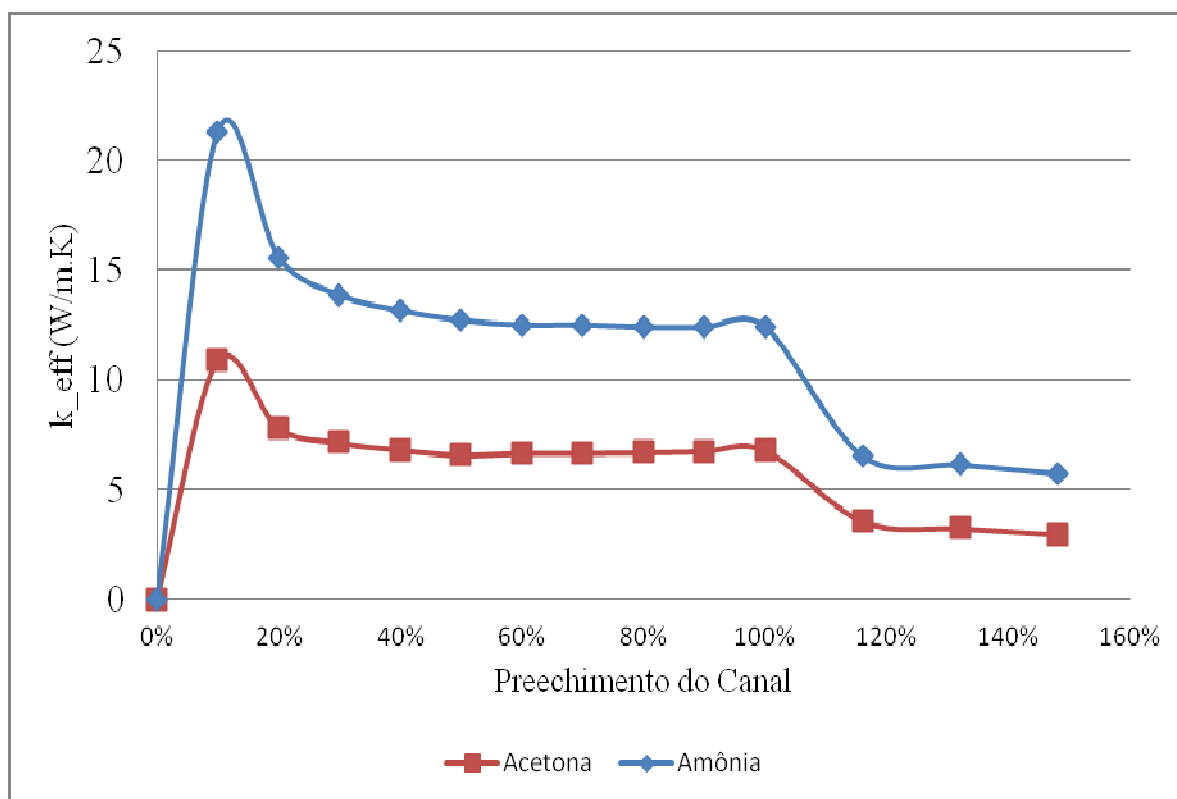


Figura 7. Variação da k_{eff} em função do volume preenchido pelo fluido na fase líquida na ranhura

A variação da condutividade efetiva da estrutura capilar em função do volume preenchido pelo líquido mostra que a esta condutividade depende de forma direta deste parâmetro. O preenchimento de 40 a 100% apresenta pouca variação no valor da condutividade efetiva. O excesso de fluido diminui este valor. Em todos os casos a condutividade efetiva de

amônia é maior quando comparada a acetona por razão de diferença em condutividade de fase líquido de ambos fluidos.

As tabelas 1 apresentam os valores calculados para a condutividade efetiva para o tubo de calor carregado com amônia e acetona utilizado uma fórmula empírica apresentada na literatura (Peterson, 1993) estruturas capilares padrões.

Tabela 1. Condutividade efetiva calculada para o tubo de calor carregado com amônia e acetona

Temperatura Sistema Refrigeração		Amônia		Acetona	
-20	°C	2.48	W/mK	0.91	W/mK
0	°C	2.32	W/mK	0.90	W/mK
20	°C	2.15	W/mK	0.87	W/mK
40	°C	1.96	W/mK	0.84	W/mK

Os valores de condutividade efetiva mostrados na tabela 1 apresentam uma considerável diferença em reação aos valores calculados a partir de campos de temperatura obtidos por simulação. Isto explica – se pelo fato de os resultados apresentados na tabela 1 serem obtidos a partir de uma equação empírica simplificada para estruturas capilares ranhuradas gerais. Isso justifica o estudo para a determinação dos valores de condutividade efetiva com a precisão maior usando modelos numéricos detalhados e simulação direta.

4. MODELO DE TUBO DE CALOR EM CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS E RESULTADOS DE SIMULAÇÃO E AJUSTE COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O modelo construído para simular o desempenho de um tubo de calor usando a malha numérica de elemento finitos de software SINDA/FLUINT Thermal Desktop inserido na montagem experimental descrita neste trabalho é apresentado na figura 8, que mostra os principais elementos que compõe o modelo de simulação.

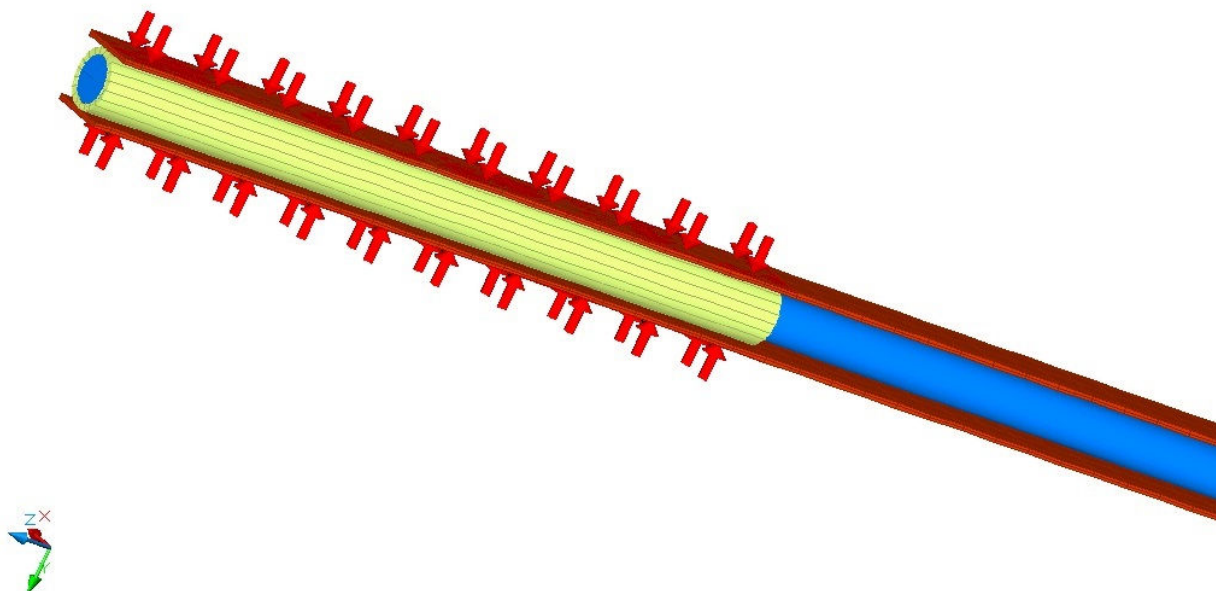


Figura 8. Modelo de simulação do tubo de calor inserido na montagem experimental

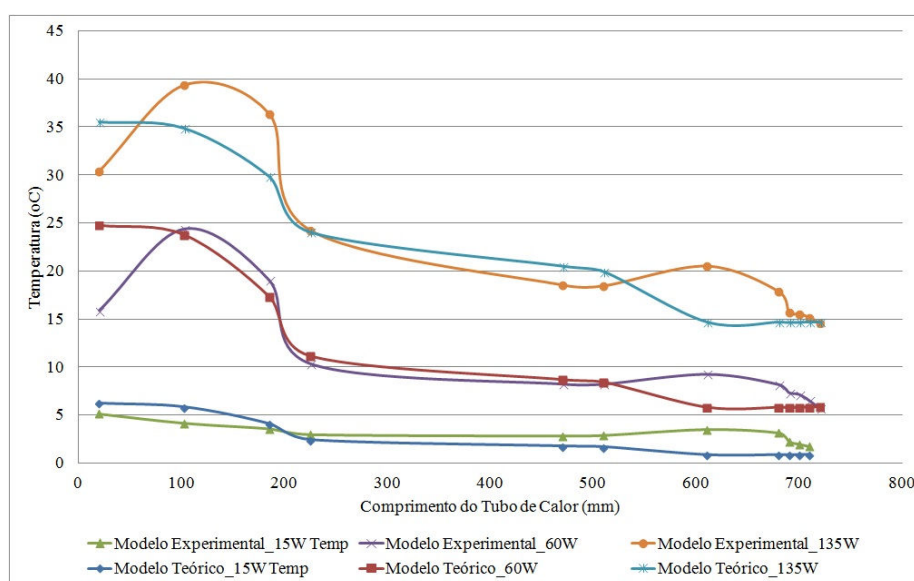
A construção do modelo utilizou sólidos que simulam os canais que compõe a estrutura de um tubo de calor (73 elementos), canal de vapor e estrutura capilar (73 elementos), além as interfaces do tubo onde são colados os aquecedores elétricos responsáveis pela carga térmica, conforme a figura 8.

Os resultados referentes aos ajustes do modelo representando o tubo de calor carregado com amônia são apresentados na tabela 2.

Tabela 2. Fatores de ajuste introduzidos no modelo de simulação do desempenho do tubo de calor carregado com amônia na montagem experimental.

Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = - 20°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fator de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,25	1,3
93 W	0,7	1,8
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 0°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fator de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,35	1,3
135 W	0,5	3
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 20°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fator de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,5	1,8
135 W	0,8	4
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 40°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fator de Correção
15 W	1	1
60 W	1	1
135 W	1	1

Os perfis de temperatura obtidos através da montagem experimental foram comparados aos perfis de temperatura obtidos a partir das simulações numéricas implementadas sob condições de contorno semelhantes às condições ambientais sob as quais foram realizados os testes em laboratório, ver figura 9. No modelo de simulação numérica foram atribuídos o valor de condutividade efetiva correspondente ao valor calculado por meio das simulações numéricas referentes a 100% de preenchimento da ranhura.

**Figura 9.** Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona

A comparação entre os perfis de temperatura mostra distorções devido a situação de que na verdade nem todas as ranhuras estão preenchidas pelo fluido na fase líquida, pois sabe-se da formação da piscina de líquido nas ranhuras inferiores tanto para o tubo carregado com amônia quanto para o tubo carregado com acetona. Estas distorções ocorrem por efeitos de arrasto e por efeitos da gravidade, quando a tensão superficial não é suficiente para segurar o líquido nas ranhuras superiores, especialmente em ranhuras abertas, que é o caso.

Os ajustes do modelo buscam corrigir o valor da condutividade efetiva da estrutura capilar da região de evaporação por meio de um fator que ajusta a porcentagem (quantidade relativa) de ranhuras preenchidas pelo líquido.

Existe também a situação de que este modelo tenta reproduzir as condições de funcionamento de um tubo de calor por meio de elementos sólidos de condutividade efetiva ajustada, o que negligencia os efeitos relativos a troca de calor interna por convecção e os efeitos de filme de condensação, logo é necessário a aplicação de um fator de correção para ajustar – se a condutividade efetiva da estrutura capilar das regiões adiabática e de condensação. Em alguns casos conforme pode ser observado na tabela 2, valores maiores que 1 foram necessários para que o perfil de temperaturas obtido a partir das simulações numéricas se aproxime do perfil experimental.

A tabela 3 apresenta os valores referentes aos fatores de preenchimento da estrutura capilar na zona de evaporação e os fatores de ajuste da condutividade efetiva da estrutura capilar na zona adiabática e de condensação no tubo carregado com acetona.

Tabela 3. Fatores de ajuste introduzidos no modelo de simulação do desempenho do tubo de calor carregado com acetona na montagem experimental.

Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = - 20°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fato de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,1	1
93 W	0,1	1
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 0°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fato de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,1	1
135 W	0,3	1
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 20°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fato de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,2	1
135 W	0,35	1
Temperatura Sistema de Refrigeração (°C) = 40°C		
Potência Dissipada	Fator de Preenchimento	Fato de Correção
15 W	0,1	1
60 W	0,2	1
135 W	0,35	1

Os valores apresentados na tabela 3 referentes ao fator de preenchimento da estrutura capilar aplicado à condutividade efetiva mostram que assim como no caso da amônia ocorre a formação de piscina de líquido nas ranhuras inferiores (o fator é <1). Em relação ao fator de correção para o ajuste da condutividade efetiva da zona adiabática e de condensação percebe-se que a aplicação do valor obtido para a ranhura totalmente preenchida pelo fluido na fase líquida ajusta de forma satisfatória (o fator = 1).

5. LIMITE DE ARRASTO

Poucos anos após o surgimento do conceito de tubos de calor, (COTTER, 1967) identificou o limite de arrasto como um dos limites de operação de tubos de calor e desenvolveu um critério para que seja possível determinar – se qual é valor deste limite de operação tomando como referência o número adimensional de Weber.

Uma vez que as altas velocidades do escoamento do vapor geram uma dada tensão de cisalhamento existe uma força que se opõe a este esforço chamada força capilar a qual tem como efeito manter o fluido na fase líquida no interior dos canais para que o mesmo retorne até a zona de evaporação.

A partir destas definições é possível calcular o limite de arrasto por meio da Eq. (2):

$$Q_{Arrasto} = \lambda \frac{\rho_v \pi D_v^2}{4} \sqrt{\frac{\Pi_p \sigma}{4 \rho_v A_p}} \quad (2)$$

A aplicação da equação (8) permite a obtenção dos resultados referentes ao cálculo do limite de arrasto de líquido contido nas ranhuras da estrutura capilar para o tubo de calor carregado com amônia e acetona são apresentados nas tabelas 5 e 6.

Tabela 4. Limites de Arrasto para o tubo de calor carregado com Amônia e Acetona

Temperatura Sistema de Refrigeração		Amônia		Acetona	
-20	°C	988.191	W	109.076	W
0	°C	1169.121	W	159.301	W
20	°C	1282.057	W	187.388	W
40	°C	1291.077	W	254.352	W

A comparação entre os limites de arrasto calculados para o tubo de calor carregado com amônia e acetona mostra que os limites relacionados a amônia são bem maiores quando comparados a acetona, que justifica de usar perfis de ranhuras mais estritos e menos abertas para acetona ou procurar a aplicação em temperaturas elevadas, perto de +40°C.

6. CONCLUSÃO

Os estudos comparativos conduzidos mostram o desempenho comparativo de tubos de calor semelhantes, carregados com amônia e acetona, embora a amônia sendo considerada na literatura como fluido-padrão de altíssimo desempenho e sem possibilidade de comparação com outros fluidos de trabalho.

A resistência térmica total de tubo depende muito da resistência na região do evaporador, cujo valor depende tanto de condutividade efetiva de estrutura porosa composta no caso por ranhuras como também de efeitos específicos que ocorrem em testes em gravidade: parcial secagem de ranhuras superiores e formação de excesso de líquido sobre ranhuras inferiores. A influência estes efeitos é bastante significativa e é quantificada pelo fator de preenchimento obtido por comparação entre perfis teóricos e experimentais.

A característica principal do perfil destes tubos de calor é que as ranhuras são bastante abertas, o que provoca alta sensibilidade ao limite de arrasto, que para acetona é significativamente inferior. Esta situação justifica o uso de canais semiabertos tipo ômega para tubos de calor de acetona.

O fator de correção é aplicado no valor de condutividade efetiva da estrutura porosa mostra que o modelo numérico de transferência de calor através de ranhura é adequado para caso de acetona, entretanto para caso de amônia os valores experimentais são maiores do que de modelo, o que confirma que este assunto merece um estudo adicional, considerando ainda que o modelo analítico amplamente usado apresenta valores bastante inferiores de experimentais.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais pelo apoio ao desenvolvimento desta pesquisa e a CAPES e ao CNPQ pelo apoio financeiro.

8. REFERÊNCIAS

Barantsevich, V., Shabalkin, V., 2003, “Heat Pipes for thermal control of ISS solar battery drive”, Applied Thermal Engineering. Vol. 23, pp. 1119 – 1123.

- Bertoldo Junior, J., Vlassov, V. V., Cândido, P. A., Genaro, G., Kiseev, V. M., 2012, “Experimental performance comparison of axially grooved heat pipes charged with acetone and ammonia”, Proceedings of the 16th International Heat Pipe Conference, Lyon, France, 2012.
- Chi, S. W., 1976, “Heat pipe theory and practice”, McGraw-Hill Book Company, London.
- Cotter, T. P., 1967, “Heat Pipe Startup Dynamics”, Proceedings SAE Thermionic Conversion Specialist Conference, Palo Alto, CA.
- Fleischman, G. L., Chiang, T. C., Ruff, R. D., 1991, “Oxygen heat pipe 0 – G performance evaluation based on 1 – G tests”, Proceedings of AIAA 26th Thermophysics Conference, Honolulu, USA.
- Lataoui, Z., Romestant, C., Bertin, Y., Jemni, A., Petit, D., 2010, “Inverse thermal analysis of drying zone of the evaporator of an axially grooved heat pipe”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 34, pp. 562 – 574.
- Peterson, G. P., 1993, “An Introduction to Heat Pipes: Modeling Testing and Applications”, John Wiley & Sons.
- Schlitt K.R, Brennan P.J., Kirkpatrick J.P., 1974, “Parametric performance of extruded axial grooved heat pipes from 100 to 300 K”, AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conference, Boston, Massachusetts, 15-17 de Julho.

9. RESPONSABILIDADE AUTORAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

EXPERIMENTAL PERFORMANCE COMPARISON OF SIMILAR PROFILES GROOVED HEAT PIPES CHARGED WITH AMMONIA AND ACETONE

Jorge Bertoldo Junior, jorge.bertoldo@inpe.br¹

Valeri V. Vlassov, valeri.vlassov@inpe.br²

Gino Genaro, ginogenaro@hotmail.com³

¹Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Avenida dos Astronautas, 1758, Jd. Granja – CEP: 12227 – 010 – São José dos Campos – SP – Brasil.

²Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Avenida dos Astronautas, 1758, Jd. Granja – CEP: 12227 – 010 – São José dos Campos – SP – Brasil.

³Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Avenida dos Astronautas, 1758, Jd. Granja – CEP: 12227 – 010 – São José dos Campos – SP – Brasil.

Abstract. *This work aims to study the maximum heat transport capacity of heat pipes with axial grooves loaded with different working fluids. Comparative performance tests using two identical heat pipes of the same cross section being loaded with acetone and ammonia were conducted in a horizontal position through two positions for the application and removal of heat in the heat is applied to one end of the tube by an electric heater, being removed from the opposite end by a cooling circuit controlled by a thermostat. The heat input and removal of it were made from tube lateral side. The realized experiments show the temperature profiles along the length of tube on various loads heat flow and cooling temperatures. The maximum heat transport capacity is determined considering the entrainment limit between the fluid in the vapor and liquid phases. The part concerning the numerical simulations includes the development of models of heat pipe under test conditions and a macro - model of heat transfer through a groove with variable fill ratio. The heat pipes were tested with the same thermal load ranging from 15 to 135W and the temperature in the cooling of -20 ° C to +40 ° C and its system experimental temperature profiles were compared with the results of numerical simulation. The specific adjustment factors were introduced to evaluate the possible effects of the influence of accumulated liquid in the lower pool grooves cross section is likely partial drying of porous structure at the top of the evaporation zone.*

Keywords: axially grooved heat pipe, entrainment limit, liquid puddle, ammonia, acetone