

UM ESTUDO “IN-SITU” DA FORMAÇÃO DE GEADA EM EVAPORADORES “NO-FROST”

Fernando T. Knabben, fernandok@polo.ufsc.br¹
Christian J. L. Hermes, chermes@ufpr.br²
Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br¹

¹ POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil

² Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná
Caixa Postal 19011, 81531-990, Curitiba, PR, Brasil

Resumo: *O presente trabalho avança um estudo numérico e experimental sobre a formação de geada em evaporadores no-frost, comumente encontrados em refrigeradores domésticos do tipo frost-free. Experimentos foram realizados com o evaporador montado em refrigerador específico posicionado no interior de uma câmara climatizada, com temperatura e umidade do ar controladas. O sistema de refrigeração do refrigerador foi substituído por um calorímetro especialmente construído para tal finalidade. A parede traseira do congelador foi removida para a instalação de uma janela de três camadas de vidro isolante para permitir a visualização da formação de geada. Adicionalmente, um modelo computacional bidimensional, baseado em balanços de massa e energia na camada de geada, foi elaborado para prever a taxa de crescimento de geada e as taxas de transferência de calor e massa em função do tempo. O ventilador foi integrado ao circuito de ar dos compartimentos refrigerados, possibilitando avaliar a diminuição de vazão e da área de passagem do ar ao longo do tempo. Para validar o modelo, ensaios foram realizados variando-se as condições de umidade e temperatura do ar na entrada do evaporador, assim como a temperatura de evaporação. Percebeu-se uma boa concordância entre os resultados medidos e calculados tanto para a perda de carga como para a massa de geada, com erros inferiores a 10% para a ampla maioria dos testes.*

Palavras-chave: *formação de geada, evaporador, refrigerador, modelagem, experimentação*

1. INTRODUÇÃO

De maneira geral, a geada pode ser definida como um meio poroso, composto de cristais de gelo e ar úmido, formado através da dessublimação do vapor d'água contido no ar. Para que um refrigerador seja classificado como *frost-free*, a geada deve se formar apenas no evaporador, e não nas demais superfícies, tais como as paredes internas do congelador, por exemplo. A constante abertura de portas e a infiltração de ar quente e úmido pelas gaxetas do refrigerador contribuem para que a geada esteja sempre presente nas superfícies do evaporador. No entanto, a geada degenera a capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, o desempenho do refrigerador. Tal perda de desempenho ocorre porque a camada de geada aumenta não só a resistência térmica entre o ar e o evaporador, mas também a restrição ao escoamento (perda de carga), fazendo com que a vazão de ar deslocada pelo ventilador diminua. Com isso, as temperaturas dos compartimentos refrigerados se elevam, exigindo que o compressor permaneça ligado por mais tempo. Por esses motivos, a geada formada no evaporador deve ser periodicamente removida pela ação de uma resistência elétrica, o que eleva não só a carga térmica no gabinete, mas também o consumo de energia do refrigerador.

A crescente busca das empresas do ramo de refrigeração por um melhor entendimento desses fenômenos físicos, e de alternativas para minimizar o crescimento da geada entre os tubos e aletas do trocador de calor, têm levado ao desenvolvimento de procedimentos experimentais e modelos matemáticos sofisticados para trocadores de calor convencionais do tipo tubo-aletado. No entanto, pouco se conhece a respeito dos padrões de crescimento em evaporadores do tipo *no-frost*, comumente encontrados em refrigeradores domésticos, em que o escoamento de ar é longitudinal aos tubos, enquanto o escoamento em trocadores de calor tubo-aleta convencionais é transversal aos tubos.

Apesar de existirem na literatura diversos trabalhos que buscam entender os fenômenos que governam o processo de formação da geada, são raros os que se preocuparam em estudá-lo nas condições tipicamente observadas em evaporadores *no-frost* (ar quente e úmido escoando na região central e ar frio e seco escoando pelas laterais, como mostra a Fig. 1). A grande maioria dos autores, no entanto, conduziram testes em túneis de vento mantendo as condições do ar na entrada do evaporador uniformes (Ogawa *et al.*, 1993, Kim *et al.*, 2002, Deng *et al.*, 2003, Liu *et al.*, 2005 e Yang *et al.*, 2006). Somente Oskan e Ozil (2006) e Inan *et al.* (2002) analisaram o processo de formação de geada com o evaporador posicionado no interior do congelador do refrigerador, apesar de terem removido a parede que

divide os compartimentos do refrigerador, o que descaracterizou a distribuição de ar interna. Além disso, em todos os trabalhos citados, a vazão de ar insuflada foi mantida constante, de forma que o efeito da perda de carga sobre a depleção de capacidade não foi considerado. A fim de preencher as lacunas deixadas pelos trabalhos citados, experimentos foram realizados com o evaporador montado no interior do refrigerador, de forma de condições reais de operação pudessem ser analisadas. Adicionalmente, os dados gerados foram utilizados para validar um modelo computacional, que considera a não-uniformidade de condições na entrada do evaporador.

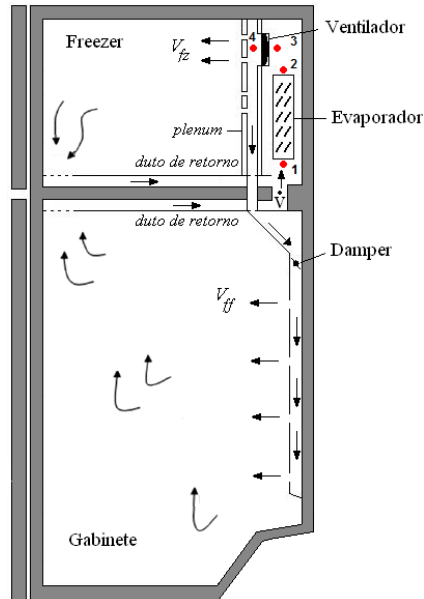


Figura 1. Fluxo de ar no interior do refrigerador

2. TRABALHO EXPERIMENTAL

Com o objetivo de emular as condições psicrométricas típicas de um refrigerador *frost-free*, um aparato experimental específico foi construído. O aparato consiste basicamente em um calorímetro de evaporadores (ver Fig. 2), um refrigerador *frost-free* de 430 litros, um sistema de geração de vapor d'água e uma câmara climatizada. Através do calorímetro, a temperatura de evaporação foi mantida constante durante todos os ensaios. O controle da evaporação foi feito através da variação da rotação do ventilador do condensador por meio de um controlador do tipo PID, com base na pressão absoluta na entrada do evaporador. Em todos os testes, o evaporador foi mantido inundado.

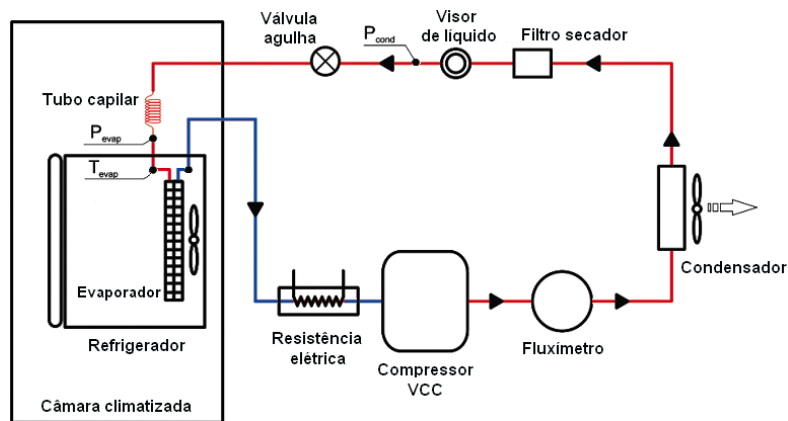


Figura 2. Esquema do aparato experimental

O controle das temperaturas do ar na entrada do evaporador foi feito através da ação conjunta de resistências elétricas e controladores PID. Vapor d'água foi gerado no interior do gabinete por meio de uma resistência elétrica imersa em um recipiente com 700 ml de água. A potência dissipada pela resistência foi controlada por outro controlador PID com base no sinal de umidade relativa enviado por um transdutor posicionado na entrada do duto de retorno. Outros dois transdutores de umidade relativa foram instalados, um na entrada do duto de retorno do congelador e outro na saída do evaporador. Como as condições do escoamento não variam significativamente nos dutos de retorno, as condições do ar na entrada do evaporador foram consideradas iguais às medidas na entrada dos dutos de retorno.

Duas mangueiras perfuradas foram instaladas na entrada e a saída do evaporador, e conectadas a um transdutor de pressão diferencial para monitorar a queda de pressão. A diferença de pressão no trecho 4-1 também foi medida e utilizada para determinar a vazão de ar através de um coeficiente de local perda de carga ($K_{4-1} = \Delta P_{4-1} / \rho V^2$) obtido através de testes com o refrigerador conectado a um túnel de vento (Barbosa *et al.*, 2009). O fluxo de massa de vapor d'água foi calculado indiretamente com base na vazão de ar e na diferença de umidade absoluta entre a entrada e a saída do evaporador, com uma incerteza de $\pm 15\%$. A massa de geada foi obtida a partir da integração no tempo do fluxo de massa de vapor d'água.

Adicionalmente, para visualizar a formação de geada no evaporador, foram instaladas duas janelas de três camadas de vidro isolante na parede traseira do refrigerador, como mostra a Fig. (3). No total, nove ensaios, de aproximadamente 4 horas de duração cada, foram realizados variando-se a umidade relativa ($0,2 < \phi_{ff} < 0,8$) e a temperatura do ar no retorno do gabinete ($4,5 < T_{ff} < 7,2^\circ\text{C}$), a temperatura do ar no retorno do congelador ($-18,0 < T_{fc} < -15,0^\circ\text{C}$) e a temperatura do refrigerante bifásico ($25,5 < T_w < -20,0^\circ\text{C}$). As condições em que cada teste foi realizado são apresentadas na Tab. (1).



Figura 3. Fotografia da janela de visualização na traseira do congelador

Tabela 1. Condições de teste

Teste	T_{fc} [°C]	T_{ff} [°C]	ϕ_{ff} [%]	T_e [°C]	$T_{sat,ff} - T_w$
1	-18.0	5.0	39.6	-25.9	19.1
2	-18.0	4.9	58.8	-25.4	23.3
3	-18.0	4.4	80.1	-25.4	26.6
4	-15.0	7.1	40.6	-24.5	19.7
5	-15.1	5.1	61.4	-23.4	21.9
6	-15.2	4.7	80.5	-23.3	24.9
7	-15.2	7.3	20.3	-20.3	7.7
8	-15.0	7.2	30.1	-20.3	12.1
9	-15.1	7.1	44.7	-20.2	16.6

3. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático foi dividido em três sub-modelos: o modelo hidrodinâmico, o modelo térmico e o modelo de crescimento de geada. O primeiro calcula a vazão de ar que escoar em cada região do evaporador (ver Fig. 4), o segundo determina as taxas de transferência de calor e massa na geada e o terceiro calcula a taxa de crescimento da camada.

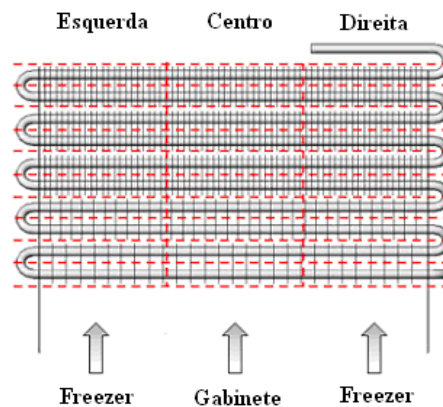


Figura 4. Representação esquemática do modelo físico do evaporador

3.1. Sub-modelo hidrodinâmico

A Fig. (1) mostra esquematicamente a distribuição de ar em um refrigerador *frost-free* típico. O ventilador induz a movimentação de ar sobre o evaporador (V). O ar é então insuflado no *plenum*, onde é distribuído entre os compartimentos congelador (V_c) e refrigerador (V_{fr}). Tal distribuição é regulada por um *damper*, originando uma relação entre vazão de ar insuflada no congelador e a vazão de ar total deslocada pelo ventilador. Assim, duas correntes de ar retornam ao evaporador: ar quente e úmido oriundo do refrigerador retorna à região central enquanto ar frio e seco proveniente do congelador retorna às regiões laterais (esquerda e direita). Desta maneira, para levar em conta a não-uniformidade das condições do ar na entrada do evaporador, o domínio de solução foi discretizado de acordo com uma malha bidimensional com 30 volumes de controle, sendo 10 no sentido longitudinal e 3 para cada região do evaporador (esquerda, centro e direita). Cada volume de controle compreende duas fileiras de tubos paralelas e as aletas dispostas sobre os tubos, como mostra a Fig. (5). Devido à condição de simetria, os escoamentos da direita e da esquerda foram considerados iguais, de modo que apenas 20 volumes foram necessários à solução do problema.

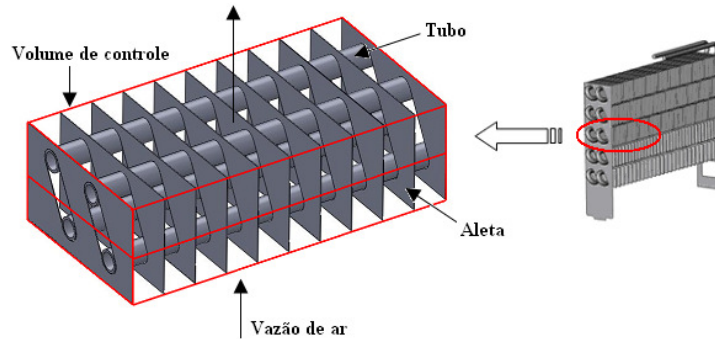


Figura 5. Esquema do volume de controle

O escoamento de ar nos volumes da esquerda e do meio podem ser tratados como resistências hidráulicas em paralelo, como ilustra a Fig. (6). As vazões de ar provenientes dos dutos de retorno do refrigerador desembocam logo abaixo do evaporador, como mostra a Fig. (3). Contudo, tais correntes tendem a se misturar antes de entrar em cada volume de controle, de modo que parte da vazão de um determinado volume seja desviada para o outro para que a queda de pressão nos volumes seja igual. Assim, para que o princípio de conservação da quantidade de movimento não seja violado, as diferenças de pressão entre a entrada e saída de cada volume de controle em uma mesma fileira devem ser iguais.

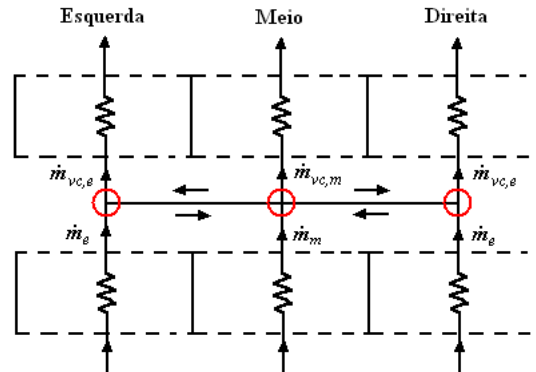


Figura 6. Distribuição das vazões de ar entre os volumes

Matematicamente, se a queda de pressão no volume da esquerda for superior a do volume do meio, parte da vazão de ar é desviada da esquerda para o meio, resultando em

$$(\rho V)_{e,vc} = (\rho V)_e (1 - r) \quad (1)$$

$$(\rho V)_{c,vc} = (\rho V)_c + 2(\rho V)_e r \quad (2)$$

onde r é a fração de ar desviada de um volume para o outro, determinada iterativamente de maneira que as quedas de pressão da esquerda e do centro sejam balanceadas em cada fileira do trocador de calor. A vazão volumétrica total é computada resolvendo-se simultaneamente a curva característica do ventilador e curvas de perda de carga do sistema,

$$\Delta P = \Delta P_{4-3} = K_{4-1} \rho V^2 + \Delta P_{1-2} + K_{2-3} \rho V^2 \quad (3)$$

onde os termos $K_{4,1}$ e $K_{2,3}$ correspondem aos fatores de perda de carga local relativos aos trechos em questão e foram regredidos a partir de testes em túnel de vento (Barbosa *et al.*, 2009). A queda de pressão no evaporador foi calculada através da correlação para o fator de atrito proposta por Barbosa *et al.* (2009), enquanto a curva do ventilador, também obtida em túnel de vento, foi expressa na forma de um polinômio de 3º grau.

3.2. Sub-modelo térmico

O modelo térmico é necessário para determinar as taxas através das quais energia e massa são transportadas à camada de geada. Desta forma, tal modelo baseia-se em balanços de massa e energia na superfície da camada de geada, que podem ser representados pela seguinte equação diferencial,

$$dy/dA_s = h\eta_s (\rho V_{vc} c_p L)^{-1} (y_s - y) \quad (4)$$

onde $y = \omega$ e $L = Le^{2/3}$ recupera a equação de conservação da massa de água, sendo $Le = \alpha \tau / \epsilon D$ o número de Lewis, e $y = T$ e $L = 1$ recupera a equação de conservação da energia sensível. Assumindo que y_s , $h\eta_s$ e $\rho V_{vc} c_p$ são uniformes ao longo de um volume de controle, pode-se resolver a equação anterior analiticamente, obtendo-se

$$y_o = y_s + (y_s - y_i) \exp[-h\eta_s A_s (\rho V_{vc} c_p L)^{-1}] \quad (5)$$

sendo $A_s = A_r + A_{fin}$ a área da superfície e $h\eta_s$ o coeficiente de transferência de calor efetivo, calculado pela correlação proposta por Barbosa *et al.* (2009). A Eq. (5) permite calcular as propriedades do escoamento de ar a jusante de cada feixe de tubos. Assim, de posse das propriedades na entrada e na saída de cada volume de controle, as taxas de troca de calor sensível e latente podem ser calculadas por

$$Q_{sen} = \rho V_{vc} c_p (T_i - T_o) \quad (6)$$

$$Q_{lat} = \rho V_{vc} (\omega_i - \omega_o) i_{sv} \quad (7)$$

3.3. Crescimento da camada de geada

O sub-modelo de crescimento da camada de geada foi baseado no trabalho de Hermes *et al.* (2009), que fez uso das seguintes hipóteses simplificativas: (i) os processos de difusão de calor e massa na geada são puramente difusivos, unidimensionais e quase-estáticos; (ii) a espessura da geada é uniforme e igual tanto para os tubos como para as aletas; (iii) a temperatura do fluido refrigerante é constante ao longo da serpentina; e (iv) a analogia de Lewis se aplica. O modelo consiste em decompor o fluxo de massa de vapor d'água transferido da corrente de ar para a camada de geada em duas parcelas, uma responsável pelo crescimento e outra pelo adensamento da camada de geada,

$$m = m_c + m_d = \rho_f (dx_f / dt) + x_f (d\rho_f / dt) = \rho V_{vc} A_s^{-1} (\omega_i - \omega_o) \quad (8)$$

De acordo com os dados experimentais apresentados por Mao *et al.* (1999), para condições de testes semelhantes às estudadas, as variações da densidade da geada com o tempo não foram significativas, sendo da ordem de grandeza das incertezas experimentais (~30%). Tal fato motivou Verma *et al.* (2002) a assumirem um valor constante para a densidade em seu modelo. Tendo-se em vistas tais evidências, e devido à escassez de dados experimentais na literatura para a densidade da geada nas faixas de temperatura em questão, tal parâmetro foi ajustado para cada ensaio de forma que as previsões do modelo se aproximassem da melhor forma possível dos dados experimentais. Os valores encontrados para cada teste foram representados graficamente na Fig. (7) em função do grau de super-resfriamento (i.e. a diferença entre a temperatura de orvalho baseada nas condições do compartimento refrigerador e a temperatura de evaporação). A figura mostra uma relação exponencial entre a densidade da geada e o grau de super-resfriamento, indicando que a abordagem adotada forneceu resultados fisicamente consistentes. O melhor ajuste ($R^2 = 0,994$) dos pontos da Fig. (7) foi obtido através da seguinte correlação empírica,

$$\rho_f = 492,95 \exp[-0,053(T_{sat,ff} - T_w)] \quad (9)$$

A temperatura e a umidade absoluta na superfície da camada de geada foram determinadas a partir das expressões abaixo, originalmente derivadas por Hermes *et al.* (2009):

$$T_s = T_w + \frac{Q}{A_s} \frac{x_f}{k_f} - \frac{\rho \omega_{sat,w} i_{sv}}{k_f} \frac{D\epsilon}{\tau} \left[\cosh\left(\frac{\omega_{sat,s}}{\omega_{sat,w}}\right) - 1 \right] \quad (10)$$

$$\omega_s = \omega_{sat,s} = \omega_{sat,e} \cosh\left(\sqrt{\lambda \tau \epsilon^{-1} D^{-1} x_f^2}\right) \quad (11)$$

A espessura da camada e a massa de geada depositada em cada volume ao longo do tempo são dadas por

$$x_f^{t+\Delta t} = x_f^t + (m^t / \rho_f^t) \Delta t \quad (12)$$

$$M^{t+\Delta t} = M^t + (m^t A_s^t) \Delta t \quad (13)$$

A condutividade térmica da geada, k_f , foi calculada a partir da expressão proposta por Sanders (1974). Já os parâmetros D e τ foram obtidos através das correlações recomendadas por Hermes *et al.* (2009). A porosidade, ε , foi avaliada através da seguinte relação de densidades, $\varepsilon = (\rho_f - \rho_{ice}) / (\rho_v - \rho_{ice})$.

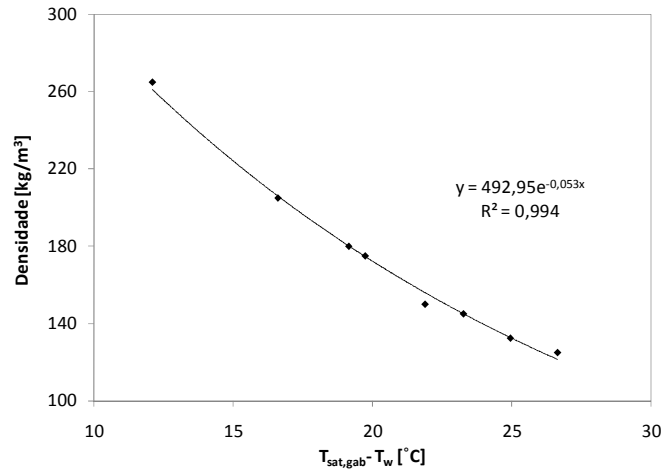


Figura 7. Correlação para a densidade da geada

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As Figs. (8) e (9) mostram comparações entre os dados experimentais e os resultados previstos pelo modelo para a perda de carga e a massa de geada depositada, respectivamente. As comparações foram feitas para oito dos nove testes, sendo que o teste 7 não foi considerado uma vez que não houve formação de geada em virtude da baixa umidade do ar. Percebe-se uma boa concordância entre os dados experimentais e os calculados, sendo que o modelo é capaz de prever satisfatoriamente as tendências experimentais nas diversas condições de teste, com erros inferiores a 10%.

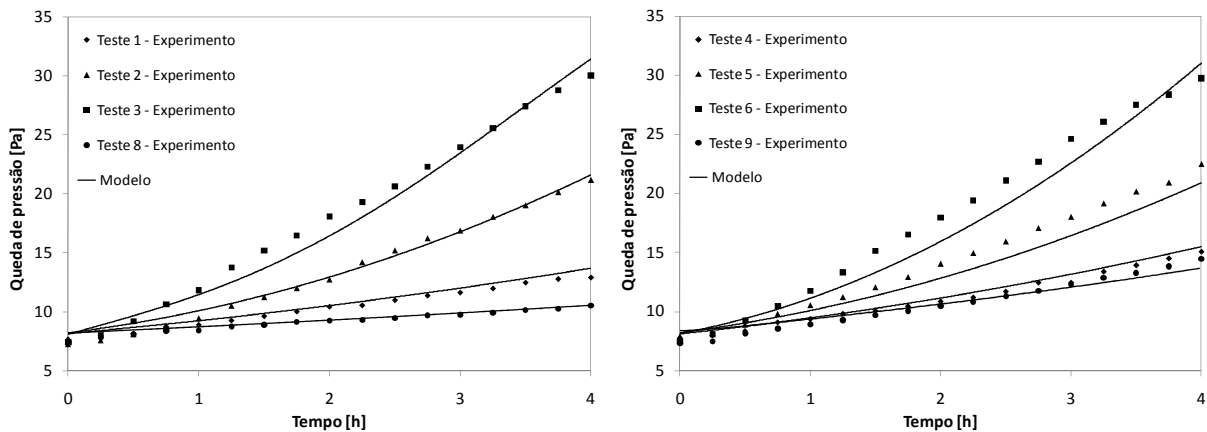


Figura 8. Comparação entre resultados experimentais e numéricos: queda de pressão

A Fig. (10) apresenta uma seqüência de fotos registradas durante o teste 2, onde fica evidente uma formação de geada mais intensa na região central do evaporador devido ao maior grau de super-resfriamento nessa região. As regiões da esquerda e da direita, apesar de estarem submetidas à vazão de ar mais elevada, apresentam uma formação menos intensa, pois o super-resfriamento é consideravelmente menor que na região central. Deste modo, a geada se distribui espacialmente segundo um padrão parabólico, apesar da resistência de degelo ter sido distribuída uniformemente ao longo do evaporador. Tal fato sugere que uma melhor eficiência de degelo seria obtida se a potência da resistência elétrica fosse concentrada no centro.

A formação de geada torna-se mais intensa nas regiões da esquerda e da direita à medida que a região central é bloqueada com geada. Desta forma, a vazão do meio (mais quente e úmida) é desviada para os extremos, acelerando o

crescimento da geada nestas regiões. Tal fato é corroborado pelos resultados numéricos do modelo para o teste 2, conforme ilustra a Fig. (11). Observa-se que, após três horas de teste, a espessura da geada na região central da primeira fileira deixa de aumentar, indicando que o volume de controle está bloqueado. Consequentemente, a taxa de crescimento nas regiões laterais aumenta consideravelmente devido ao desvio da corrente de ar.

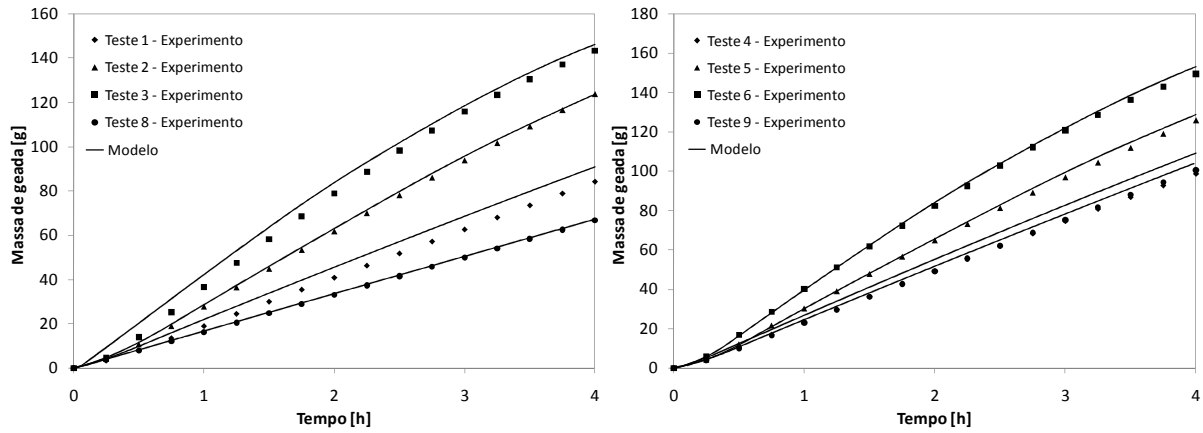


Figura 9. Comparação entre resultados experimentais e numéricos: massa de geada

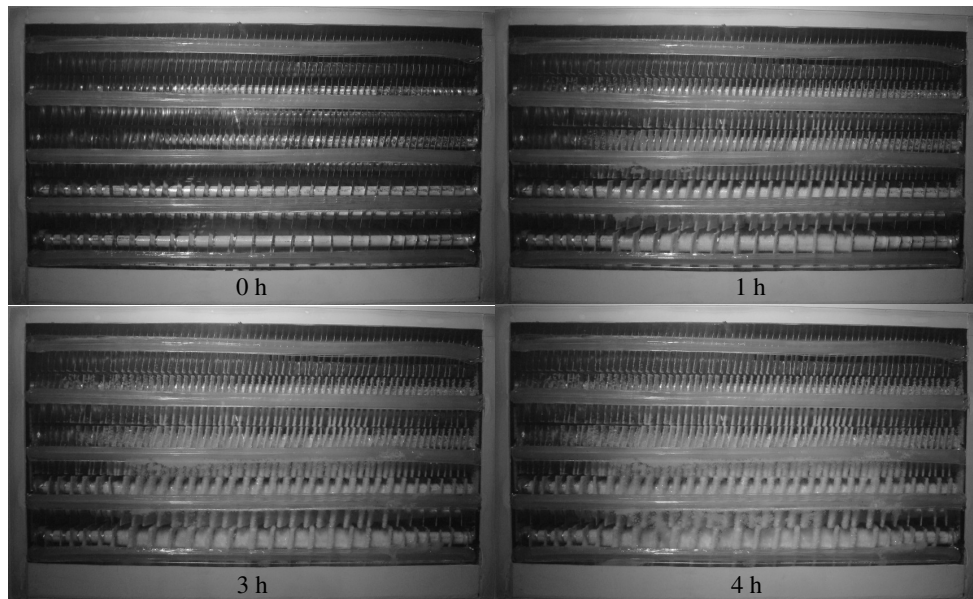


Figura 10. Visualização da formação de geada: teste 2

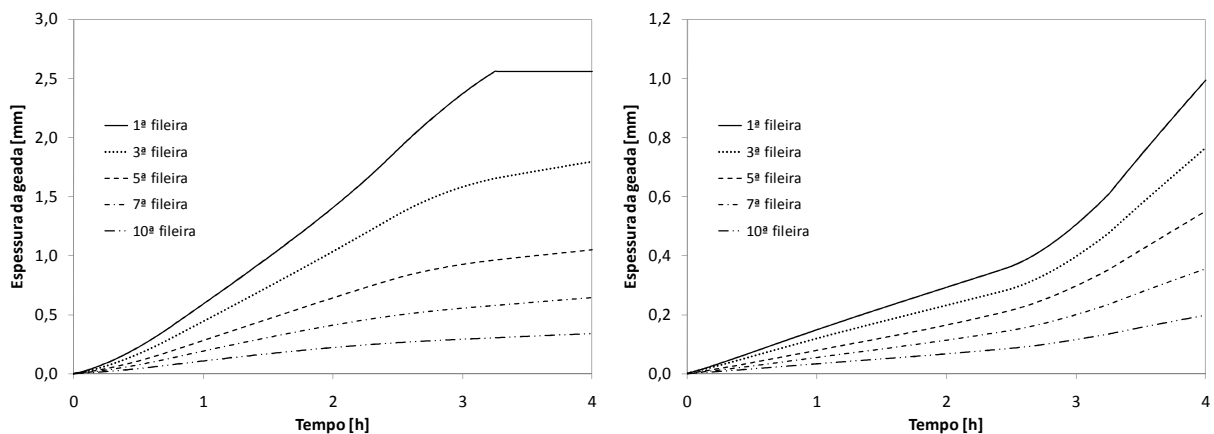


Figura 11. Espessura da geada na região central (esq.) e nas laterais (dir.)

5. CONCLUSÕES

Um modelo semi-empírico para prever a formação de geada em evaporadores “no-frost” tipicamente empregados em refrigeradores “frost-free” foi proposto. Um aparato experimental específico foi desenvolvido e testes “in-situ” (i.e. com o evaporador montado dentro do refrigerador) foram realizados para validar o modelo. Uma boa concordância foi observada, com erros na faixa de 10% tanto para a perda de carga como para a massa de geada depositada. Através do modelo foi possível avaliar a distribuição espacial da geada no evaporador para condições não uniformes de temperatura, umidade e vazão de ar na entrada. Com isso, uma distribuição diferenciada de aletas e diferentes estratégias de degelo podem ser estudadas, o que é o objeto de estudo de uma publicação futura.

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido no POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina com recursos do CNPq (Processo no. 573581/2008-8 – Instituto Nacional em Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica). Os autores devidamente agradecem à Whirlpool S.A. pelo suporte financeiro. Os autores são também gratos aos estudantes Daniel Hartmann e Carlos da Luz, que ajudaram na realização dos experimentos.

7. REFERÊNCIAS

- Barbosa, J. R., Melo, C., Hermes, C. J. L., 2009, “Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Tube-fin No-Frost Evaporators”, *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 1484-1491.
- Deng, D., Xu, L., Xu, S., 2003, “Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23(7), pp. 905-912.
- Hermes, C. J. L., Piucco, R. O., Barbosa, J. R., Melo, C., 2009, “A study of frost growth and densification on flat surfaces”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 371-379.
- Inan, C., Karatas, H., Egrican, N., Lale, C., 2002, “Real time upright freezer evaporator performance under frosted conditions”, *International Refrigeration Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA.
- Kim, Y., Yang, Y., Kim, Y., Y. Kim, K., 2002, “Heat and mass transfer coefficients under frost conditions in a finned-tube evaporator”, *International Refrigeration Conference at Purdue*, R5-4 Purdue, Purdue University, West Lafayette, IN, USA.
- Liu, Z., Zhu, H., Wang, H., 2005, “Study on Transient Distributed Model of Frost on Heat Pump Evaporators”, *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, Vol. 4(1), pp. 265-270.
- Mao, Y., Besant, R. W., Chen, H., 1999, “Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part I, Experimentation and correlations”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 105(2), pp. 231-251.
- Ogawa, K., Tanaka, N., Takeshita, M., 1993, “Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 99, pp. 762-771.
- Ozkan, D.B., Ozil, E., 2006, “Experimental study on the effect of frost parameters on domestic refrigerator finned tube evaporator coils”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26(17), pp. 2490-2493.
- Sanders, C. T., 1974, “The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers”, PhD thesis, Delf Technical University.
- Verma, P., Carlson, D. M., Wu, Y., Hrnjak, P. S., Bullard, C. W., 2002, “Experimentally validated model for frosting of plain-fin-and-tube heat exchangers”, IIF - IIR – Commission D1/B1 – Urbana, IL, USA.
- Yang, D. K., Lee, K. S., Song, S., 2006, “Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49(7), pp. 1472-1479.

8. NOMENCLATURA

Romanos

A_s	(m^2)	área superficial
D	($m^2 s^{-1}$)	difusividade do vapor d'água no ar
h	($W m^{-2} K^{-1}$)	coeficiente de transferência de calor
i_{sv}	($J kg^{-1}$)	calor latente de dessublimação ($=2830 kJ kg^{-1}$)
k	($W m^{-1} K^{-1}$)	condutividade térmica
K	(-)	coeficiente de perda de carga
Le	(-)	número de Lewis
M	(kg)	massa de geada
m	($kg m^{-2} s^{-1}$)	fluxo de massa
m_d	($kg m^{-2} s^{-1}$)	fluxo de massa de adensamento
m_c	($kg m^{-2} s^{-1}$)	fluxo de massa de crescimento
P	(Pa)	pressão
Q	($W m^{-2}$)	taxa de transferência de calor
T	(K)	temperatura

t	(s)	tempo
V	(m s ⁻³)	vazão volumétrica de ar
x_s	(m)	espessura da camada de geada

Gregos

α	(m ² s ⁻¹)	difusividade térmica
ε	(-)	porosidade
η	(-)	eficiência
ϕ	(-)	umidade relativa
λ	(s ⁻¹)	coeficiente de absorção
ρ	(kg m ⁻³)	densidade
τ	(-)	tortuosidade
ω	(kg _v , kg _a ⁻¹)	umidade absoluta

Subscritos

e	esquerda
c	centro, crescimento
f	geada
fz	freezer
ff	fresh food (gabinete)
i	gelo, entrada
lat	latente
o	saída
s	superfície
sat	saturação
sen	sensível
t	tubo
v	vapor
vc	volume de controle
w	evaporação

AN IN-SITU STUDY OF FROST ACCRETION ON ‘NO-FROST’ EVAPORATORS

Fernando T. Knabben, fernandok@polo.ufsc.br¹

Christian J. L. Hermes, chermes@ufpr.br²

Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br¹

¹ POLO Research Laboratories in Cooling and Thermophysics, Federal University of Santa Catarina
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil

² Department of Mechanical Engineering, Federal University of Paraná
P.O. Box 19011, 81531-990, Curitiba, PR, Brazil

Abstract. *This paper advances an experimental and numerical study of frost accretion on the so-called ‘no-frost’ evaporators, a type of heat exchanger typically found in household refrigerators and freezers. Frost growth experiments were carried out using a purpose-built test facility comprised of a refrigerated cabinet positioned within an environmental chamber, and a vapor compression refrigeration loop that controls both the evaporating temperature and the evaporator superheating. In addition, a two-dimensional numerical model, based on mass and energy balances on and within the frost layer, was put forward in order to predict the rate of growth of the frost thickness, and the heat and mass transfer rates over time. The model also accounts for the hydro-dynamic coupling between the frosted coil and the fan, being able to predict the air flow rate reduction as the evaporator coil gets clogged. A model validation exercise was also performed based on experimental tests carried out at different running conditions (cabinet air temperature and humidity, and coil surface temperature), when it was found the model follows closely the experimental trends of pressure drop and mass of frost, with all predictions falling within 10% error bands.*

Keywords: *frost formation, no-frost evaporator, household refrigerators, modeling, experimentation*