



TUBOS DE CALOR PARA SATÉLITES DE REENTRADA

Viviane R.T.R. Hirdes

Eduardo Madeira Borges

Francisco Braz Filho

Instituto de Estudos Avançados – CTA.

Caixa Postal: 6044 São José dos Campos – SP - CEP: 12231-970

Fax: (012) 341-4277. E-mail: viviane@ieav.cta.br

Mauro Hirdes

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - CTA

E-mail: redtecnologia@uol.com.br

Humberto Pontes Cardoso

TCS - Engenharia e Informática

E-mail: humberto@equatorialsistemas.com.br

Resumo. *O objetivo deste trabalho foi reduzir o peso do conjunto estrutural e da proteção térmica de satélites recuperáveis com o uso de tubos de calor com função dupla, contribuindo tanto para dissipação do calor residual da reentrada como estruturalmente, aumentando a rigidez e a resistência mecânica. O comportamento térmico dos isolamentos é analisado durante a reentrada, em construções que combinam material ablativo, fibra de vidro e cortiça, distribuídos sobre a calota e o cone formado por um painel de tubos de calor (IPHP). Para a análise térmica, foram usados os parâmetros disponíveis na literatura, do satélite de reentrada SARA, desenvolvido IAE/CTA; e o programa computacional SATER -100^ã, baseado numa formulação que combina os métodos de Volumes Finitos e de Elementos Finitos. O processo de ablação foi descrito com um modelo de mudança de fase com fronteiras móveis. Os resultados obtidos mostram as comparações do sistema de proteção térmica com e sem tubos de calor.*

Palavras-chave: *Tubo de Calor, Satélite de Reentrada, Proteção Térmica .*

1. INTRODUÇÃO

No projeto de qualquer veículo aeroespacial, procura-se maximizar a carga a ser colocada em órbita, portanto, a massa estrutural é um parâmetro a ser otimizado. No caso de satélites recuperáveis, a estrutura ainda vem acrescida de um sistema de proteção térmica (TPS), que deve resistir às severas condições da reentrada na atmosfera e manter a temperatura interna compatível aos experimentos. Para satélites de pequeno porte, como o SARA (Moraes, 1998), uma redução de 10% na massa desta proteção representaria um aumento de cerca de 20% na carga útil (payload).

Os tubos de calor operam segundo o ciclo de evaporação e condensação de seu fluido interno, têm uma grande capacidade térmica, são quase isotérmicos e suas geometrias tubulares resultam em estruturas de alta rigidez e resistência mecânica. Com o objetivo de reduzir a massa do conjunto estrutural, a proposta deste trabalho é a do uso de tubos de calor com função dupla: transporte e dissipação de calor e na constituição estrutural. A idéia é ter um Painel com Tubos de Calor Integrados (IPHP), combinado com um escudo térmico convencional, ablativo ou refratário. Desta forma, os tubos de calor contribuiriam para isothermalizar e dissipar o calor excedente do escudo. Optou-se por analisar material ablativo, por ser o proposto para o SARA, com tubos que também pudessem ser usados na fase na orbital, para rejeitar o calor gerado nos equipamentos internos.

2. CONFIGURAÇÃO DO SATÉLITE

Na configuração preliminar, Fig. (1), o SARA tem 1.410 mm de comprimento e massa total de 150 kg, sendo: 70 kg de estrutura e escudo térmico; 25 kg de carga paga; e 55 kg de outros itens, Moraes (1998). Durante a reentrada, a proteção frontal deve resistir a 2 MW/m^2 e manter a temperatura interna abaixo de 90° C . O escudo térmico é formado por material ablativo que é consumido durante a reentrada na atmosfera. Após a abertura do pára-quedas, ainda existe aquecimento e, por isso, é preciso deixar um excedente de material ablativo ou ter um segundo material isolante para manter a temperatura interna do sistema.

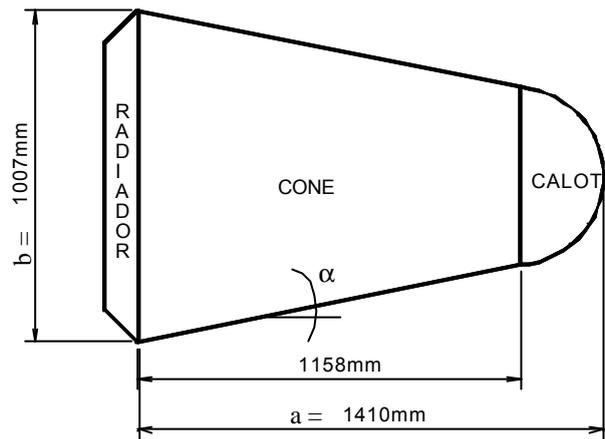


Figura 1. Configuração preliminar do satélite de reentrada, Moraes (1998).

A Figura (2) mostra o esquema da estrutura proposta. A parte superior da linha de simetria está apresentada sem tubos de calor e a inferior, com tubos de calor como na região em verde. Em ambos sistemas, o escudo térmico é formado por material ablativo, distribuído sobre a calota (em vermelho e amarelo) e o cone (azul e verde). A diferença está na quantidade do material, consumível ou não e representado pela faixa amarela, necessário para isolar o calor excedente do material ablativo consumido. O excedente é menor no caso do escudo com tubos de calor.

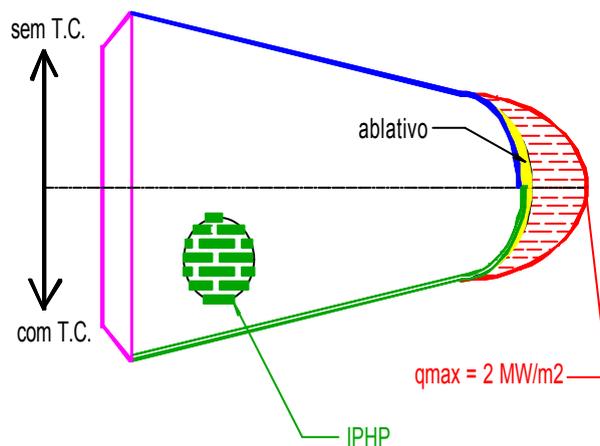


Figura 2. Esquema do sistema de proteção térmica de um satélite de reentrada.

O perfil elíptico, usado para descrever a superfície com as características geométricas apresentadas na Fig.1, onde: a é o comprimento no eixo x ; b , a maior altura no eixo y ; α , o ângulo de formação do cone, foi obtido da Eq. (1):

$$\cos^2 a = \frac{y^2 \cdot a^4}{y^2 \cdot a^4 + b^4 \cdot (a-x)^2} \quad (1)$$

3. ESPECIFICAÇÃO DA GEOMETRIA E DOS MATERIAIS DOS TUBOS DE CALOR

Os painéis IPHP são constituídos por duas placas de um material estrutural, neste caso, de alumínio, conformadas uma sobre a outra de forma a terem canais internos. Estes canais, que formam os tubos de calor, possuem os vértices saturados com a fase líquida de um fluido de trabalho e são responsáveis pelo bombeamento capilar. O esquema (a) da Fig. (3) representa a seção transversal de um canal na região do evaporador, onde existe líquido só nos vértices; e o esquema (b) representa o mesmo canal na região do condensador, onde também existe líquido junto às paredes. Os canais operam como micro tubos de calor, mas as dimensões e quantidade de líquido, mais de 50% do volume interno, resultam em raios capilares maiores, Take and Webb (2000).

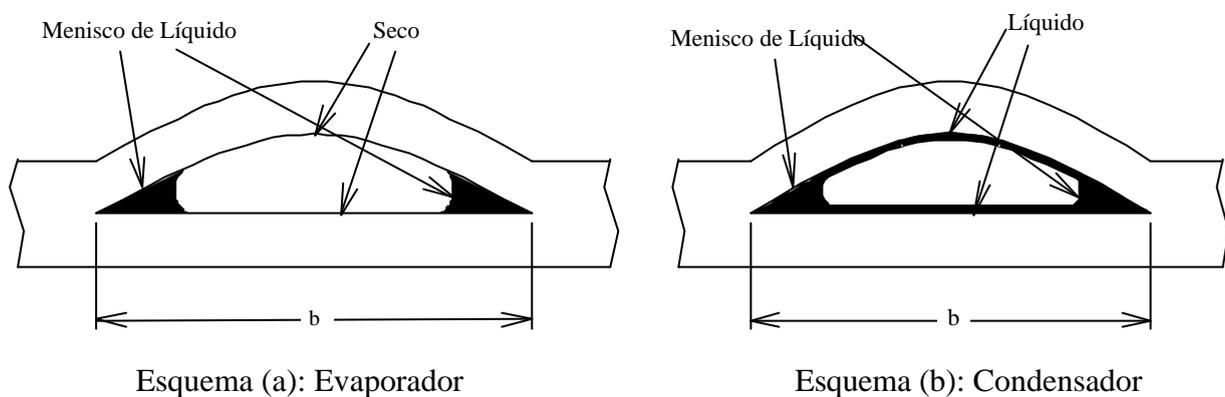


Figura 3. Seção transversal do tubo de calor proposto por Take and Webb (2000).

O painel a ser analisado tem 100 mm de largura por 250 mm de comprimento. Neste trabalho, considerou-se o menor tubo sugerido no catálogo da Showa (2000), empresa que fabrica IPHP para computadores, com 5 mm de base por 0,9 mm de altura. Como o evaporador está situado bem no meio do painel, promovendo uma simetria, são considerados 26 tubos, de 110 mm de comprimento, para transportar a energia requerida.

3.1. Fluido de Operação

Além das temperaturas de fusão e ebulição, a escolha do fluido de um tubo de calor é baseada no Número de Mérito (Me). Este número relaciona calor latente de vaporização (λ), que indica eficiência térmica; com tensão superficial (σ), massa específica (ρ_L) e viscosidade dinâmica (μ_L), que influem no bombeamento do fluido. O Número de Mérito dos fluidos compatíveis com a faixa de temperaturas, entre -10 e 100° C, encontradas na parte interna do veículo, foi calculado pela Eq. (2), Chi (1976) e Dunn et al (1994):

$$Me = \frac{s \cdot r_L \cdot l}{m_l} \quad (2)$$

Os Números de Mérito obtidos estão relacionados na Tab. (1). Como não foi possível encontrar as propriedades do fluido R-123, usado nos IPHP da Showa (2000), usou-se as propriedades do R-11, conforme recomendação do próprio fabricante, para analisar o seu comportamento.

Tabela 1. Número de Mérito dos fluidos na temperatura de 100°C

	Acetona	Metanol	Amônia	R11
Me a 100 °C (W/m ²)	2,57 . 10 ¹⁰	4,77 . 10 ¹⁰	1,45. 10 ¹⁰	0,66 . 10 ¹⁰

O metanol tem o Número de Mérito elevado, mas reage com o alumínio e deve ser descartado. O R11 (Freon 11), apesar de não ter o número tão alto, forma um diâmetro hidráulico grande e possui boa condutibilidade térmica (k), o que determina pequena queda de temperatura no líquido, e precisa ser melhor avaliado. A escolha, considerando-se apenas o Me, recairia sobre a amônia e a acetona, mas é preciso avaliar os limites de operação.

3.2. Limites de Operação

Os tubos possuem limites de transporte de calor que, quando alcançados, podem levá-los ao colapso. Estes limites são calculados em relação ao fluido e às geometrias do fluxo de vapor e do menisco formado entre o líquido e o vapor. Os modelos matemáticos apresentados na literatura descrevem os limites para tubos convencionais, Chi (1976) e Dunn et al (1994), ou micro tubos de calor, Petterson (1994). Como não existem equações que calculem os limites de tubos operando como os IPHP, optou-se por usar as equações para micro tubos de calor, estabelecidas por F. Gerber e conforme apresentadas nas referências de Petterson (1994) e Cao et al (1993). Desta forma, os valores obtidos seriam mais restritivos do que os relativos aos IPHP.

Gerner considerou que o limite capilar seria o mais crítico para micro tubos. Sendo ρ_L e ρ_v , as massas específicas do líquido e do vapor, respectivamente; λ , o calor latente de vaporização; d, o diâmetro hidráulico; σ , a tensão superficial do líquido; ν_v , a viscosidade cinemática do vapor; e l o comprimento do canal, o calor máximo que um micro tubo deve transportar pode ser obtido pelas duas correlações abaixo, sendo a Eq. (3) obtida por Gerner em 1990 e a Eq. (4), em 1992.

$$\dot{q}_{\max_1} = 0,01 \cdot \frac{s \cdot l}{u_v} \cdot \frac{d^3}{l} \quad (3)$$

$$\dot{q}_{\max_2} = r_v \cdot l \cdot \left(\frac{p \cdot d^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{r_L}{r_v} \cdot \frac{g \cdot d}{16} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

A Fig. (4) apresenta os limites de transporte de calor, obtidos com as equações de Gerber, para um tubo com o diâmetro hidráulico de 0,59 mm, base de 5 mm e a parte superior formada por um arco que passa a 0,9 mm de base. Nota-se que os valores obtidos com a Eq. (4), que estão no gráfico com a terminação (2), são mais baixos do que os da Eq. (3) e que, mesmo a amônia, que tem o melhor comportamento térmico, apresenta os limites baixos.

Observou-se, porém, que o calor máximo para o R11, entre 2 W a 4 W, não está coerente com os valores experimentais encontrados por Take et al (2000), que são cerca de 5 vezes maiores. Esta discrepância nos valores pode ser creditada ao comprimento do tubo, que deveria ser considerado como o efetivo, ou seja, a integral ao longo do tubo; ou ao efeito do bombeamento produzido pelo líquido que se encontra nas paredes do tubo, Cao et al, 1993, que não é considerado nas equações de Gerber. Espera-se, portanto, que as potências reais sejam, pelo menos, 4 vezes maiores do que aquelas obtidas com as equações de Gerber. Desta forma, a potência máxima da amônia seria cerca de 60 W para a configuração estudada e cerca de 600 W para um painel de 1 m.

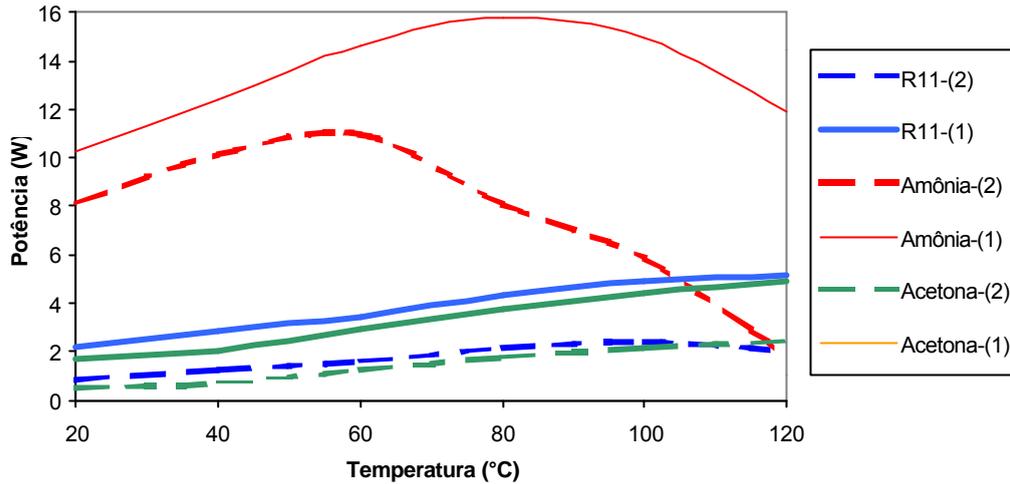


Figura 4. Limites operacionais de micro tubos de calor.

3.3. Condutividade Térmica

A resistência térmica do tubo de calor (R_{tubo}) é calculada em função das resistências do evaporador (R_{ev}), do condensador (R_{cd}) e da parede de alumínio (R_{al}) como sendo:

$$\frac{1}{R_{tubo}} = \frac{1}{R_{ev} + R_{cd}} + \frac{1}{R_{al}} \quad (5)$$

No artigo publicado por Take et al (2000), os valores das resistências do evaporador e do condensador são descritos pelas seguintes equações:

$$R_{ev} \cdot k_{liq} \cdot L_{ev} = \frac{d_m}{0,2 \cdot b} \quad (6)$$

$$R_{cd} \cdot k_{liq} \cdot L_{cd} = \frac{d_f}{0,8 \cdot b} \quad (7)$$

onde: k é a condutividade térmica do líquido; L_{ev} e L_{cd} , os comprimentos do evaporador e condensador, respectivamente; d_m e d_f , as espessuras do menisco no evaporador e do filme de líquido no condensador.

Para uma dada configuração de tubo e de carregamento, os termos $\frac{d_m}{0,2 \cdot b}$, $\frac{d_f}{0,8 \cdot b}$ e $\frac{1}{R_{al}}$ são

constantes. Então, é possível calcular a resistência térmica total do tubo de calor, em função do comprimento equivalente do condensador. A Fig. (5) mostra a condutividade equivalente do painel, em número de vezes (x) da condutividade do alumínio, em função do comprimento equivalente do condensador. É possível observar que a condutibilidade cai drasticamente quando a região do evaporador é muito pequena. Optou-se, portanto, por uma configuração de tubos, com uma proporção de 50% de evaporador e 50% de condensador e um painel maior que 110 mm, de modo a manter a alta condutibilidade, sem exceder o limite de transporte.

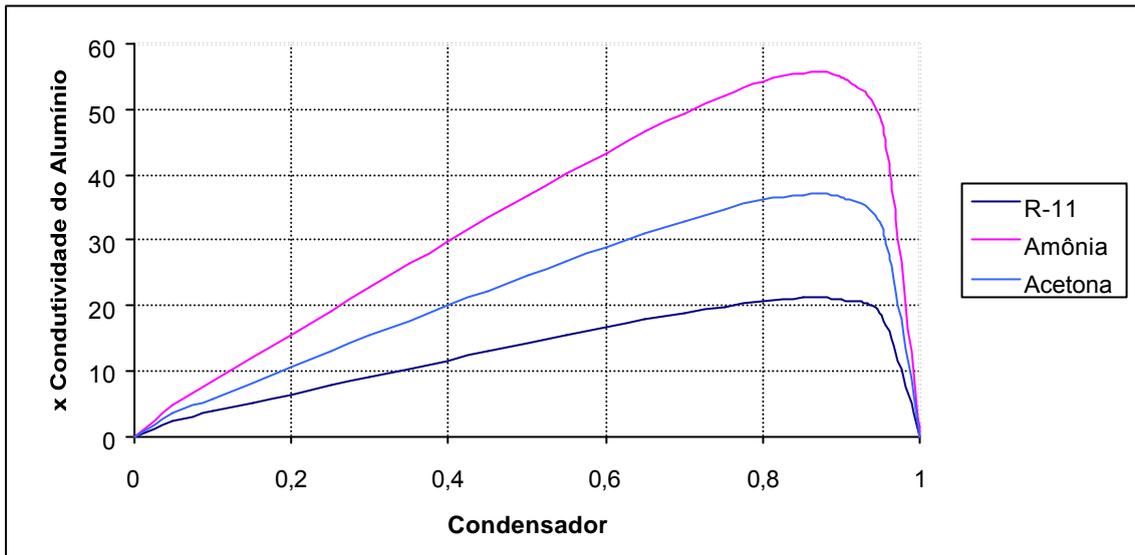


Figura 5. Condutividade do painel, a 60°C.

4. ANÁLISE TÉRMICA

Os cálculos para a análise térmica do sistema foram realizados com o programa computacional SATER-100 (2000), baseado nos métodos dos Volumes Finitos e Elementos Finitos. A descrição do aquecimento cinético durante a reentrada foi obtido com o modelo desenvolvido por Martin (1966), aplicado sobre um veículo que começa seu processo de reentrada a uma altitude de 100 km, com velocidade inicial de 8km/h. A curva do fluxo máximo de calor durante a reentrada, está apresentada na Fig. (6). Na Fig. (7), está mostrado o aquecimento cinético do satélite, na curva que relaciona taxa de transferência de calor (q/q_s , onde q_s é o fluxo de calor no ponto de estagnação), para escoamento laminar e uma taxa de pressão (p/p_s) distribuída sobre a superfície obtida da Eq. 1. A posição $x=0$ encontra-se sobre a ponta da calota e $x=1,4$, sobre o radiador. As hipóteses assumidas foram:

- distribuição de fluxo de calor se mantém constante durante todo o processo;
- durante toda a reentrada, ocorre aquecimento sobre a calota e sobre o cone; e
- tubo de calor está em operação normal, dentro de seus limites de operação, desde quando começa a ser solicitado.

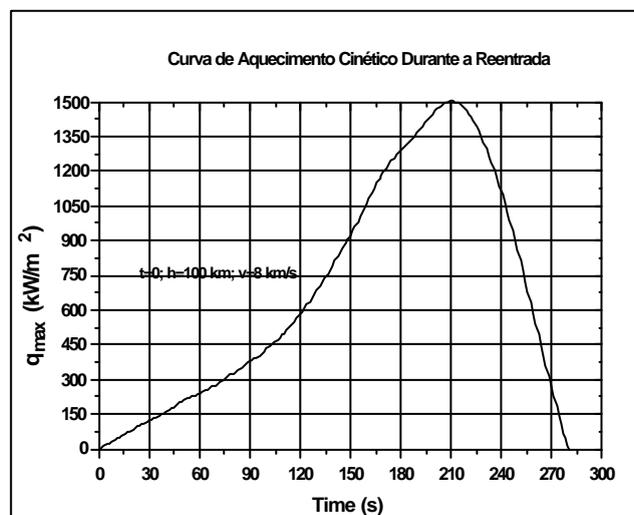


Figura 6. Fluxo de calor durante a reentrada.

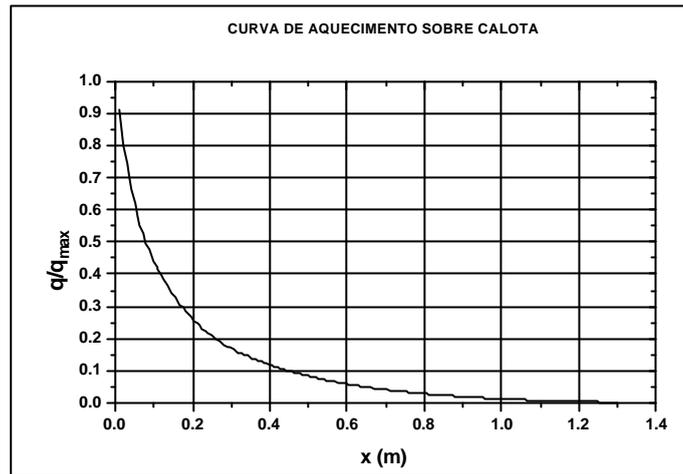
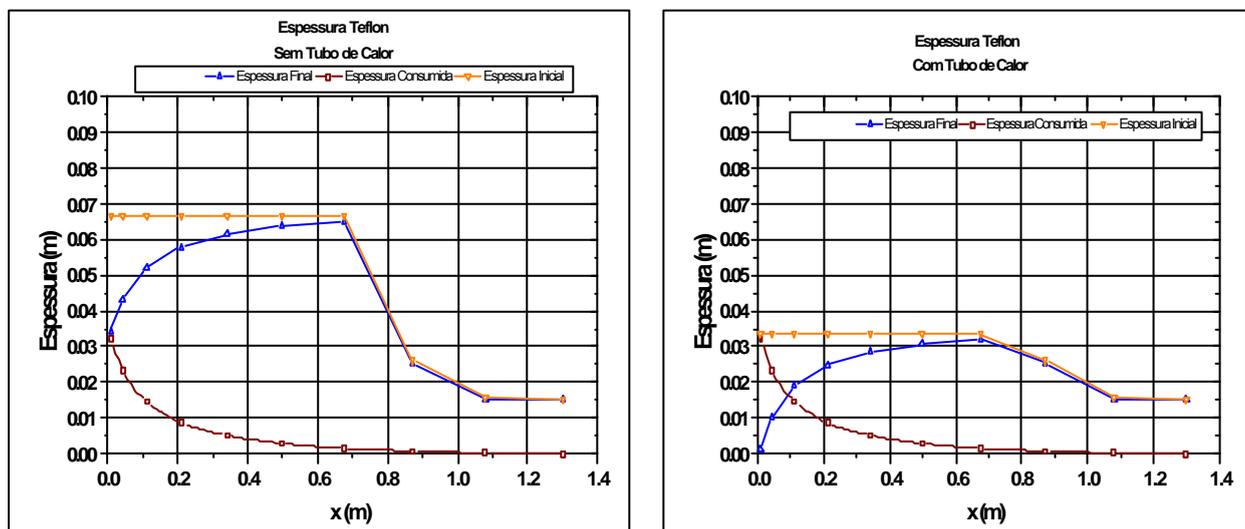


Figura 7. Aquecimento cinético sobre o satélite, na reentrada. $x=0$ está sobre a ponta da calota.

5. RESULTADOS

Para se determinar o consumo de Teflon, material ablativo considerado como escudo térmico, o fenômeno de ablação foi descrito como um problema de condução com fronteiras móveis e o problema de Blackwell, como citado em Leite (2000), foi referência para verificação dos valores obtidos. A distribuição de Teflon sobre o eixo longitudinal do satélite e seu consumo durante a reentrada estão na Fig. (8): no esquema (a), a estrutura não tem tubos de calor; e no esquema (b), a estrutura é do tipo IPHP. As curvas laranjas mostram a distribuição inicial do Teflon; as marrons, a quantidade consumida; e as azuis, a espessura restante sobre a estrutura. A sobra de Teflon (curvas azuis) corresponde à espessura necessária para manter a temperatura abaixo dos 90°C exigidos, mesmo depois do aquecimento da reentrada ter diminuído.



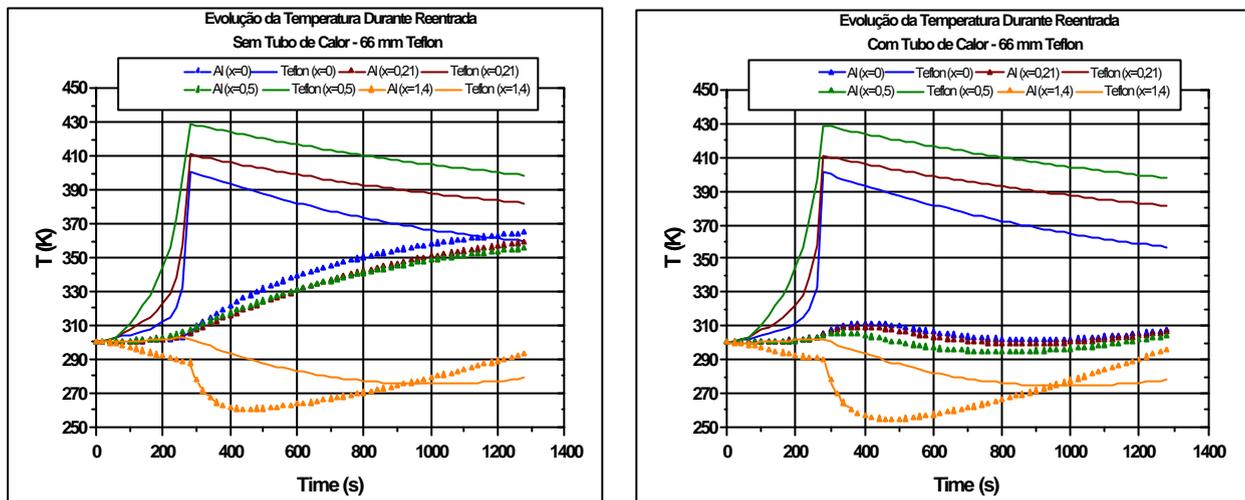
Esquema (a): Teflon e estrutura sem tubos de calor

Esquema (b): Teflon e estrutura com tubos de calor

Figura 8. Distribuição e consumo do Teflon. Esquema (a), sem tubos de calor e esquema (b), com tubos.

Nas figuras a seguir, são mostrados os perfis de temperatura obtidos em 4 posições do eixo longitudinal, variando de $x = 0$, na extremidade da calota, até $x = 1,4$ m, que se encontra sobre o anel radiador, cuja curva de cor laranja mostra que a região é resfriada.

A primeira avaliação foi feita para um sistema de proteção térmica (TPS1), formado por Teflon diretamente sobre a estrutura de alumínio: sem tubos de calor, mostrada no esquema (a) da Fig.(9), e com tubos, no esquema (b) da mesma figura. Neste caso, considerou-se, para ambos sistemas, a camada inicial de Teflon de 66mm, distribuída como no esquema (a) da Fig. (8). Observa-se que a temperatura interna do sistema sem tubos de calor ultrapassa o limite de 90°C (363 K) e continua subindo, mesmo após o término da ablação. Por outro lado, com tubos de calor, as temperaturas ficaram bem abaixo do limite e o gradiente de temperatura, ao longo da estrutura, foi amenizado.



Esquema (a): Painel com teflon, sem tubos de calor

Esquema (b): Painel com teflon e tubos de calor

Figura 9. Evolução da temperatura interna do sistema, apenas com teflon sobre o painel (TPS1).

Quando se utiliza tubos de calor na estrutura, é possível reduzir a espessura inicial de teflon para 33mm, com uma distribuição conforme mostrada no esquema (b) da Fig.(8), e manter a temperatura abaixo do limite. Apesar desta redução, de 66mm para 33mm, e a economia de massa que esta solução traria, a quantidade de Teflon ainda seria excessiva e resultaria em uma proteção de 150kg. Pensou-se, então, num segundo sistema de proteção, descrito a seguir.

No segundo sistema (TPS2), o excesso de Teflon foi substituído por um conjunto de fibra de vidro e cortiça, materiais também utilizados em aplicações espaciais. Na Tab. (2), estão as espessuras dos isolantes, necessárias para que a temperatura interna do satélite permaneça dentro do limite de projeto, após o término da ablação. A redução de massa no segundo sistema (TPS2) seria de 17kg, sem tubos de calor, para 1,7 kg, com eles.

Tabela 2. Espessuras dos isolantes no sistema de proteção térmica TPS2.

Material	Sem Tubos de Calor	Com Tubos de Calor
Teflon com sobras (mm)	66	33
Fibra de Vidro (mm)	6,0	3,2
Cortiça (mm)	30	3,0
Massa Total (kg)	17	1,7

Na Fig. (10), estão os perfis de temperatura na parede interna da cortiça, obtidos para o sistema TPS2, com painel de tubos de calor; 3,2mm de fibra de vidro; e 3,0 mm de cortiça. É possível verificar que a temperatura interna não ultrapassa o limite e que os perfis de temperatura são muito próximos, exceto sobre o radiador, que é resfriado pelo meio ambiente.

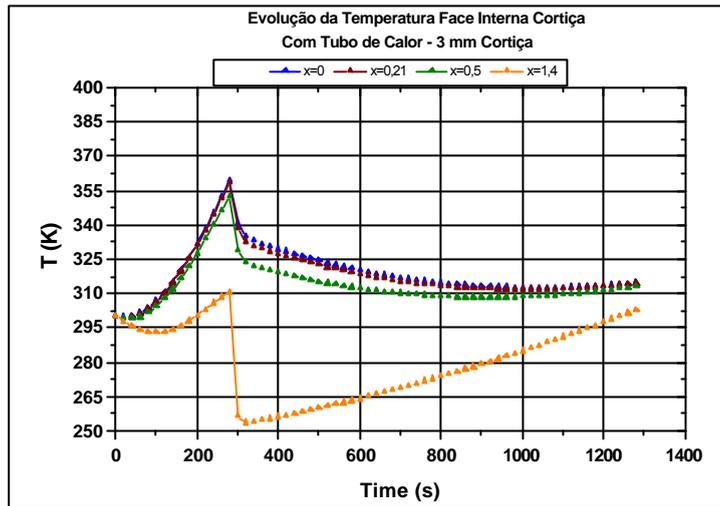


Figura 10. Distribuição da temperatura na face interna da cortiça, com a proteção térmica formada por Teflon, tubos de calor, fibra de vidro e cortiça (TPS2).

Na Fig. (11), as curvas mostram a evolução da temperatura interna da cortiça, em $x=0$, com os tubos de calor operando nas seguintes condições: durante todo o processo de reentrada (curva laranja); apenas após a abertura dos pára-quedas (verde); em nenhum momento (azul); e apenas após a abertura dos pára-quedas, mas com 12 mm de cortiça (marrom) contra os 3mm (outras curvas). Mesmo com o aumento da espessura de cortiça e o aumento da massa do TPS2 para 5 kg, para se obter o mesmo perfil da temperatura com os tubos operando desde o início da reentrada, ainda é muito vantajoso em relação aos 17 kg do sistema sem os tubos.

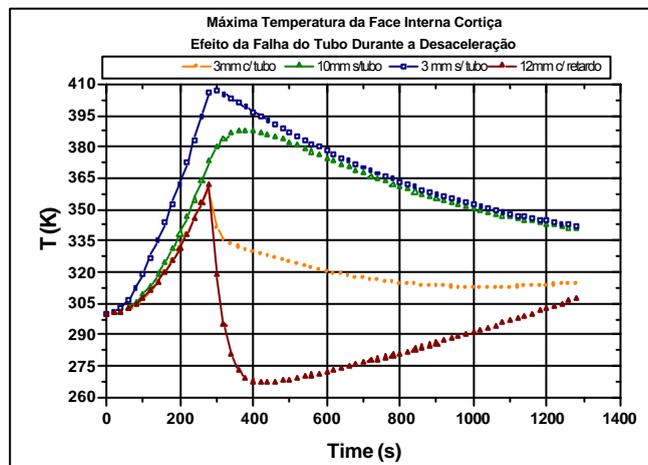


Figura 11. Evolução da temperatura face interna da cortiça, no TPS formado por Teflon, fibra de vidro, cortiça e tubos de calor.

6. COMENTÁRIOS

Tanto o uso de tubos de calor como proteção térmica durante a reentrada como os painéis com tubos de calor (IPHP) são conceitos novos, ainda sem modelos matemáticos que os descrevam. A proposta deste trabalho foi a de se avaliar a contribuição que estes painéis trariam, se usados na reentrada. As vantagens que esta primeira avaliação aponta são grandes, tanto na economia de massa quanto na isothermalização da estrutura. Sabe-se, porém, que é preciso desenvolver modelos matemáticos, que descrevam os fenômenos que acontecem nos sistemas IPHP, e realizar

experimentos, onde se varie: fluído de trabalho, tamanhos de condensador e evaporador, vibrações na reentrada e velocidade de resposta; para que se tenha a verdadeira contribuição que estes dispositivos podem trazer.

7. REFERÊNCIAS

- CAO, Y.; FAGRI, A.; MAHEFKY, E.T., 1993, “Micro/Miniature Heat Pipes and Operating Limitations”, In: Heat Pipes and Capillary Pumped Loops, Transaction of ASME, HTD, v.236, USA, p. 55-62.
- CHI, S. W., 1976, “Heat Pipe Theory and Practice - A Sourcebook”, Washington D.C.:Hemisphere Publishing Corporation, USA.
- DUNN, P.; REAY D. A., 1994, “Heat Pipes”, 4. Ed. Oxford: Pergamonn Press Ltd., USA.
- KHRUSTALEV, D.; FAGRI, A., 1993, “Thermal analysis of a micro heat pipes”, In: Heat Pipes and Capillary Pumped Loops, Transactions of the ASME, HTD, v. 236, USA, p. 19 - 30.
- LEITE, R.M.G., 1999, “Cálculo de Ablação com uma Abordagem Entálpica para a Mudança de Fase”, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, ITA, São José dos Campos – SP, Brasil, 168 pp.
- MARTIN, J.J., 1966, “Atmospheric Reentry”, Prentice-Hall Inc, New Jersey, USA, 264 p.
- MORAES JR., P., 1998, “Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA”, Proceedings of the 8th Congreso Chileno Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile, Vol.1.
- PETTERSON, G.P., 1994, “An Introduction to Heat Pipes – Modeling, Testing and, Applications”, página: 182. John Wiley & Sons, Inc. New York.
- SATER100, 2001, “Sistema de Análise Térmica”, Equatorial Sistemas LTDA, S.J. Campos, Brasil.
- SHOWA ALUMINUM, 1999, “Heat Sink for Portable Electronic Devices”, U.S.Patent 5,937,936.
- SHOWA ALUMINUM, 2000, “IPHP – Integrated Plate Heat Pipe”, Catálogo 2000. Japão.
- TAKE, K.; WEBB, R., 2000, “Thermal Performance of IPHP With a Heat Spreader”, Private Communication, submitted and accepted to Journal of Electronic Packaging, USA. 23 pp.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os dados referentes ao projeto SARA (IAE/CTA), utilizados neste trabalho, foram obtidos de referências já publicadas. As hipóteses assumidas e o restante deste trabalho são de responsabilidade dos autores.

HEAT PIPES FOR A REENTRY VEHICLES

Abstract. This present proposal was to reduce the capsule weight of a reentry vehicle by using heat pipes with double function: as an internal heat control system and as structural element. The idea is to construct an array of heat pipes, which permit to dissipate the heat generated by the board systems, during the orbital flight, and the thermal shroud excess heat, during the atmosphere reentry. The passive thermal protection considered is formed with ablative shield and Integrated Panel With Heat Pipes (IPHP). There were analyzed the schemes with ablative material covering just the cap and the entirely structure. The ablation phenomena was evaluated as a problem of phase changing with moved boulder and the thermal analyses was based on SARA’ proposal, a small satellite in development at IAE/CTA. The simulation was executed with SATER-100, a computer program based on the numerical methods of Finite Volumes (FVM) and Finite Element (FEM). The results show the comparisons between the thermal protection systems with and without heat pipes.

Keywords. Heat Pipe, Thermal Protection System, Reentry Vehicle, Orbital Flight.