

## **UM ESTUDO NUMÉRICO DO CRESCIMENTO DA CAMADA DE GELO DO LADO EXTERNO DE UM TUBO VERTICAL**

### **Cleyton Senior Stampa**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail, cleytonstampa@aol.com](mailto:cleytonstampa@aol.com)

### **Angela Ourivio Nieckele**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail, nieckele@mec.puc-rio.br](mailto:nieckele@mec.puc-rio.br)

### **Sérgio Leal Braga**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail, slbraga@mec.puc-rio.br](mailto:slbraga@mec.puc-rio.br)

**Resumo.** Uma investigação numérica sobre o crescimento de gelo do lado externo de um tubo vertical é apresentada. O modelo físico adotado, considera uma cavidade anular vertical, onde o limite de crescimento da camada é delimitado pela parede externa da cavidade. A parede interna da cavidade anular vertical representa um dos tubos do feixe e, a parede externa, o limite de crescimento da camada de gelo. O presente estudo visa obter informações úteis para o domínio do controle de crescimento da camada de gelo em termo-acumuladores de feixe tubular. O problema foi resolvido bi-dimensionalmente, utilizando-se um modelo baseado no método de volumes finitos. Os resultados são apresentados na forma de: estrutura do escoamento, dirigido por forças de empuxo, através de linhas de corrente e isothermas para tempos específicos; transferência de calor na parede externa do tubo vertical e remoção do calor armazenado na região anular.

**Palavras chave:** formação de gelo, geometria cilíndrica, tubo vertical

### **1. Introdução**

Nos típicos sistemas de armazenamento de calor latente de fusão, que utilizam feixes de tubos compactados no interior de um envoltório termicamente isolado, adota-se água como material de mudança de fase (MMF). Um dos principais problemas de desempenho desses dispositivos diz respeito à redução da transferência de calor, durante os processos de carregamento (solidificação do MMF) ou de descarregamento (fusão do MMF). Este problema decorre da redução da área superficial de troca de calor, quando ocorre interação física entre as camadas de gelo ou entre as regiões de líquido, formadas a partir de tubos adjacentes durante os processos de carregamento e descarregamento, respectivamente. O principal alvo das pesquisas dirigidas a esses sistemas é a determinação da maior capacidade de armazenamento de energia por unidade de volume, associada com a resposta no tempo, da operacionalidade desses dispositivos (Vargas & Bejan, 1995).

Durante o processo de carregamento dos armazenadores do tipo acima citado, a fase líquida apresenta uma complexa estrutura de escoamento e padrões atípicos de distribuição de temperatura, devido ao efeito do fenômeno de inversão de densidade, apresentado pela água em torno de 4°C (Lin e Nansteel, 1987). Esse fenômeno afeta demasiadamente a troca térmica entre a parede externa do tubo e o seu meio envolvente. Assim sendo, a forma e a velocidade de crescimento da camada de gelo ao redor do tubo são funções dos campos de velocidade e temperatura na região líquida, resultantes das condições inicial e de contorno, a serem consideradas.

Predominantemente, os trabalhos considerando o fenômeno de inversão de densidade têm sido dirigidos às cavidades retangulares verticais e cilíndricas horizontais, preenchidas com água fria (Inaba e Fukuda, 1984; Lin e Nansteel, 1987; Tong e Koster, 1994; Vasseur e Robbilard, 1983; Ho e Lin, 1988). Tendo em vista a grande importância da geometria cilíndrica em aplicações de termo-acumulação, diversos trabalhos sustentam uma base de conhecimento referente a estudos de convecção natural em cavidades anulares, bastante apropriadas como modelos físicos para este tipo de análise. Estudos de desempenho de armazenadores têm sido o alvo de muitos trabalhos (Lane, 1983; Steiner et al., 1995; Fleury, 1996; Kurklu-e Wheldon, 1996). Contudo, poucos trabalhos têm considerado um regime transiente, como Stampa & Braga (1996) e West & Braun (1999). Este último apresentou um estudo numérico/experimental do carregamento/d Descarregamento parcial, com formação de gelo, em tanques de armazenamento de gelo. Recentemente, Stampa et al. (2001) apresentaram um estudo numérico de convecção

natural em cavidade anular vertical, considerando a inversão de densidade da água, porém, sem formação da fase sólida. O estudo foi dirigido a armazenadores de calor latente de fusão com feixe de tubos, onde foram avaliadas, para as condições de carregamento (resfriamento de água) e descarregamento (aquecimento de água) da cavidade, a influência do regime multicelular na taxa de transferência de calor ao se variar a área superficial da parede interna da cavidade.

O presente estudo visa obter informações úteis para o domínio do controle de crescimento da camada de gelo em termo-acumuladores de feixe tubular. Neste trabalho, considera-se uma cavidade anular vertical isolada termicamente, exceto a superfície interna do espaço anular, a qual se impõe um valor fixo de temperatura. O estudo compreende uma investigação numérica da estrutura do escoamento dirigido por forças de empuxo, transferência de calor na parede interna da cavidade e remoção do calor armazenado na região anular, em regime transiente, para uma condição específica de carregamento da cavidade (solidificação da água).

## 2. Modelo matemático

Considera-se no presente trabalho, a solidificação de água, em uma região anular vertical. A Figura (1) mostra o modelo físico de interesse em um certo instante de tempo, durante o qual se processa a mudança de fase. Este consiste de uma cavidade anular vertical, contendo água como material de mudança de fase. A cavidade possui altura  $L$ , com espaço anular  $W$ , sendo o raio interno  $w$ . Inicialmente, todo o sistema tem sua temperatura fixada em um valor típico de armazenamento de calor,  $T_{in}$ . As condições de contorno foram consideradas como sendo adiabáticas para o topo e o fundo da cavidade, bem como para a parede externa. Para tempos maiores que zero, foi imposta à parede interna da cavidade, uma temperatura fria,  $T_c$ , comumente utilizada nos processos de recuperação de calor armazenado. A temperatura da parede fria foi fixada em um valor abaixo da temperatura de fusão do gelo ( $T_m = 0^\circ C$ ), para permitir que todo o calor latente armazenado na cavidade seja extraído.

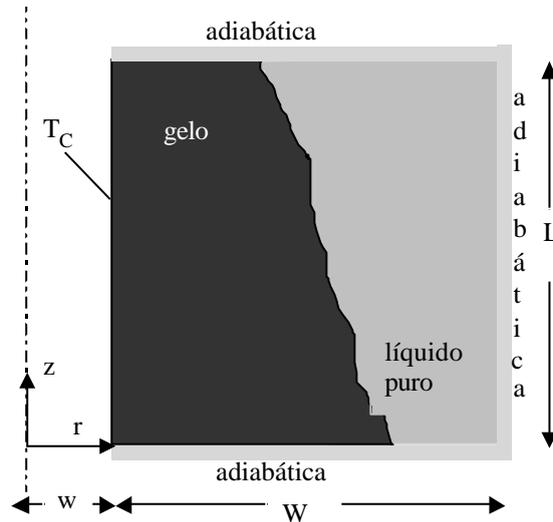


Figura 1. Modelo físico

Por simplicidade, foram feitas as seguintes hipóteses para a análise do problema em questão: (1) o escoamento é considerado bidimensional, laminar, incompressível e o MMF é um fluido Newtoniano; (2) as propriedades são constantes exceto para a densidade do líquido no termo de empuxo, (3) o valor da razão de raios é suficientemente pequeno, tal que o escoamento dirigido por empuxo possa ser considerado axi-simétrico (Mcfadden et al., 1984). As equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear para a fase líquida, as quais governam o processo descrito acima, são expressas como:

$$\text{div}(\rho_\ell \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_\ell \mathbf{U})}{\partial t} + \text{div}(\rho_\ell \mathbf{U} \mathbf{U}) = \text{div}[\mu_\ell \text{grad} \mathbf{U}] - \text{grad} p + \rho_\ell \mathbf{g} \quad (2)$$

A equação da energia é resolvida tanto na fase sólida como na líquida, sendo igual a

$$\frac{\partial[(\rho_\ell \varepsilon + \rho_s (1-\varepsilon)) c_\ell T]}{\partial t} + \text{div}(\rho_\ell \varepsilon \mathbf{U} c_\ell T) = \text{div}[(k_\ell \varepsilon + k_s (1-\varepsilon)) \text{grad} T] - \frac{\partial(\rho_s \varepsilon \Delta h_{lat})}{\partial t} \quad (3)$$

onde as propriedades termofísicas do MMF para as fases líquida ( $\ell$ ) e sólida (s), dadas por  $\mathbf{r}$ ,  $\mathbf{m}$ ,  $k$  e  $c_p$  são massa específica; viscosidade absoluta, condutividade térmica, calor específico a pressão constante, respectivamente.  $\mathbf{U}$  é o vetor velocidade,  $p$  é a pressão,  $\mathbf{g}$  é o vetor aceleração da gravidade,  $T$  é a temperatura do fluido e  $t$  é o tempo.  $\Delta h_{\text{lat}}$  é o calor latente e,  $\varepsilon$  é a fração de volume, sendo definido por:

$$\mathbf{e} = \frac{\nabla \ell}{\nabla} \quad (4)$$

onde  $\nabla \ell$  e  $\nabla$  são o volume de líquido e volume total, respectivamente.

Inicialmente, toda a água contida na cavidade encontra-se na fase líquida, onde  $\varepsilon = 1$ . Nos locais em que a temperatura atinge o valor da temperatura de fusão do gelo,  $T_m$  ( $0^\circ\text{C}$ ),  $\varepsilon$  tem seu valor ajustado para zero. Na Eq. (3), o último termo do lado direito é diferente de zero somente na regiões onde esteja ocorrendo a mudança de fase líquido-sólido.

De acordo com a hipótese (2), no terceiro termo do lado direito da Eq. (2), a densidade do líquido é fornecida pela seguinte expressão, proposta por Gebhart e Mollendorf (1977):

$$\rho_\ell = \rho_{\ell,\text{max}} \left[ 1 - \text{rsp} |T - T_{\text{max}}|^b \right] \quad (5)$$

onde  $\rho_{\ell,\text{max}} = 999,972 \text{ kg/m}^3$ ,  $\text{rsp} = 9,297 \times 10^{-6} \text{ K}^{-b}$ ,  $T_{\text{max}} = 4,029^\circ\text{C}$  e  $b = 1,895$ . Esta expressão leva em conta a natureza da inversão de densidade da água.

Utilizando-se a seguinte adimensionalização

$$\mathbf{U}^* = \frac{\rho_{\ell,\text{max}} \mathbf{U} W}{\mu_\ell} \quad ; \quad P = \frac{p^* \rho_{\ell,\text{max}}}{(\mu_\ell / W)^2} \quad ; \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_m - T_c} \quad (6)$$

$$\text{Fo} = \frac{\mu_\ell t}{\rho_{\ell,\text{max}} W^2} \quad ; \quad Z = \frac{z}{W} \quad ; \quad R = \frac{r}{W} \quad (7)$$

onde  $p^*$  é a pressão modificada, definida por  $p^* = p + \rho_{\ell,\text{max}} g z$ . As equações de conservação podem ser escritas como

$$\text{div}(\mathbf{U}^*) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\mathbf{U}^*)}{\partial \text{Fo}} + \text{div}(\mathbf{U}^* \mathbf{U}^*) = \text{div}[\mathbf{grad} \mathbf{U}^*] - \mathbf{grad} P + \text{Gr} |\theta - \theta_{\text{max}}|^b \mathbf{k} \quad (9)$$

$$\frac{\partial([\varepsilon + \rho^*(1 - \varepsilon)]\theta)}{\partial \text{Fo}} + \text{div}[\varepsilon \mathbf{U}^* \theta] = \frac{1}{\text{Pr}} \text{div}([\varepsilon + k^*(1 - \varepsilon)] \mathbf{grad} \theta) - \left[ \frac{\rho^*}{\text{Ste}_\ell + \text{Ste}_s / c_p^*} \right] \frac{\partial \varepsilon}{\partial \text{Fo}} \quad (10)$$

Verifica-se que o problema é governado pelo número de Prandtl, Pr, número de Grashof, Gr, número de Stefan, Ste, razão de densidades  $\rho^*$ , razão de condutividade térmicas  $k^*$ , razão de calores específicos a pressão constante  $c_p^*$ , expoente  $b$  e pelos parâmetros geométrico RR e AR

$$\rho^* = \frac{\rho_s}{\rho_{\ell,\text{max}}} \quad ; \quad k^* = \frac{k_s}{k_\ell} \quad ; \quad c_p^* = \frac{c_{ps}}{c_{p\ell}} \quad (11)$$

$$\text{RR} = \frac{W + w}{w} \quad ; \quad \text{AR} = \frac{L}{W} \quad ; \quad \text{Pr} = \frac{\mu_\ell c_{p\ell}}{k_\ell} \quad (12)$$

$$\text{Gr} = \frac{g \text{rsp} (T_{\text{in}} - T_c)^b W^3}{(\mu_\ell / \rho_{\ell,\text{max}})^2} \quad ; \quad \text{Ste}_\ell = \frac{c_{p\ell} (T_{\text{in}} - T_m)}{\Delta h_{\text{lat}}} \quad ; \quad \text{Ste}_s = \frac{c_{ps} (T_m - T_c)}{\Delta h_{\text{lat}}} \quad (13)$$

sendo a condição inicial igual a  $\theta_{\text{in}} = 1$ .

### 3. Método numérico

Foi utilizado o método de volumes finitos (Patankar, 1980) para resolver as equações acopladas (1) a (3). O esquema Power Law foi adotado no tratamento dos fluxos difusivo e convectivo, que atravessam as faces de cada um dos volumes de controle. Já para tratar o avanço no tempo, considerou-se o esquema totalmente implícito e, o método utilizado na resolução das equações algébricas lineares foi o TDMA linha por linha, juntamente com o algoritmo de correção por blocos. O acoplamento pressão-velocidade foi tratado através do algoritmo SIMPLE.

Adotou-se uma malha regular e fixa em todo o domínio físico. Após testes com diferentes tamanhos de malha, implementou-se uma malha com 160 x 160 pontos nodais, sendo que o passo de tempo empregado foi de 1 s. O tamanho da malha e o passo de tempo foram variados até o ponto em que a solução numérica sofresse alterações inferiores a 1 %. As soluções foram consideradas convergidas em um certo passo de tempo, quando os resíduos de massa, quantidade de movimento linear e energia fossem menores que  $10^{-6}$ , para pelo menos oito iterações consecutivas.

### 4. Resultados

Os cálculos foram efetuados até o ponto em que toda a fase líquida, contida na cavidade, fosse solidificada. Com respeito ao sistema físico mostrado na Fig. (1), a sua temperatura inicial,  $T_{in}$ , foi considerada como sendo igual a  $40^{\circ}\text{C}$ . Para  $t > 0$ , a temperatura da parede fria (interna),  $T_c$ , foi ajustada para o valor de  $-10^{\circ}\text{C}$ . Para a simulação, considerou-se os seguintes valores de parâmetros pertinentes:  $Gr = 5,7 \times 10^5$ ;  $Pr = 8,4$ ;  $Ste_{\ell} = 0,504$ ,  $Ste_s = 0,062$ ,  $\rho^* = 1$ ,  $cp^* = 0,49$ ;  $k^* = 1,0$ . Já para as dimensões geométricas, os seguintes valores foram adotados:  $L=0,07$  m,  $W=0,0176$  m e  $w=0,0048$  m, correspondendo a  $RR = 4,7$  e  $AR=4$ .

Os resultados para o processo de carregamento da cavidade, referentes à estrutura do escoamento dirigido por forças de empuxo e à estratificação térmica no material de mudança de fase, são apresentados através de linhas de corrente (Fig. 2) e isotermas (Fig. 3) em instantes de tempo específicos.

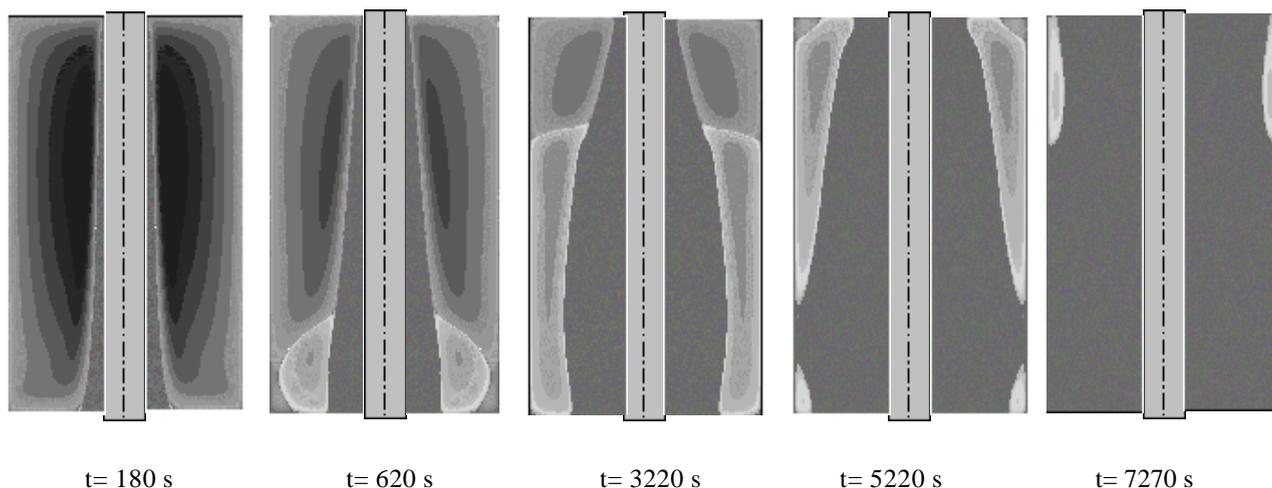


Figura 2. Linhas de corrente.

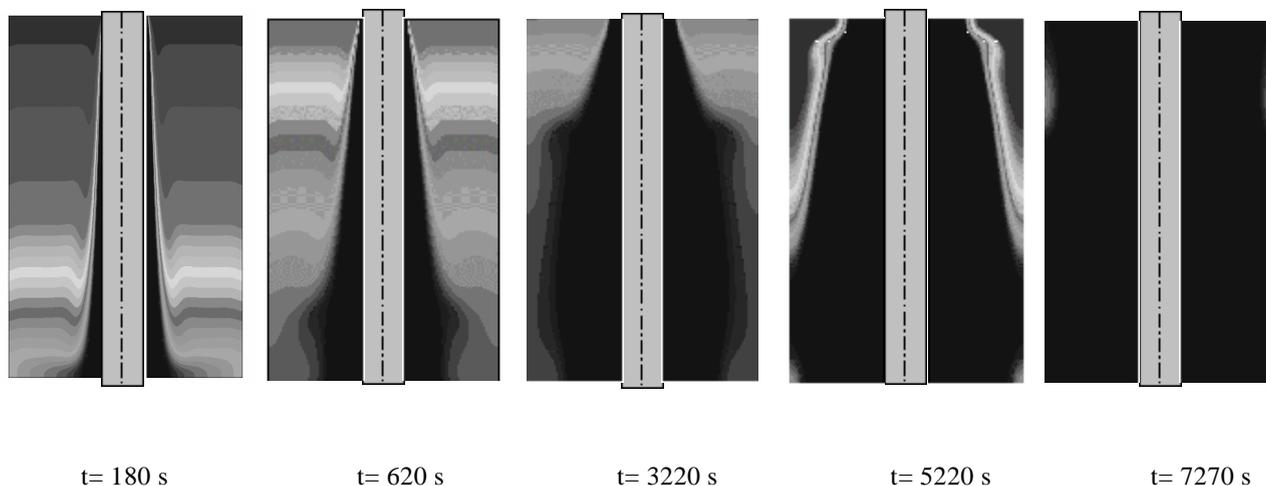


Figura 3. Isotermas.

Como pode ser visto na Fig. (2), para  $t=180$  s, uma célula de intensa recirculação no sentido horário, dirigida termicamente, ainda prevalece na região de líquido puro e, nenhum gelo foi formado até este instante de tempo. Para  $t=620$  s, a temperatura média da região líquida no fundo da cavidade ainda é menor que a temperatura de inversão de densidade para a água ( $\sim 4^\circ\text{C}$ ), o que justifica a presença de uma segunda célula nesta região, a qual é separada da célula acima por um contorno de máxima densidade. No entanto, induzida pela célula primitiva devido a efeitos de inércia e arraste, esta célula secundária gira no sentido anti-horário. Seu surgimento, juntamente com o crescimento da camada de sólido, influencia decisivamente o desempenho da troca térmica na parede interna da cavidade. Verifica-se que, para um tempo  $t = 3220$  s, o aumento desta célula secundária é tão considerável, que esta ocupa, quase que totalmente, toda a região líquida remanescente. Isto ocorre em função do decaimento da temperatura global interna da cavidade, que enfraquece, sobremaneira, o movimento horário da célula primitiva. Para  $t = 5220$  s observa-se que o gelo atingiu a superfície externa do espaço anular e para  $t=7270$  s praticamente toda a água solidificou. Este tempo necessário para a completa solidificação da água corresponde a um número de Fourier máximo igual a  $Fo_{\max} = 29,65$ .

Os resultados mostram os diferentes papéis exercidos pelas duas células descritas anteriormente. A célula horária torna difícil o crescimento da camada de gelo ao refundir o sólido formado. Além disso, esta célula proporciona uma elevada inclinação no contorno da interface sólido-líquido. A célula anti-horária também, muda o contorno de mudança de fase, pois a temperatura média da fase líquida é superior à temperatura da interface sólido-líquido. Entretanto, onde esta diferença é pouco significativa, a interface de mudança de fase se torna apenas plana. Além disso, como na célula secundária o líquido frio, adjacente à interface sólido-líquido, move-se em direção ao topo da célula e gira na direção anti-horária, devido à barreira formada pelo contorno de densidade máxima, a região do fundo da célula se torna mais quente do que a região superior da célula. Como resultado disto, verifica-se um rápido crescimento do sólido formado na região superior da célula, o qual chega a tocar a parede vertical externa da cavidade, ao mesmo tempo em que gelo é fundido no canto direito do fundo da célula.

A Figura (4) mostra o comportamento transiente da remoção da energia armazenada na região anular. A energia total removida durante o período de tempo considerado no presente estudo,  $t_{\max}$ , foi adimensionalizada, utilizando-se o seu valor máximo armazenado,  $E_{\max} = m_l c_{p_l} (T_{in} - T_m) + m_s c_{p_s} (T_m - T_c) + m_{H_2O} \Delta h_{lat}$ . A energia sensível adimensional  $E_{\text{sens}}$  foi calculada por

$$E_{\text{sens}} = \frac{\int_{\forall_l} \rho_l c_{p_l} (T_{in} - T) d\forall + \int_{\forall_s} \rho_s c_{p_s} (T_m - T) d\forall}{E_{\max}} \quad (14)$$

onde  $m_l$  é a massa de líquido,  $m_s$  a massa de sólido,  $c_{p_s}$  o calor específico do sólido,  $m_{H_2O}$  a massa de água confinada na cavidade e  $\rho_s$ , a massa específica da fase sólida.

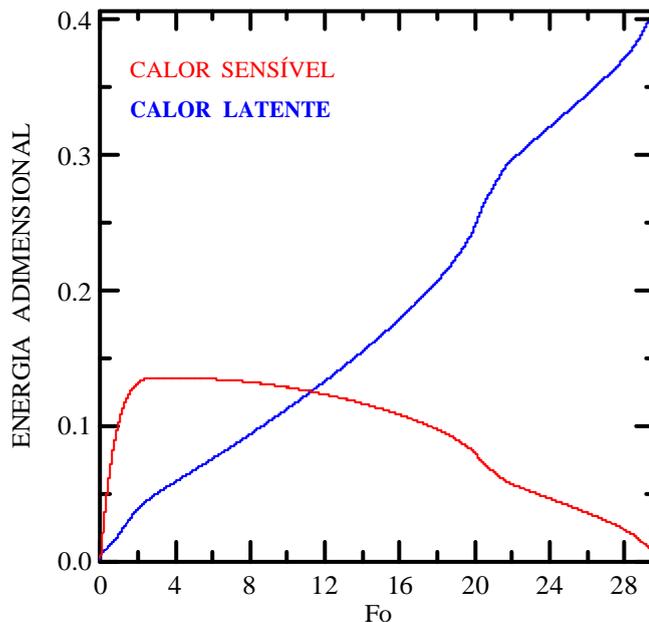


Figura 4. Carregamento da cavidade anular.

Já a energia latente foi determinada por:

$$E_{\text{lat}} = \frac{\int_{\nabla_{\ell, 0^{\circ}\text{C}}} \rho_{\ell} \Delta h_{\text{lat}} d \nabla}{E_{\text{max}}} \quad (15)$$

onde  $\nabla_{\ell, 0^{\circ}\text{C}}$  representa um volume de controle, cuja temperatura tenha atingido  $0^{\circ}\text{C}$ .

Analisando a Fig. (4) observa-se que no início do processo de carregamento (processo de solidificação), as taxas de transferência de calor são altas e, uma grande quantidade de energia interna é logo extraída. À medida que a água líquida torna-se sólida, uma grande quantidade de calor latente é removida. Este processo continua até que toda a água confinada na cavidade seja solidificada, tornando a derivada da curva correspondente, sempre positiva. Por outro lado, quanto menor for a quantidade de água ainda líquida, menor será a quantidade removida de energia na forma de calor sensível. Entretanto, o gráfico mostra que o efeito da célula secundária causa mudanças abruptas nas derivadas de cada curva e, elas ocorrem para os mesmos valores de tempo.

A Figura (5) apresenta a relação do decaimento do fluxo de calor médio na parede fria com o aumento do sólido formado. O fluxo de calor médio na parede foi determinado por:

$$\bar{q} = \frac{1}{L} \left( \int_0^L q dz \right) \quad (16)$$

onde  $q$  é o fluxo de calor local na parede fria da cavidade. O fluxo de calor médio,  $\bar{q}$ , foi adimensionalizado pelo fluxo de calor máximo,  $q_{\text{max}}$ , que é o fluxo de calor na parede fria no instante inicial.

A fração em massa de gelo é expressa por:

$$f_{\text{gelo}} = \frac{m_{\text{gelo}}}{m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (17)$$

Verifica-se pela Fig. (5) que a partir do ponto de interseção entre as duas curvas, o decaimento do fluxo de calor é muito lento, em razão da resistência térmica crescente, imposta pelo fase sólida em formação. Através deste comportamento, é possível se estimar o tempo de remoção de calor, condicionado a determinadas condições de carregamento.

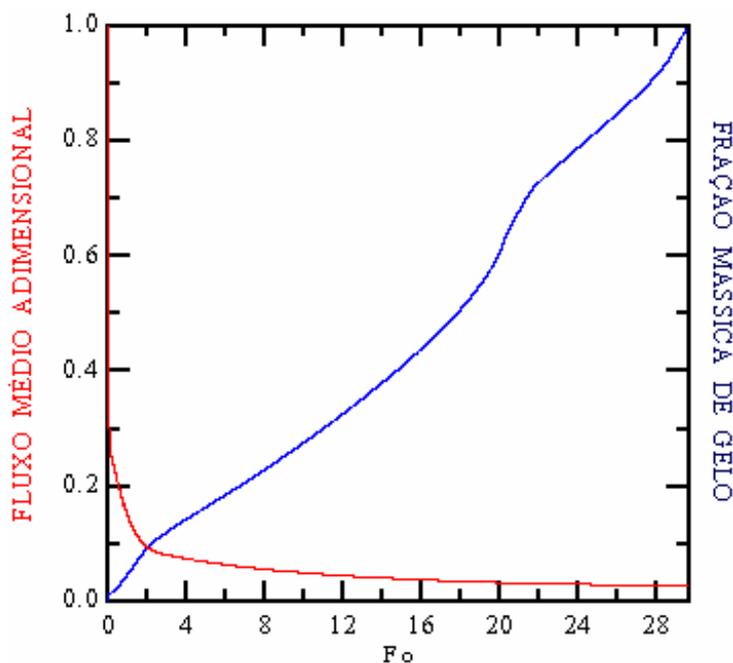


Figura 5. Troca térmica na parede fria em função da formação de gelo.

## 5. Conclusão

O fenômeno de solidificação da água numa cavidade anular vertical pôde ser previsto, através de um estudo do comportamento transiente dos campos de escoamento e de temperatura. Também foi analisado o processo de carregamento da cavidade (formação de gelo), avaliando-se a retirada de energia sensível e latente contida no material de mudança de fase, bem como o fluxo de calor médio na parede fria da cavidade, em função do crescimento da fase sólida ao seu redor. Os resultados, de natureza qualitativa, visam contribuir na melhoria de projetos de armazenadores de calor latente de fusão.

Os resultados mostraram relações, em termos de proporções, sobre a quantidade entre energias sensível e latente, removidas ao longo de um período de carregamento total da cavidade (solidificação completa do MMF na cavidade), para uma condição paramétrica fixada previamente. Da mesma forma, avaliou-se a proporção entre a troca térmica ocorrida na parede interna da cavidade (parede externa do tubo do armazenador) e a quantidade de sólido formado. Estas informações estão condicionadas a todo o gelo que seria formado em torno de um dos tubos de um armazenador, porém, caso não houvesse contato físico entre camadas de gelo formadas ao redor de tubos adjacentes. Antes de se avaliar este contato físico, futuros estudos numéricos estão previstos, variando-se os valores dos parâmetros envolvidos.

## 6. Referências

- Fleury, A. F., 1996, "Phase Change Materials", *Heat Transfer Engineering*, vol. 17, No. 2, Apr-Jun, pp. 72-74.
- Gebhart, B., Mollendorf, J. C., 1977, "A new density relation for pure and saline water", *Deep Sea Res.*, vol. 24, pp. 831-848.
- Ho, C. J., Lin, Y. H., 1990, "Natural convection heat transfer of cold water within an eccentric horizontal cylindrical annulus", *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 117-123.
- Inaba, H., Fukuda, T., 1988, "Natural convection in an inclined square cavity in regions of density inversion of water", *Journal of Fluid Mech.*, vol. 110, pp. 894-900.
- Kurklu, A.; Wheldon, A. & Hadley, P., 1996, "Mathematical Modelling of the Thermal Performance of a Phase-Change Material (PCM) Store: Cooling Cycle", *Appl-Therm-Eng.* Vol. 16, No. 7, pp. 613-623.
- Lane, G. A., 1983, "Solar Heat Storage Latent Heat Material", CRC Press, Boca Raton, vol 1.
- Lin, D., Nansteel, N. W., 1987, "Natural convection heat transfer in a vertical annulus containing water near the density maximum", *Journal of Heat Transfer*, vol. 109, pp. 899-905.
- Mcfadden, G. B., Coriell, S. R., Boisvert, R. F. Glicksman, M. E., 1984, "Asymmetric instabilities in buoyancy-driven flow in a tall vertical annulus", *Phys. Fluids*, vol. 27, pp. 1359-1361.
- Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing, New York.
- Stampa, C. S., Braga, S. L., 1996, "Estudo da Recuperação do Calor Armazenado em Materiais de Mudança de Fase no Interior de Dutos Cilíndricos", *VI Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, vol. 2, pp. 985-989.
- Stampa, C. S., Nieckele, A. O., Braga, S. L., 2001, "Water Charging and Discharging Processes in a Vertical Annulus Concerning Area-Constrained, Ice-on-Pipe Storage Tanks", *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Computational Heat and Mass Transfer*, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, CD-ROM.
- Steiner, D.; Wierse, M., Groll, M., 1995, "Development and Investigation of Thermal Energy Storage Systems for the Medium Temperature Range", *Proc Intersoc Energy Convers Eng Conf.* Vol. 2, pp. 193-198.
- Tong, W., Koster, J., 1994, "Density inversion effect on transient natural convection in a rectangular enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 927-938.
- Vargas, J. V. C. And Bejan, A., 1995, "Fundamentals Of Ice Making By Convection Cooling Followed By Contact Melting", *Int J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 15, pp. 2833-2841.
- Vasseur, P., Robbilar, L. Chandra Shecar, B., 1983, "Natural convection heat transfer of water within a horizontal cylindrical annulus with density inversion effects", *Journal of Heat Transfer*, vol. 105, pp. 117-123.
- West, J., Braun, J. E., 1999, "Modeling partial charging and discharging of area-constrained ice storage tanks", *International HVAC&R*, vol. 5, No 3, pp. 209-228.

## A NUMERICAL STUDY OF THE GROWTH OF ICE LAYER OUTSIDE A VERTICAL TUBE

### **Cleyton Senior Stampa**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail. cleytonstampa@aol.com](mailto:cleytonstampa@aol.com)

### **Angela Ourivio Nieckele**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail. nieckele@mec.puc-rio.br](mailto:nieckele@mec.puc-rio.br)

### **Sérgio Leal Braga**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro- RJ, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

[e-mail. slbraga@mec.puc-rio.br](mailto:slbraga@mec.puc-rio.br)

**Abstract.** *A numerical study about the growth of ice layer outside a vertical tube is presented. The physical model adopted considers a vertical annulus, in which the outer vertical wall determines the maximum border for the ice layer growth under the conditions established in the present study. One has assumed the whole annular region as being thermally insulated, except for the outer surface of the tube, where one has prescribed a uniform temperature. The aim of the present study is to provide helpful information to control the growth of ice layers in area-constrained, ice-on-pipe storage tanks. The problem has been solved, two-dimensionality, utilizing a model based on the finite volume method. The results are showed as buoyancy-driven flow structure at specific times through streamlines and isotherms, heat transfer on the outer surface of the vertical tube and removal of the heat stored inside the annular region.*

**Key-words:** *Ice formation, cylindrical geometry, vertical tube.*