

UM MODELO PARA ANÁLISE DE TRANSITÓRIOS DE RESFRIAMENTO DE LINHAS DE TRANSFERÊNCIA DE FLUIDOS CRIOGÊNICOS

Mauricio B. S. Valle

Instituto de Aeronáutica e Espaço – IAE / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos - SP
mauriciobsv@iae.cta.br

Mauricio A. P. Rosa

Instituto de Estudos Avançados – IEAv / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos - SP
pinheiro@ieav.cta.br

Edson L. Zaparoli

Instituto Tecnológico da Aeronáutica - ITA / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos - SP
zaparoli@mec.ita.br

Resumo. Neste trabalho são apresentados modelos e metodologia de cálculo desenvolvidos para estudos de transitórios de resfriamento de linhas de transferência de fluido criogênicos (baixas temperaturas). Dentre os modelos inclui-se: o modelo homogêneo unidimensional para o escoamento bifásico do fluido; um modelo de transferência de calor parede-fluido para escoamento bifásico; modelos térmicos para a parede da tubulação e respectivo isolante térmico. Adotou-se o método de diferenças finitas para o tratamento da variável espacial e o método de Runge-Kutta de quarta ordem para a integração do sistema de equações diferenciais ordinárias na variável tempo. A comparação dos resultados numéricos com experimentais mostrou que os valores calculado e experimental do tempo de resfriamento da linha estão em concordância satisfatória.

Palavras chave: propulsão líquida, escoamento bifásico, transferência de calor com ebulição, fluidos criogênicos.

1. Introdução

A difusão do uso de líquidos criogênicos em aplicações comerciais e científicas tem conduzido ao desenvolvimento de sistemas de transporte criogênico constituídos primordialmente de grandes linhas de transferência. Como um resultado inevitável da transferência de calor proveniente do meio ambiente, a temperatura do fluido criogênico aumenta com a passagem do fluido pela tubulação. Quando o fluido atinge a temperatura de saturação correspondente a pressão local, ocorre a ebulição. O escoamento bifásico resultante é indesejado e prever os parâmetros deste escoamento criogênico requer um conhecimento da quantidade de vapor contido no fluido (Filina e Weisend, 1996).

A principal dificuldade encontrada em estudos de fluidos criogênicos é que a formulação efetiva, modelagem e procedimento numérico para a solução das equações que governam o escoamento de fluidos criogênicos com mudança de fase não estão bem estabelecidos. Dentre outras razões, pode-se citar a dificuldade da confirmação experimental no campo de fluidos criogênicos a baixas temperaturas com isolamento térmico perfeito das tubulações e dispositivos de medida (Ishimoto e outros, 2000).

No processo de resfriamento de linhas de sistemas criogênicos, alguns procedimentos podem produzir instabilidade no escoamento do fluido e até mesmo danos aos componentes da linha. Por exemplo, baixas vazões podem causar o empenamento da tubulação, enquanto que altas vazões podem causar elevadas tensões térmicas (Liebenberg e outros, 1967).

No campo aeroespacial, como mostram Popp e Prelik (1989), transitórios de escoamento bifásico se desenvolvem no sistema de alimentação de motores foguetes criogênicos após a abertura das válvulas principais durante a preparação para a ignição. No processo de preenchimento com fluido criogênico de alguns componentes, tais como tubulações, canais de refrigeração e distribuidores, rapidamente ocorrem transformações nas condições do escoamento. No projeto do sistema de ignição e na seleção da seqüência ótima de ignição do motor, deve-se conhecer os transitórios do escoamento e da temperatura, para se prever a vazão no processo de resfriamento dos componentes bem como o estado dos propelentes na entrada da câmara de combustão. A refrigeração de tubulações pode ser satisfatoriamente obtida através do resfriamento com gás ou líquido frio, nestes casos pode-se utilizar o método em cascata, com a introdução prévia de um fluido refrigerante com progressiva baixa temperatura de ebulição ou o método da introdução direta do fluido criogênico, conforme descrevem Liebenberg e outros (1967). Estudos mais recentes mostram desenvolvimentos com o propósito de ser implementado o resfriamento de componentes individuais de um sistema de alimentação criogênico de motores foguete durante a reignição (Davisson e McHarris, 1971).

Os modelos e métodos para simulação de transitórios de resfriamento de linhas de transferência de fluidos criogênicos, apresentados neste trabalho, fazem parte de um estudo mais amplo nesta área com o propósito de se adquirir capacidade de cálculo e principalmente uma perfeita compreensão dos fenômenos inerentes a estes transitórios. Dentre os modelos apresentados inclui-se: o modelo homogêneo unidimensional para escoamento bifásico; um modelo simples de transferência de calor para o fluido em ebulição; e modelos de condução calor para a parede da tubulação e material isolante. Quanto aos métodos numéricos inclui-se o método diferenças finitas para a discretização da variável espacial e o método de Runge Kutta de quarta ordem para a variável temporal. Por fim, serão apresentados alguns resultados de validação dos modelos e métodos numéricos, bem como resultados para um sistema contendo isolante térmico.

3. O Modelo

Com o propósito de se estudar o comportamento de diversas grandezas durante transitórios de resfriamento de linhas de transferência de fluidos criogênicos, é necessário desenvolver-se modelos não somente para o escoamento do fluido mas, também, para a transferência de calor do meio ao redor da tubulação para o fluido através da parede da tubulação e de seu isolante térmico, se for o caso. A Figura (1) mostra, de uma forma esquemática, os principais componentes a serem modelados.

A seguir serão apresentadas as modelagens adotadas neste trabalho para o escoamento bifásico do fluido e condução de calor nas paredes da tubulação. Estes modelos estão acoplados através do fluxo de calor da parede da tubulação para o fluido, necessitando, desta forma, o desenvolvimento de modelos que envolvem mecanismos complexos de transferência de calor devido a ebulição de parte do fluido.

O modelo de escoamento bifásico para o fluido, adotado na presente análise, considera uma vazão conhecida imposta externamente na entrada da tubulação e não considera os efeitos da variação temporal e espacial de pressão nas variáveis do sistema. Considera-se também somente escoamento bifásico, mistura de líquido e vapor, durante todo o processo de resfriamento da tubulação.

As principais considerações feitas para a modelagem do escoamento do fluido criogênico são:

- Modelo unidimensional de escoamento do fluido;
- Fases líquida e de vapor distribuídas homogêneas (velocidades idênticas);
- Fases líquida e de vapor em equilíbrio termodinâmico;
- Seção transversal do duto uniforme;
- Energia cinética e potencial do fluido desprezíveis;
- Propriedades físicas e térmicas do fluido em função de uma pressão constante para o sistema;
- Desconsideram-se os efeitos das variações temporal e espacial da pressão do fluido nas outras grandezas do sistema;
- O fluido entra na tubulação como líquido saturado em uma temperatura conhecida; e
- A vazão do fluido na entrada da tubulação é imposta externamente.

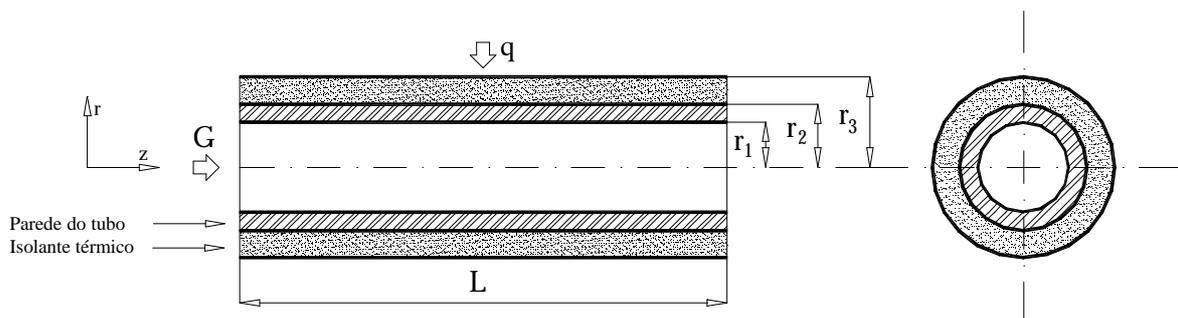


Figura 1. Esquema da tubulação.

Nestas condições as equações de conservação de massa e de energia para a mistura podem ser escritas, respectivamente, conforme mostrado por Rosa e Podowski (1994) e apresentado a seguir como:

Equação de conservação de massa da mistura:

$$\frac{\partial \langle \mathbf{r}_H \rangle}{\partial t} + \frac{\partial (\langle \mathbf{r}_H \rangle \langle j \rangle)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

onde:

\mathbf{r}_H = Densidade do fluxo homogêneo (mistura bifásica);

j = Velocidade superficial da mistura bifásica;

Equação de conservação de energia da mistura:

$$\frac{\partial(\langle \mathbf{r}_H \rangle \langle h \rangle)}{\partial t} + \frac{\partial(\langle \mathbf{r}_H \rangle \langle j \rangle \langle h \rangle)}{\partial z} = \frac{q_w'' P_H}{A_{x-s}} \quad (2)$$

onde:

h = Entalpia da mistura bifásica;

q_w'' = Fluxo de calor da parede do tubo para o fluido;

P_H = Perímetro interno da tubulação;

A_{x-s} = Área de seção de passagem de fluido,

sendo que o símbolo $\langle y \rangle$ representa a média da variável y numa seção transversal da tubulação, isto é:

$$\langle y \rangle \equiv y(z, t) = \frac{1}{A_{x-s}} \int y dA,$$

e a densidade e entalpia da mistura são dadas, respectivamente por:

$$\langle \mathbf{r}_H \rangle = \mathbf{r}_f (1 - \langle \mathbf{a} \rangle) + \mathbf{r}_g \langle \mathbf{a} \rangle, \quad (3)$$

$$\langle h \rangle = h_f (1 - \langle x \rangle) + h_g \langle x \rangle. \quad (4)$$

onde \mathbf{r}_f e \mathbf{r}_g representam respectivamente as densidades de saturação do líquido e do vapor, h_f e h_g representam respectivamente as entalpias de saturação do líquido e do vapor.

A relação entre qualidade, $\langle x \rangle$, e a fração de vazio, $\langle \mathbf{a} \rangle$, é necessária para fechar o modelo. Para escoamento homogêneo esta relação é dada por:

$$\langle x \rangle = \frac{1}{1 + \frac{\mathbf{r}_f (1 - \langle \mathbf{a} \rangle)}{\mathbf{r}_g \langle \mathbf{a} \rangle}}. \quad (5)$$

Uma outra forma deste modelo pode ser obtida rearranjando e combinando as equações de continuidade de cada fase da mistura, mostradas a seguir:

Equação de continuidade da fase líquida:

$$\frac{\partial[\mathbf{r}_f (1 - \langle \mathbf{a} \rangle)]}{\partial t} + \frac{\partial(\mathbf{r}_f \langle j_f \rangle)}{\partial z} = -\mathbf{G} \quad (6)$$

onde:

j_f = Velocidade superficial do líquido;

\mathbf{G} = Taxa volumétrica de geração de vapor.

Equação de continuidade da fase de vapor:

$$\frac{\partial(\mathbf{r}_g \langle \mathbf{a} \rangle)}{\partial t} + \frac{\partial(\mathbf{r}_g \langle j_g \rangle)}{\partial z} = \mathbf{G} \quad (7)$$

onde j_g = Velocidade superficial do vapor.

Como resultado do rearranjo e combinação das Eqs. (6) e (7), obtém-se a equação da continuidade da mistura modificada e a equação da propagação de vazio, dadas por:

Equação da continuidade da mistura modificada:

$$\frac{\partial \langle j \rangle}{\partial z} = \mathbf{G} v_{fg}, \quad (8)$$

Equação da propagação de vazio:

$$\frac{\partial \langle \mathbf{a} \rangle}{\partial t} + \frac{\partial (\langle j \rangle \langle \mathbf{a} \rangle)}{\partial z} = \mathbf{G} v_g \quad (9)$$

onde $v_{fg} = v_g - v_f$, sendo $v_f = \frac{1}{\mathbf{r}_f}$ e $v_g = \frac{1}{\mathbf{r}_g}$ definidos respectivamente como volume específico do líquido e do vapor, utilizou-se da relação $\langle j \rangle = \langle j_f \rangle + \langle j_g \rangle$, para obter-se as Eqs. (8) e (9).

A taxa volumétrica de geração de vapor, \mathbf{G} , pode ser obtida manipulando-se as Eqs. (3), (6) e (7) para obter:

$$\mathbf{G} = \frac{q_w'' P_H}{A_{x-s} h_{fg}} \quad (10)$$

onde $h_{fg} = h_g - h_f$.

Na presente análise adotou-se a forma dada pelas Eqs. (8) e (9) pois estas necessitam apenas conhecer o fluxo de calor, q_w'' , para calcular a velocidade superficial do fluido e a fração de vazio, facilitando, desta forma, a implementação numérica. As grandezas $\langle \mathbf{r}_H \rangle$ e $\langle h \rangle$ podem ser obtidas utilizando-se as Eqs. (3) a (5).

No desenvolvimento do modelo térmico para a parede da tubulação, considera-se um revestimento, em geral um material isolante térmico, como sendo sólido. Para o modelo que se segue, considera-se:

- Seções transversais da parede e revestimento cilíndricas e uniformes;
- Transferência de calor nas direções axial e circunferencial desprezíveis;
- Geração interna de calor nula;
- Propriedades térmicas e físicas dos materiais uniformes na direção radial, podendo variar na direção longitudinal em função da temperatura;
- Resistência térmica de contato entre parede e isolante térmico desprezível;
- Os vários mecanismos de troca de calor entre meio ambiente e tubulação e entre tubulação e fluido representados por coeficientes de transferência de calor efetivos.

Desta forma, a equação de condução de calor na parede do duto e no isolante pode ser escrita como:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \mathbf{r} c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (11)$$

para $(r_1 \leq r \leq r_3)$, onde r_1 e r_3 são, respectivamente, os raios interno do duto e externo do isolante térmico, como pode ser observado na Fig. (2).

Na Equação (11), k representa a condutividade térmica do material, c é o calor específico do material e T a temperatura do material.

As seguintes condições de contorno são aplicadas a Eq. (11) para o cálculo da temperatura na parede da tubulação ($r_1 \leq r \leq r_2$) e no isolante térmico ($r_2 \leq r \leq r_3$):

$$q_w''(r_1, z, t) = h_{ef}(z, t) [T_{NU}(z, t) - T(r_1, z, t)] = -k(r_1, z, t) \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_1} \quad (12)$$

sendo h_{ef} o coeficiente de transferência de calor efetivo do fluido, função do regime de escoamento.

$$\lim_{e \rightarrow 0} [T(r_2 - e, z, t) - T(r_2 + e, z, t)] = 0 \quad (13)$$

$$\lim_{e \rightarrow 0} \left[-k(r, z, t) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_2-e} \right] = \lim_{e \rightarrow 0} \left[-k(r, z, t) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_2+e} \right] \quad (14)$$

$$q_w''(r_3, z, t) = -k(r, z, t) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_3} = h_\infty [T(r_3, z, t) - T_\infty] \quad (15)$$

onde $T_{NU}(z, t) = T_{sat}$ para o modelo de escoamento bifásico adotado.

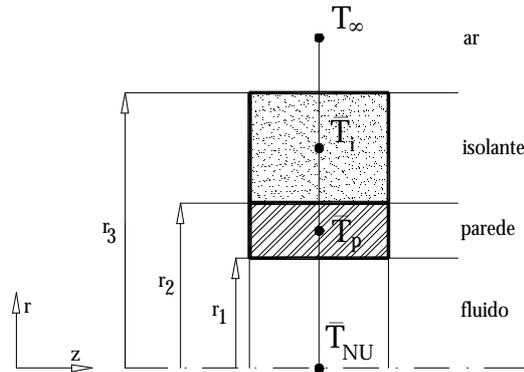


Figura 2. Esquema do Modelo Térmico da Tubulação com Isolante.

O acoplamento entre os modelos térmico da parede e de escoamento do fluido é feito através do fluxo de calor da parede interna do duto para o fluido, $q_w''(z, t)$, dado pela seguinte expressão:

$$q_w''(z, t) = -q''(r_1, z, t) = h_{ef}(z, t) [T_w(z, t) - T_{sat}] \quad (16)$$

onde $T_w(z, t) = T(r_1, z, t)$.

Durante o processo de resfriamento, o fluido estabelece diferentes regimes de escoamento cada qual com diferente característica de transferência de calor. A Figura (3) mostra, de uma forma esquemática, uma curva típica do coeficiente de transferência de calor em função da temperatura de parede interna para escoamento bifásico, conforme apresentado por Kreith (1977). Nesta figura são mostrados os principais regimes de escoamento que, em geral, ocorrem durante o processo de resfriamento. Inicialmente, a diferença de temperatura da parede da tubulação e de saturação do fluido é freqüentemente tão elevada que ocorre uma vaporização bastante acentuada do líquido em contato com a parede e o mecanismo de transferência de calor é aquele característico de escoamento de neblina ou, até mesmo, de vaporização completa do líquido. Na seqüência do transitório, o escoamento deve passar pelos regimes transição anular-neblina, anular, de bolhas e bolsões e de convecção forçada (líquido) até atingir o equilíbrio. Para o trecho da curva que engloba os regimes de escoamento de bolhas e bolsões e o anular será adotado termo ebulição nucleada.

Com o propósito de simular as variações bastante significativas do coeficiente de transferência de calor durante todo o processo de resfriamento de linhas de transferência de fluidos criogênicos, utilizou-se correlações para estimar os pontos A, B e C da curva de ebulição em função somente da temperatura da parede, como mostrado na Fig. (4). Embora, esta seja uma abordagem simples para o coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico, que além da temperatura de parede depende de diversas outras variáveis, tais como, velocidade do escoamento, qualidade da mistura, pressão, etc., o modelo é capaz de capturar os principais mecanismos de transferência de calor em escoamentos bifásicos. A Figura (4) mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor em função da temperatura de parede, conforme está implementado no programa de Cálculo de Transitórios de Linhas de Transferência (CATLIT).

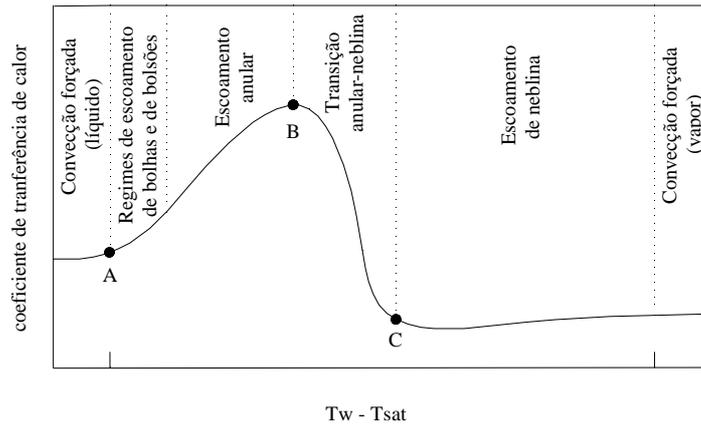


Figura 3. Regimes de escoamento de ebulição forçada no interior de dutos.

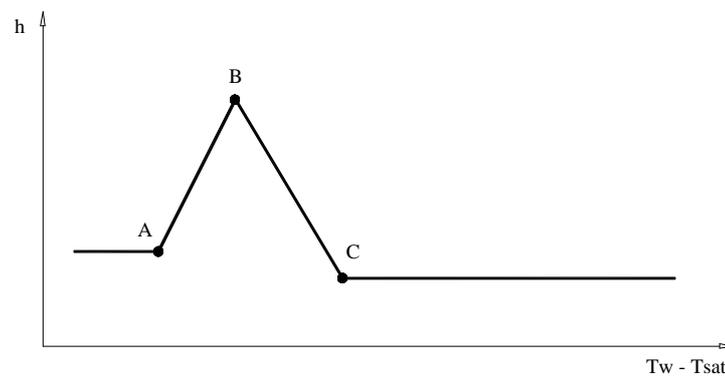


Figura 4. Esquema do coeficiente de transferência de calor em função da temperatura de parede conforme implementado no programa CATLIT.

O coeficiente de transferência de calor no regime de neblina é considerado independente da temperatura da parede sendo calculado considerando-se uma ponderação entre os valores dos coeficientes de transferência de calor para escoamento predominantemente constituído de vapor, utilizando a correlação de Dittus Boelter e propriedades do vapor, e a correlação apresentada por Bromley e outros (1953) para o regime de neblina.

A transição do regime de neblina para ebulição de transição é caracterizado pelo ponto C de fluxo de calor crítico mínimo de calor ($q''_{w,\min}$). A temperatura da parede associada a este ponto, $T_{w,C}$, pode ser estimada utilizando-se a expressão mostrada por Spiegel e outros (1963) e apresentada a seguir:

$$T_{w,C} = T_{cr} \left(0.13 \frac{p}{p_{cr}} + 0.87 \right), \quad (17)$$

onde o fluxo de calor correspondente pode ser estimado pela relação:

$$q''_{w,\min} = h_C (T_{w,C} - T_{SAT}), \quad (18)$$

onde T_{cr} e p_{cr} são respectivamente a temperatura e pressão críticas do fluido e p a pressão do sistema.

A transição do regime de ebulição de transição para o de ebulição nucleada é caracterizado pelo ponto B de fluxo de calor crítico máximo, $q''_{w,\max}$. No presente modelo adotou-se a seguinte correlação (Rohsenow e Hartnett (1973)):

$$q''_{w,\max} = 0.18 h_{fg} r_g^{\frac{1}{2}} [S g (r_f - r_g)]^{\frac{1}{4}} \left(\frac{r_f}{r_f + r_g} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (19)$$

sendo S a tensão superficial do fluido.

Os correspondentes coeficiente de transferência de calor e temperatura de parede são calculados utilizando-se as correlações apresentadas por Isachenko e outros (1977) e mostradas a seguir:

$$h_B = 3 \left(q''_{w,\max} \right)^{0.7} p^{0.15} \quad (20)$$

e

$$T_{w,B} = T_{SAT} + \left(\frac{h_B}{p^{0.5} 38.7} \right)^{\frac{1}{2.33}} \quad (21)$$

A temperatura de parede na transição do regime de ebulição nucleada para convecção pura, $T_{w,A}$, é obtida igualando-se os fluxos de calor calculados através da correlação de Dittus-Boelter para o líquido e da correlação apresentada por Thom e outros (1966), para ebulição nucleada. A partir desta temperatura pode-se obter o coeficiente de transferência de calor para o ponto A, e que deve prevalecer para temperaturas inferiores, como mostrado na Fig. (4). Em geral a temperatura $T_{w,A}$ é apenas alguns décimos de grau acima da temperatura de saturação do líquido.

4. Metodologia computacional

Para a solução das equações que constituem os modelos de escoamento e de transferência de calor, a tubulação será discretizada em “N” segmentos na direção longitudinal, de tamanhos iguais Δz conforme é mostrado na Fig. (5), onde a coordenada z_{n-1} , é a interface dos segmentos $n-1$ e n , no eixo longitudinal do duto.

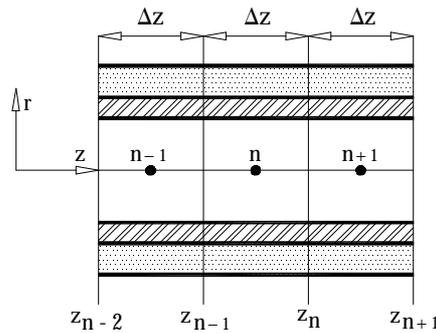


Figura 5. Esquema para a discretização da tubulação.

A discretização do modelo de escoamento bifásico é obtida através da integração das equações de conservação da mistura modificada, Eq. (8) e da equação de propagação de vazio, Eq. (9), no intervalo definido por cada segmento, obtendo-se as seguintes equações discretizadas:

$$\langle j \rangle_n - \langle j \rangle_{n-1} = \bar{G}_n v_{fg} \mathbf{D}z \quad (22)$$

e

$$\frac{d\langle \bar{a} \rangle_n}{dt} + \left(\frac{\langle j \rangle_n \langle \mathbf{a} \rangle_n - \langle j \rangle_{n-1} \langle \mathbf{a} \rangle_{n-1}}{\mathbf{D}z} \right) = \bar{G}_n v_g \quad \text{para } n = 1, \dots, N \quad (23)$$

A barra sobre a variável acrescida do subíndice n , representa o valor da variável no segmento n , enquanto que somente o subíndice n representa o valor da variável na posição z_n .

Considerando a temperatura média de parede da tubulação no segmento n como a média volumétrica, têm-se:

$$\bar{T}_{p,n}(t) = \frac{1}{V_{p,n}} \int_{z_{n-1}}^{z_n} \int_{r_1}^{r_2} T_p(r, z, t) dv \quad (24)$$

A discretização do modelo térmico da tubulação é obtida através da integração da Eq. (11), considerando as condições de contorno, dadas pelas Eqs. (12) a (14). Obtendo-se, para a parede da tubulação:

$$\frac{d\bar{T}_{p,n}}{dt} = A_{i,n} \bar{T}_{i,n} + A_{p,n} \bar{T}_{p,n} + B_{p,n} \bar{T}_{NU,n} \quad \text{para } n = 1, \dots, N. \quad (25)$$

onde:

$$A_{i,n} = \frac{2}{r_{p,n} c_{p,n} (r_2^2 - r_1^2)} \left(\frac{r_2 a_{p,n} a_{i,n}}{a_{p,n} + a_{i,n}} \right)$$

$$A_{p,n} = -A_{i,n} - B_{p,n}$$

$$B_{p,n} = \frac{2}{r_{p,n} c_{p,n} (r_2^2 - r_1^2)} \left(\frac{r_1 h_{ef,n} a_{p,n}}{a_{p,n} + h_{ef,n}} \right)$$

$$\text{sendo: } a_{p,n} = \frac{2 k_{p,n}}{(r_2 - r_1)} \text{ e } a_{i,n} = \frac{2 k_{i,n}}{(r_3 - r_2)}$$

e para o isolante térmico:

$$\frac{d\bar{T}_{i,n}}{dt} = C_{p,n} \bar{T}_{p,n} + C_{i,n} \bar{T}_{i,n} + B_{i,n} T_{\infty} \quad \text{para } n = 1, \dots, N \quad (26)$$

onde:

$$C_{p,n} = \frac{2}{r_{i,n} c_{i,n} (r_3^2 - r_2^2)} \left[\frac{r_2 a_{p,n} a_{i,n}}{(a_{p,n} + a_{i,n})} \right]$$

$$B_{i,n} = \frac{2}{r_{i,n} c_{i,n} (r_3^2 - r_2^2)} \left[\frac{r_3 h_{\infty,n} a_{i,n}}{(a_{i,n} + h_{\infty,n})} \right]$$

$$C_{i,n} = -C_{p,n} - B_{i,n}$$

5. Implementação do modelo

Para implementação das equações diferenciais ordinárias que constituem o modelo global para estudos de transitórios de resfriamento de linhas criogênicas adotou-se a ferramenta computacional “Mathcad 2000 Professional”, por ser de fácil utilização e por associar um editor de texto a um ambiente matemático e gráfico que facilita bastante a análise e apresentação dos resultados. O método numérico adotado para solução das equações diferenciais ordinárias na variável temporal foi o de Runge-Kutta de quarta ordem.

Por se tratar de um método explícito de solução, tomou-se o cuidado, durante toda a análise, de se escolher passos de integração e tamanhos de segmentos para os quais o resultado numérico convergisse para a solução do problema, evitando, desta forma, possíveis instabilidades numéricas que são peculiares deste tipo de métodos.

6. Resultados

A seguir serão apresentados resultados de duas simulações de transitórios de resfriamento de linhas criogênicas utilizando os modelos e metodologias apresentadas nas seções anteriores. O primeiro caso pretende simular um experimento conduzido por Dreitser e outros (1997) com o objetivo de demonstrar a aplicabilidade e limitação do modelo. O segundo caso tem o propósito de mostrar a influência do isolante térmico envolto na tubulação nas principais variáveis do sistema. No primeiro caso, uma tubulação de 1 m de comprimento, 20 mm de diâmetro e 2.3 mm de espessura, é resfriada com nitrogênio líquido a uma vazão em massa de 1 kg/s. No segundo caso, uma tubulação de aço inoxidável de 1 m de comprimento, diâmetro de 45 mm e espessura de 2,5 mm, é envolvida por uma manta de lã de vidro de 24 mm de espessura e resfriada com oxigênio líquido a uma vazão em massa de 1 kg/s.

A Figura (6) mostra os modelos de transferência de calor para ambos os casos, isto é, fluido nitrogênio e oxigênio, utilizados na simulação a partir da temperatura ambiente de 300 K.

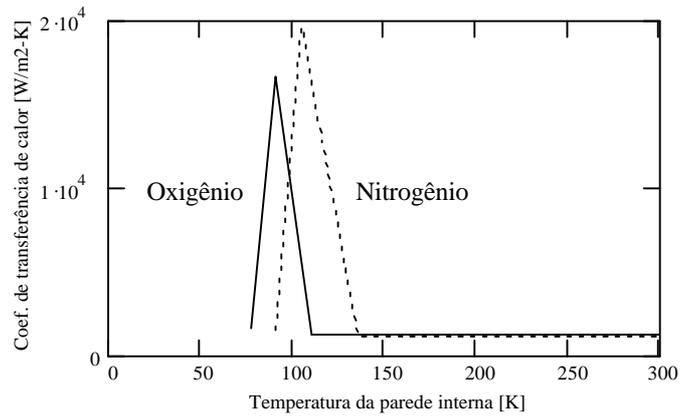


Figura 6. Coeficiente de transferência de calor em função da temperatura da parede interna do tubo para oxigênio e nitrogênio, durante o processo resfriamento, implementado no programa CATLIT.

As Figuras (7) e (8) mostram os resultados para o caso de resfriamento da linha com nitrogênio. Na Figura (7), onde são mostrados a temperatura e fluxo de calor na parede interna da tubulação ao longo do transitório, pode-se verificar o rápido decréscimo da temperatura e a súbita elevação do fluxo de calor na parede interna da tubulação quando o escoamento atinge os regimes de ebulição de transição e nucleada, com uma duração aproximada de 1 segundo. Nesta mesma figura, pode-se também observar que a temperatura da parede atinge praticamente o seu valor de equilíbrio em 7 segundos, tempo este que é denominado de tempo de resfriamento da linha. Os resultados numéricos simulam razoavelmente as principais características desta variáveis durante o transitório, quando comparados com os resultados experimentais. Mesmo quantitativamente, os modelos estimam razoavelmente bem o fluxo máximo de calor e tempo de resfriamento que, no caso experimental são respectivamente, 150 kW/m^2 e 6 segundos aproximadamente. No entanto, percebe-se uma ligeira diferença nos comportamentos destas variáveis no decorrer do transitório, o que sugere que o modelo de transferência de calor e do escoamento bifásicos podem ser aprimorados para melhor representar o transitório. A Figura (8) mostra a fração de vazio na saída da tubulação durante o transitório e a distribuição desta grandeza ao longo da tubulação para determinados instantes. Como pode-se observar na Fig. (8a), inicialmente existe uma evaporação bastante acentuada do líquido entrando na tubulação devido ao elevado gradiente de temperatura existente entre a parede e o fluido nestes instantes. A fração de vazio começa a decrescer gradualmente até que o escoamento atinja os regimes de ebulição de transição e nucleada onde volta a aumentar devido a elevação do fluxo de calor e posteriormente decresce para atingir o equilíbrio. A Figura (8b) mostra que a fração de vazio após o resfriamento da linha é bem menor que aquela dos instantes iniciais.

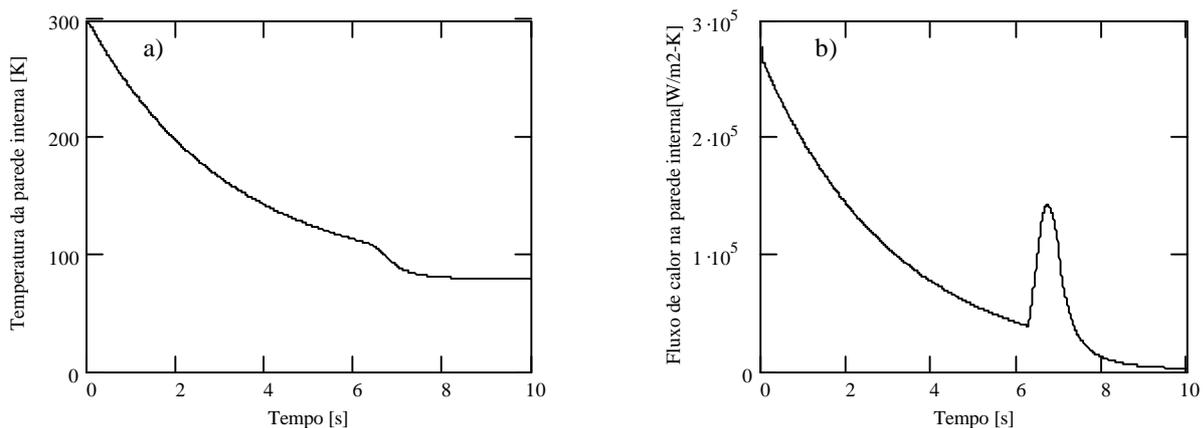


Figura 7. Comportamento do fluxo de calor. a) com o tempo. b) função da temperatura da parede interna do tubo.

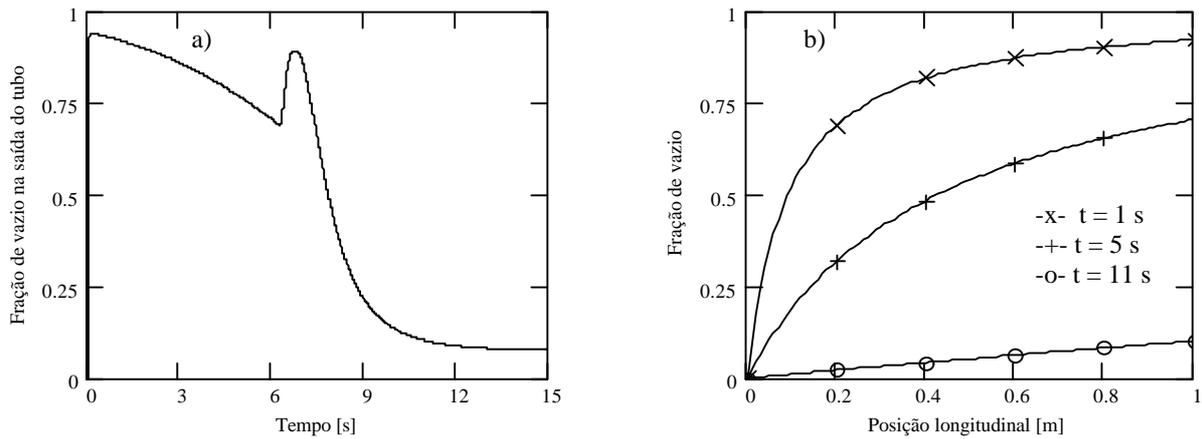


Figura 8. Comportamento da fração de vazio. a) na saída do tubo com o tempo. b) função da posição longitudinal.

As Figuras (9) e (10) mostram os resultados para o caso de resfriamento da linha com oxigênio. Na Figura (9a) verifica-se que a presença do isolante térmico aumenta significativamente a temperatura de superfície externa do sistema, o que pode ser importante para efeito de segurança, dependendo da aplicação, mas tem efeito muito pequeno sobre a temperatura da parede da tubulação, como pode ser visto na Fig. (9b), o que implica em efeito desprezível no tempo de resfriamento da tubulação, que neste caso é de aproximadamente 18 segundos. Esta última observação também pode ser constatada pelas variações dos fluxos de calor na parede interna da tubulação, mostradas na Fig. (10b). No entanto, com a presença do isolante, existe uma pequena diminuição do fluxo de calor de equilíbrio na parede interna da tubulação devido a uma pequena redução (décimos de grau) na temperatura desta superfície. Embora esta redução seja pequena quantitativamente, proporcionalmente esta diminuição do fluxo de calor é significativa o que impõe uma redução considerável na fração de vazio de equilíbrio, como pode ser verificado na Fig. (10a).

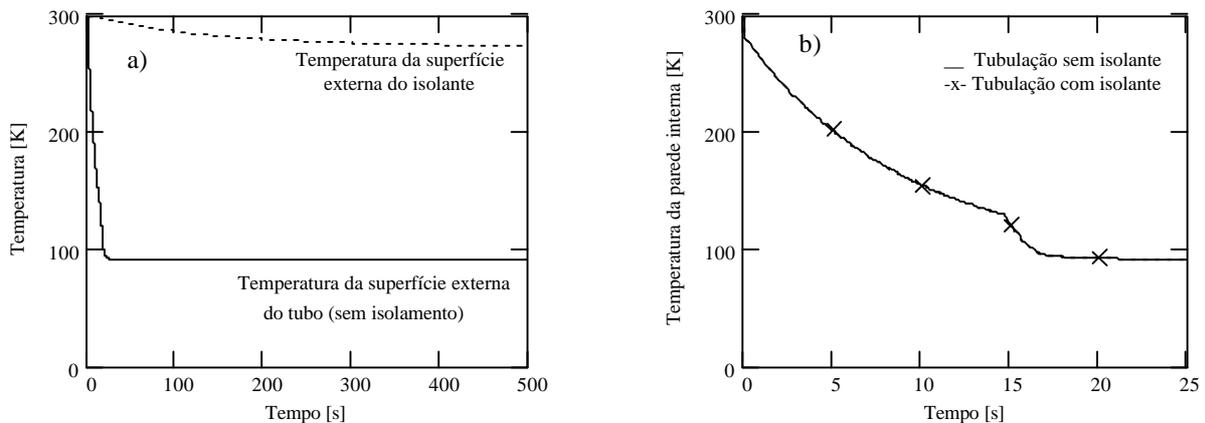


Figura 9. Evolução temporal das temperaturas a) na superfície externa da tubulação e, b) na superfície interna do tubo, com e sem isolante térmico.

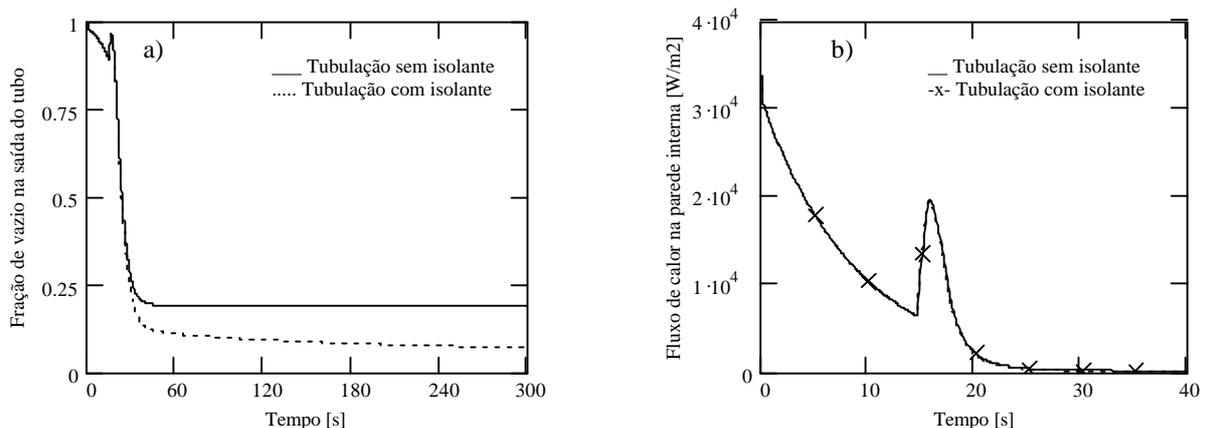


Figura 10. a) Comportamento da fração de vazio na saída do tubo. b) Fluxo de calor na parede interna do tubo.

7. Comentários e conclusões

Foi apresentado neste trabalho um modelo e respectiva metodologia computacional para cálculos de transitórios de resfriamento de linhas de transferência de fluidos criogênicos. Os resultados numéricos obtidos com este modelo para o tempo e, conseqüentemente, a quantidade de fluido necessária, para o resfriamento da linha, e fluxo de calor máximo mostraram-se bem razoáveis quando comparados com os resultados experimentais. A utilização de isolante térmico não altera basicamente o tempo de resfriamento da linha mas tem um efeito significativo na fração de vazio, ou qualidade da mistura, na condição de equilíbrio.

Embora o modelo aqui considerado permita calcular com uma razoável precisão as grandezas mencionadas acima, este ainda é um modelo simples e contém várias limitações. Por exemplo, não permite simular casos cujo escoamento possa conter somente líquido ou somente vapor durante parte do transitório e também não permite calcular os possíveis picos de pressão e instabilidades do escoamento que porventura ocorram durante o transitório. Uma outra questão importante é que os tipos e regimes de escoamento são diferentes dependendo se a tubulação está posicionada na horizontal ou vertical. Portanto, o aprimoramento dos modelos e métodos de cálculo é essencial para se atingir uma melhor capacidade de cálculo e principalmente uma perfeita compreensão de todos os fenômenos que ocorrem durante estes transitórios.

8. Referências

- Bromley, L.A. et al., 1953, "Heat Transfer in Forced Convection Film Boiling", *Ind. Eng. Chem.*, volume 45, pp. 2639-2646.
- Davissou, J.C. and McHarris, G.A., 1971, "S-IVB Restart Chillydown Experience", *J. Spacecraft*, volume 8, number 2, February, pp. 99-104.
- Dreitser, G.A., Antukhov, I.V., and Firsov, V.P., 1997, "Heat Transfer Specific Nature at Nitrogen Film Boiling in Vertical Tube in Conditions of Large Liquid Subcool", *Heat and Mass Transfer Conference, and Fourteenth National Heat and Mass Transfer Conference*, December 29-31.
- Filina, N.N. and Weisend, J.G., 1996, "Cryogenic Two-Phase Flow", *Camb. Univ. Press*, London.
- Isachenko, V.P., Osipova, V.A., and Sukomel, A.S., 1977, "Heat Transfer", *Mir Publishers* Moscow.
- Ishimoto, J., Oike, M., and Kamijo, K., 2000, "Two-Dimensional Numerical Simulation of Boiling Two-Phase Flow of Liquid Nitrogen", ISSN 0549-3811, *Transactions of The Japan Society for Aeronautical and Space Sciences*, volume 43, number 141.
- Kreith, F., 1977, "Princípios da Transmissão de Calor", Editora Edgard Blücher Ltda., tradução da 3ª edição americana, título original "Principles of Heat Transfer".
- Liebenberg, D.H., Novak, J.K., and Edeskuty, F.J., 1967, "Cooldown of Cryogenic Transfer Systems", *AIAA-67-475, AIAA 3rd Propulsion Joint Specialist Conference*, Washington, D. C. / July 17-21.
- Ozizik, M.N., 1985, "Heat Transfer, A Basic Approach", *McGraw-Hill*.
- Popp, M. and Preclik, D., 1989, "Two-Phase Flow in Cryogenic Rocket Engine Feed Systems", *AIAA-89-2392, AIAA/ASME/SAE/ASEE 25th Joint Propulsion Conference*, Monterey, CA / July 10-12.
- Rohsenow, W.M. and Hartnett, J.P., 1973, "Handbook of Heat Transfer", *McGraw-Hill Book Company*, New York.
- Rosa, M.A.P. and Podowski, M.Z., 1994, "Nonlinear Effects in Two-Phase Flow Dynamics", *Nuclear Engineering and Design*, 146, pp. 277-288.
- Spiegler, P., Hopenfeld, J., Silberberg, M., Bumpus, C.F., and Norman, A., "Onset of Stable Film Boiling and the Foam Limit", *J. Heat Mass Transfer*, 6.
- Thom, J.R.S., Walker, W.M., Fallon, T.A., and Reising, G.F.S., 1966, "Boiling in Sub-cooled Water During Flow in Tubes and Annuli", *Proc. Inst. Mech. Eng.* 3C180.
- Wallis, G.B., 1969, "One-Dimensional, Two-Phase Flow", *McGraw-Hill Book Company*, New York.

A MODEL FOR THE ANALYSIS OF CRYOGENIC TRANSFER LINE COOLDOWN TRANSIENTS

Mauricio B. S. Valle

Instituto de Aeronáutica e Espaço – IAE / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos – SP.

mauriciobsv@iae.cta.br

Mauricio A. P. Rosa

Instituto de Estudos Avançados – IEAv / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos – SP.

pinheiro@ieav.cta.br

Edson L. Zaparoli

Instituto Tecnológico da Aeronáutica - ITA / Centro Técnico Aeroespacial – CTA – Caixa Postal 6044, São José dos Campos - SP

zaparoli@mec.ita.br

Abstract. *In this work are presented the models and computational methodology developed for studying cooldown transients of cryogenic transfer lines. A homogeneous equilibrium one-dimensional two-phase flow model associated to a simple boiling heat transfer model was used for the cryogenic fluid flowing inside the pipe. The heat transfer during the cooldown process through the pipe walls and thermal insulation was calculated using heat conduction models. A finite difference approach was used for the spatial variable and the resultant set of ordinary differential equations in the time variable was solved using the fourth order Runge-Kutta method of integration. Comparisons of the numerical results against experimental ones showed that the calculated and experimental cooldown times are in satisfactory agreement.*

Keywords. *Liquid propulsion, Two-phase flow, Heat transfer with boiling, Cryogenic fluids.*