



MODELAÇÃO EM REGIME TRANSIENTE DE UM CONDENSADOR DO TIPO ARAME SOBRE TUBO COM MOVIMENTAÇÃO NATURAL DE AR

Christian J. L. Hermes

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 476 – 88.040-900 – Florianópolis, SC – hermes@nrva.ufsc.br

Cezar O. R. Negrão

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica
Av. Sete de Setembro, 3165 – 80.230-901 – Curitiba, PR – negrao@energia.damec.cefetpr.br

***Resumo.** O presente trabalho trata da modelação dinâmica de um condensador tipo arame sobre tubo comumente utilizado nos sistemas de refrigeração doméstica nacionais. O escoamento unidimensional compressível no interior do condensador é modelado através das leis da conservação da massa e da energia. As equações diferenciais são resolvidas pelo método dos volumes finitos sendo que as propriedades em cada instante de tempo são calculadas em pontos discretos ao longo do condensador. A condição inicial do problema é estabelecida pela temperatura ambiente e pela pressão de equalização do sistema. As condições de contorno são os fluxos de massa através do tubo capilar e do compressor, além da temperatura de descarga do compressor. O modelo permite a obtenção dos perfis das variáveis de interesse no condensador, tanto no espaço como no tempo. Como potencialidade pode-se citar a determinação da massa contida no condensador em função do tempo de operação do compressor.*

***Palavras-chave:** Refrigeração doméstica, Condensador arame sobre tubo, Simulação numérica transiente*

1. INTRODUÇÃO

Segundo o PROCEL (Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica), a energia elétrica necessária ao funcionamento de um refrigerador representa cerca de 32% do consumo total de uma residência. Parte deste consumo está associado às irreversibilidades termodinâmicas ocasionadas pelos processos de transferência de calor e de escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do ciclo de refrigeração. A compreensão destes processos é de fundamental importância para se alcançar um sistema termodinamicamente eficiente.

A maneira tradicional de se adquirir conhecimento a respeito do comportamento físico do refrigerador consiste na realização de testes experimentais normalizados. Estes testes são conduzidos em uma câmara climatizada com temperatura e umidade do ar controladas. Além de dispendiosos, estes ensaios demandam tempo (um único teste demora mais de 24 horas).

O advento do computador digital possibilitou a simulação destes testes através da solução de equações que representam leis físicas. Além de reduzir a quantidade de ensaios necessários, a simulação é sensivelmente mais barata e mais rápida. Uma vez que a simulação possa representar adequadamente o comportamento do sistema, alterações no modelo podem ser conduzidas sem a necessidade de concretizá-las.

A simulação de um refrigerador doméstico envolve a modelagem matemática de cada um de seus componentes (compressor, condensador, evaporador, gabinete e trocador de calor tubo capilar-linha de sucção). O presente estudo faz parte de um conjunto de trabalhos onde os modelos individuais dos componentes são descritos. A proposta final é a modelagem completa do refrigerador que será descrita em trabalhos futuros. A modelagem do condensador do sistema é aqui descrita. Este trocador de calor é do tipo arame sobre tubo (*wire-and-tube*) com movimentação natural de ar, conforme mostra a Fig. 1. O fluido superaquecido é entregue pelo compressor à linha de descarga e escoam de cima para baixo no condensador. Ao trocar calor com o ambiente, o fluido reduz a sua temperatura, saindo do condensador na condição de saturação ou de líquido sub-resfriado.

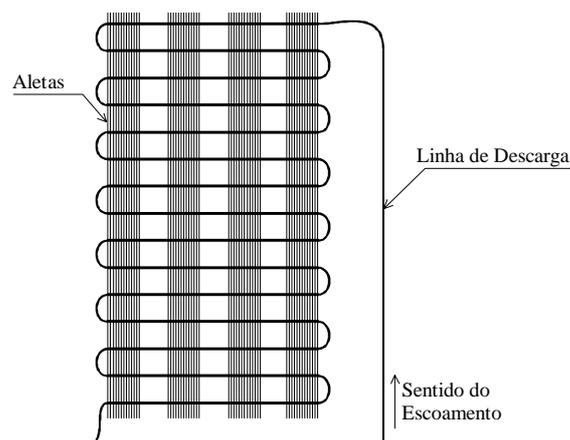


Figura 1 – Condensador tipo arame sobre tubo.

2. MODELO MATEMÁTICO

Na modelação, o condensador é considerado como um tubo reto aletado, sendo os efeitos de curvatura da serpentina e da linha de descarga desprezados. O modelo baseia-se na solução das equações unidimensionais da conservação da massa e da energia. Admite-se que a perda de carga no condensador é desprezível, conseqüentemente a equação da conservação da quantidade de movimento não necessita ser resolvida. Esta hipótese baseia-se no trabalho de Klein (1998) que mostra quedas de pressão ao longo do condensador inferiores a 0,02bar.

As equações da conservação da massa e da energia para o fluido refrigerante em regime transiente, quando escritas para um volume de controle unidimensional, adquirem a seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial \tau} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m} h}{\partial x} + \dot{q}_i \frac{P_i}{A} = \frac{\partial p}{\partial \tau} \quad (2)$$

onde as propriedades ρ , h e p são, respectivamente, a massa específica, a entalpia e a pressão do refrigerante. As grandezas $\dot{m} = \rho VA$, $\dot{q}_i = \alpha_i (T_r - T_i)$, T_r , T_i , A , P_i , V e α_i são, respectivamente, o fluxo de massa, o fluxo de calor entre o fluido e a parede interna do tubo, a temperatura do refrigerante, a temperatura do tubo, a área da seção transversal, o perímetro interno do tubo, a velocidade média do fluido e o coeficiente de convecção interna.

A equação da energia para o tubo assume a seguinte forma:

$$(M_t + M_w) c_p \frac{dT_t}{d\tau} = \dot{q}_i A_i - \dot{q}_o (A_o + \eta_w A_w) \quad (3)$$

onde $\dot{q}_o = \alpha_o (T_t - T_{amb})$ é o fluxo de calor entre o tubo e o meio exterior à temperatura constante T_{amb} . As grandezas α_o , A_o , A_i , M_t , A_w , M_w e η_w são, respectivamente, o coeficiente de convecção externa, as áreas laterais externa e interna do tubo, a massa do tubo, a área superficial das aletas, a massa das aletas e a eficiência de aleta.

Para completar o conjunto de equações, são necessárias a avaliação da temperatura e da densidade do fluido através de relações termodinâmicas. Quatro equações básicas são utilizadas no cálculo das propriedades nas condições de saturação e de superaquecimento: equação de estado (Martin-Hou); equação para a pressão de vapor em função da temperatura de saturação; equação para avaliar o calor específico a pressão constante em função da temperatura e a equação para avaliação da massa específica do líquido em função da temperatura. Estas informações foram obtidas de Wilson & Basu (1988).

Na região de saturação, vapor e líquido escoam com velocidades diferentes. A diferença de velocidade entre o escoamento de vapor e líquido origina uma massa específica que pode ser significativamente diferente daquela calculada considerando escoamento homogêneo. Para um estudo mais rigoroso, faz-se necessária a solução das equações de conservação para cada fase, o que tornaria o modelo bastante complexo. Uma forma de simplificar este tratamento consiste em empregar o conceito de fração de vazio. O modelo de fração de vazio pode ser escolhido através da comparação dos resultados numéricos obtidos pela simulação completa do refrigerador com evidências experimentais. Rice (1985) apresenta um estudo detalhado de alguns destes modelos disponíveis na literatura. Na ausência de maiores informações, optou-se pelo modelo proposto por Zivi (1964), já que este apresenta resultados satisfatórios para o condensador, segundo indicam os trabalhos de MacArthur & Grald (1989) e Xu & Clodic (1996). A fração de vazio, f , proposta por Zivi (1964) possui a seguinte forma:

$$f = \left\{ 1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\rho_g / \rho_f \right)^{2/3} \right\}^{-1} \quad (4)$$

onde x , ρ_f e ρ_g são, respectivamente, o título, a massa específica de líquido e de vapor saturado. A massa específica da região bifásica é então calculada pela seguinte equação:

$$\rho = (1-f)\rho_f + f\rho_g \quad (5)$$

2.1 Coeficientes de Troca de Calor

O coeficiente de convecção interna na região de escoamento monofásico é avaliado pela correlação de Dittus & Boelter (1930), e na região bifásica pela correlação de Shao & Granryd (1995). A correlação de Lefevre & Ede (1956) foi utilizada na determinação do coeficiente de convecção externa na linha de descarga. Para a região aletada do condensador, o coeficiente de convecção externa foi avaliado pela correlação de Cyphers *et alii* (1958),

seguinto a recomendação de Klein (1998). O coeficiente equivalente de troca radiativa de calor é calculado por:

$$\alpha_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_t + T_{\text{amb}}) (T_t^2 + T_{\text{amb}}^2) \quad (6)$$

onde ε e σ são, respectivamente, a emissividade do material do condensador e a constante de Stefan-Boltzmann.

2.2 Propriedades Termofísicas

As propriedades termofísicas do refrigerante são calculadas de acordo com o estado termodinâmico. No superaquecimento, as propriedades são função do par pressão/entalpia; na saturação, apenas da pressão; e no sub-resfriamento, são aproximadas pela propriedade do líquido saturado à mesma temperatura. As propriedades termofísicas do refrigerante foram obtidas a partir de uma regressão polinomial utilizando os dados fornecidos pelo programa REFPROP (McLinden *et alii*, 1998). Para o ar, fez-se uso de expressões extraídas da ASHRAE (1976). Em todas as correlações anteriormente apresentadas, as propriedades termofísicas do ar devem ser avaliadas à temperatura de película.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES

O método dos volumes finitos (Patankar, 1980) foi utilizado para integrar as equações diferenciais parciais, resultando em um conjunto de equações algébricas. O método totalmente implícito foi escolhido para discretizar as equações no domínio do tempo. Em vista dos elevados números de Péclet e de Reynolds, adotou-se o esquema *up-wind* para interpolação das propriedades nas faces de cada volume finito. Optou-se pelo arranjo desencontrado de malha, onde os fluxos de massa (e velocidades) são avaliados nas faces do elemento de volume, e as propriedades escalares são computadas no centro do volume, conforme mostra a Fig. 2.

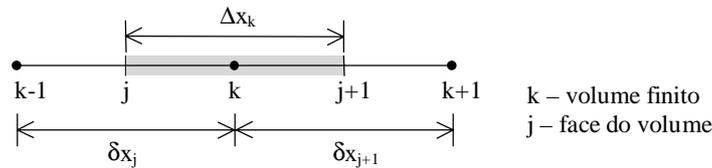


Figura 2 – Volume de controle típico adotado na discretização.

A discretização da equação da conservação da massa, para o fluido, e das equações da conservação da energia, para o fluido e para o tubo, conduz às seguintes equações algébricas:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_{j+1} + (\rho_k - \rho_k^\circ) \frac{\Delta x_k}{\Delta \tau} A \quad (7)$$

$$h_k = \frac{\dot{m}_j h_{k-1} + (\rho_k^\circ h_k^\circ + p_k - p_k^\circ) \frac{\Delta x_k}{\Delta \tau} A}{\dot{m}_j + \rho_k^\circ \frac{\Delta x_k}{\Delta \tau} A + \frac{\alpha_{i,k}}{h_k^*} P_i \Delta x_k (T_{r,k} - T_{t,k})} \quad (8)$$

$$T_{t,k} = \frac{(M_t + M_w)_k c_{p,t,k} T_{t,k}^\circ + \alpha_{i,k} P_i \Delta x_k T_{r,k} + \alpha_{o,k} (A_o + \eta_w A_w)_k T_{\text{amb}}}{(M_t + M_w)_k c_{p,t,k} + \alpha_{i,k} P_i \Delta x_k + \alpha_{o,k} (A_o + \eta_w A_w)_k} \quad (9)$$

Os símbolos sem superescritos representam as quantidades no instante de tempo futuro e as variáveis com o superescrito “o” são quantidades no instante de tempo presente. O superescrito “*” indica uma quantidade avaliada no tempo futuro mas na iteração anterior. Os índices k, k-1 e j são referentes à nomenclatura da Fig. 2. Apesar de ser independente da entalpia, convém observar que o termo fonte de troca de calor $\alpha_{i,k} P_i \Delta x_k (T_{r,k} - T_{t,k})$ aparece no denominador da Eq. (8) dividido pelo valor da entalpia na iteração anterior. Este artifício foi introduzido com o intuito de se evitar instabilidades numéricas. Como o escoamento é da esquerda para a direita na Fig. 2, a entalpia no volume k é dependente da entalpia em k-1. Caso o escoamento fosse no sentido contrário, o oposto seria observado: a entalpia em k seria função da entalpia em k+1.

O conjunto principal de equações a ser resolvido é composto pelas equações da continuidade (7), da energia para o fluido (8) e tubo (9) e pelas relações termodinâmicas que permitem a determinação da temperatura e massa específica do fluido em função da pressão e entalpia. Estas equações possibilitam o cômputo dos perfis de temperatura (fluido e tubo), entalpia, velocidades e distribuição de massa no condensador. Convém observar que o número de incógnitas (temperaturas do fluido e do tubo, entalpia do fluido, massa específica do fluido, fluxo de massa e pressão) é superior ao número de equações (continuidade, 2 equações da energia e 2 relações termodinâmicas). A equação adicional é o balanço de massa que deve ser satisfeito ou na entrada ou na saída do condensador.

Para solução deste conjunto de equações, é necessário que as condições de contorno sejam conhecidas em cada instante de tempo. Estas condições são: os fluxos de massa pelo compressor e pelo tubo capilar e as temperaturas do fluido e do tubo na entrada do condensador. As Eqs. (7), (8) e (9) são resolvidas em marcha devido ao seu comportamento parabólico. Por questões de estabilidade numérica, a equação da continuidade é avaliada a partir da saída em direção à entrada, enquanto que as equações da energia são resolvidas da entrada para a saída. Em razão das não-linearidades e interdependências entre as equações, um procedimento iterativo se faz necessário. Como não existe uma equação explícita para a pressão, esta variável é arbitrada e corrigida sucessivamente. Em geral, a pressão estimada proporciona um cálculo para o fluxo de massa (através da Eq. (7)) na entrada do condensador, diferente daquele estabelecido como condição de contorno. A pressão é então corrigida pela diferença entre os fluxos de massa na entrada do condensador, através do método das secantes. A convergência é atingida quando a diferença relativa entre o fluxo de massa pelo compressor e o fluxo de massa na entrada do condensador for inferior a 10^{-6} .

O procedimento de solução pode ser resumido através do seguinte algoritmo:

1. Arbitrar a pressão no instante τ (assumir $p = p^\circ$ e $p = p^\circ + \Delta p$ nas estimativas iniciais);
2. Calcular a temperatura do tubo para cada volume finito pela Eq. (9);
3. Calcular a entalpia do refrigerante para cada volume finito pela Eq. (8);
4. Calcular o fluxo de massa do refrigerante nas faces dos volumes pela Eq. (7);
5. Calcular o título e verificar o estado termodinâmico em cada volume finito;
6. Calcular a temperatura e a massa específica do refrigerante;
7. Corrigir as propriedades termofísicas do refrigerante e do ar;
8. Recalcular os coeficientes de troca de calor pelas correlações apresentadas;
9. Voltar ao passo 2 até a convergência;
10. Comparar o fluxo de massa do compressor com o fluxo de massa calculado na entrada do condensador e corrigir a pressão pelo método das secantes;
11. Voltar ao passo 2 com a pressão corrigida até a convergência;
12. Incrementar o tempo e reiniciar o processo até a condição de regime permanente.

4. RESULTADOS

Um teste comum na avaliação de refrigeradores é o chamado teste de *pull-down*. Este teste consiste em introduzir o refrigerador desligado no interior de uma câmara condicionada, com temperatura e umidade controlada. Após um período de aproximadamente 12 horas, necessário à estabilização de temperaturas e pressões do sistema, coloca-se o equipamento em funcionamento até que o regime permanente seja atingido. Pressões e temperaturas são monitoradas durante o teste.

Como os demais componentes do refrigerador não estão sendo modelados, deve-se impor condições iniciais e de contorno para tornar viável a simulação do condensador. Tomando como base as simulações em regime permanente realizadas por Klein (1998) e alguns testes de *pull-down*, foi possível arbitrar estas condições. Deve-se notar que mesmo não sendo reais, as condições impostas permitem a avaliação qualitativa do comportamento físico do condensador, além da análise numérica do método proposto.

Inicialmente, o sistema se encontra estabilizado na pressão de equalização de 4,7bar e na temperatura de 42,5°C e todo e qualquer fluxo de massa é nulo. As condições de contorno, descritas pelas Eqs. (10), (11), (12) e (13), são apresentadas nas Figs. 3a e 3b. Convém observar que os fluxos de massa entram em regime permanente nos primeiros 30 segundos de operação, e as temperaturas do fluido refrigerante e tubo de descarga em aproximadamente 1,5 minutos.

$$\dot{m}(0, \tau) = \dot{m}_{cmp} = \frac{1,78}{3600} \left[1 + 3 \exp\left(-\frac{\tau}{5}\right) \right] \quad (10)$$

$$\dot{m}(L, \tau) = \dot{m}_{cap} = \frac{1,78}{3600} \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{2}\right) \right] \quad (11)$$

$$T_r(0, \tau) = T_{r\,cmp} = 365,15 + 46,0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{10}\right) \right] \quad (12)$$

$$T_t(0, \tau) = T_{t\,cmp} = 365,15 + 46,0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{15}\right) \right] \quad (13)$$

Nas equações anteriores o tempo é dado em [s], o fluxo de massa em [kg/s] e a temperatura em [K]. Os índices “cap” e “cmp” representam, respectivamente, capilar e compressor. L é o comprimento total do condensador. Note que imediatamente após o início do funcionamento, o fluxo de massa pelo compressor atinge seu valor máximo (ver Fig. 3a).

Utilizou-se uma malha de 52 volumes finitos, o que corresponde a volumes de controle com 178mm de comprimento. A magnitude do *time-step* é dependente do tempo, sendo este mais refinado nos instantes iniciais (0,1s), quando a variação dos parâmetros é mais intensa. Após alguns minutos de simulação, utiliza-se um *time-step* mais grosseiro de 1,0min.

A pressão no condensador depende não somente da quantidade de massa neste componente mas também da taxa de remoção de calor. Logo, mesmo que a quantidade de massa não varie mais (fluxos de massa do compressor e tubo capilar idênticos), a pressão continua variando até que seja obtida a condição de equilíbrio térmico entre o fluido, tubo e ambiente.

A Fig. 4a mostra que a pressão cresce continuamente até atingir a condição de regime permanente. Evidências experimentais, entretanto, indicam que em sistemas de refrigeração com condensação natural, a pressão de condensação ultrapassa o valor de regime permanente nos instantes iniciais de operação do compressor para, em seguida, retornar gradualmente a

este valor. Obviamente que este pico não é observado devido às condições de contorno impostas. É interessante notar que apesar das condições de contorno se estabilizarem após 90s, a pressão continua aumentando após este tempo, tendendo a estabilização após 6 minutos. Isto se deve ao não equilíbrio térmico no condensador.

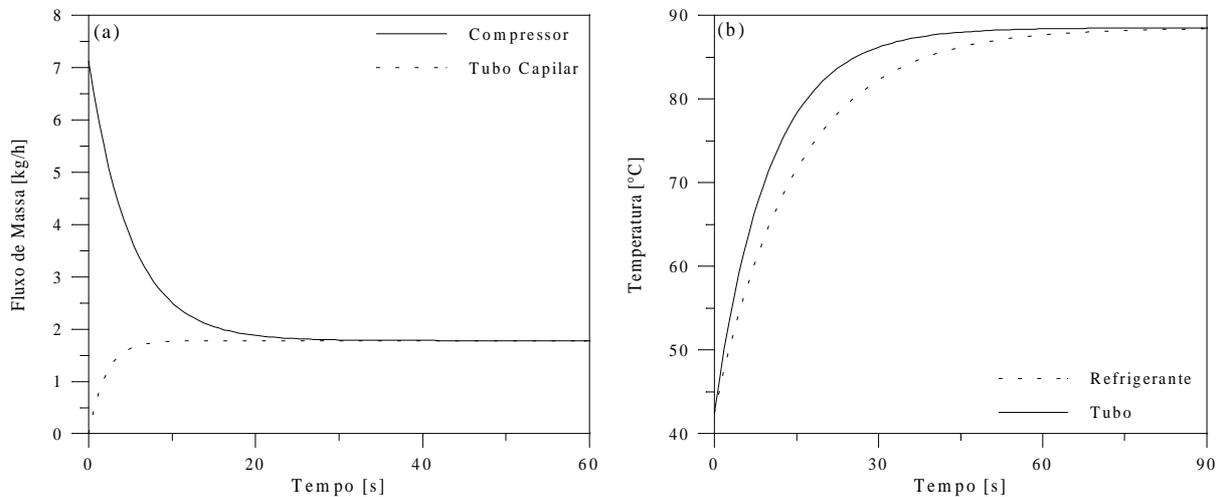


Figura 3 – Condições de contorno para o condensador: (a) fluxos de massa pelo tubo capilar e na descarga do compressor e (b) temperatura do fluido e do tubo na descarga do compressor.

Uma ampliação da escala de tempo, permite observar uma mudança de inclinação na taxa de crescimento da pressão após 2 segundos de simulação, como pode ser visto na Fig. 4b. Esta mudança de inclinação ocorre devido ao início da condensação do fluido. Note que a condensação se inicia próxima à temperatura ambiente de 42,5°C, como também é observado na situação real.

A simulação permite também uma análise da distribuição de massa no condensador ao longo do tempo. A Fig. 5a mostra a variação da quantidade de massa de refrigerante no condensador em cada instante de tempo. Observe que a quantidade de refrigerante cresce continuamente até um valor máximo de 9,8g após aproximadamente 30 segundos de simulação. Isto é uma evidência das variações dos fluxos de massa pelo tubo capilar e pelo compressor. Esta distribuição de massa por componentes é importante na determinação da carga de fluido refrigerante no sistema.

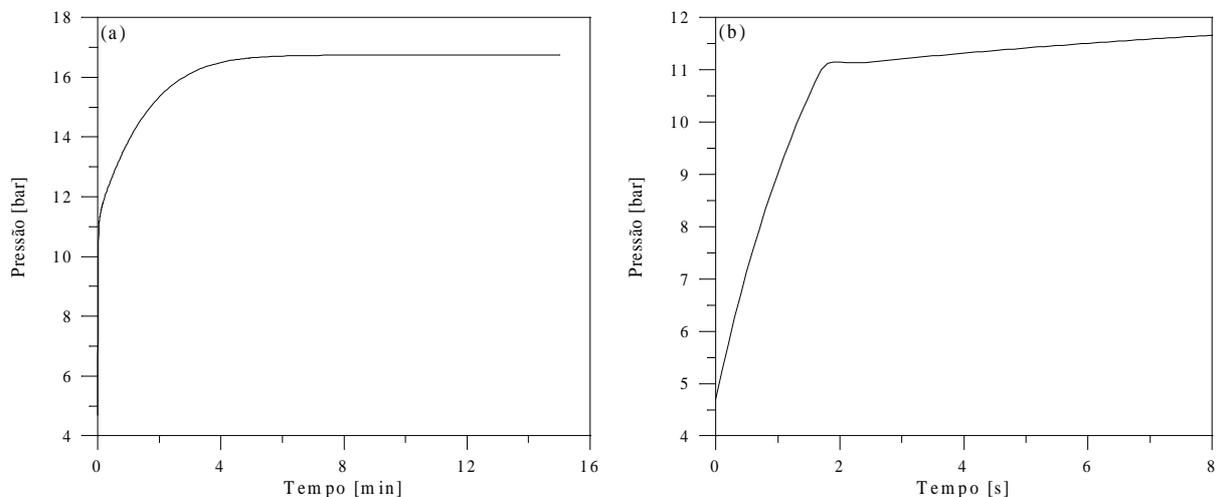


Figura 4 – Variação temporal da pressão de condensação: (a) até o regime permanente e (b) durante os instantes iniciais.

Na Fig. 5b, mostra-se a variação espacial do fluxo de massa para vários instantes de tempo, até a condição de regime permanente. Nos primeiros instantes, a variação do fluxo de massa é bastante acentuada, originando um acúmulo de massa no condensador, proporcionando um rápido aumento da pressão. Após alguns instantes, com o início do processo de condensação e conseqüente formação de líquido, ocorre um maior acúmulo de massa na saída do condensador, fazendo com que a velocidade decresça para conservar a quantidade de massa. Assim, a taxa de transporte de massa pela fronteira dos volumes finitos é reduzida significativamente desde a entrada até a saída do condensador. Para tempos elevados, observa-se que a variação espacial do fluxo de massa deixa de existir, caracterizando o regime permanente.

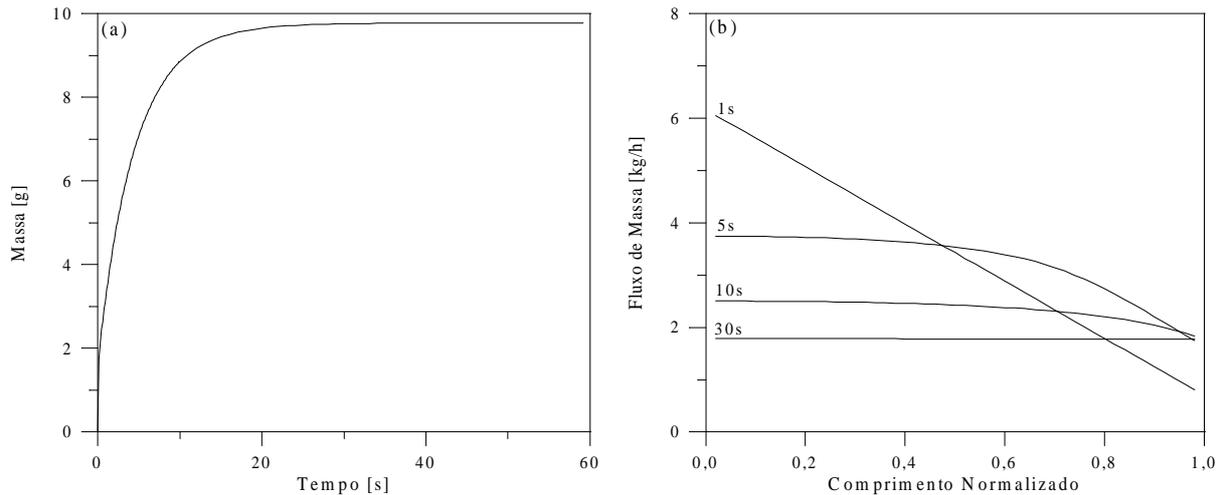


Figura 5 – (a) Variação temporal da massa no condensador; (b) e variação espacial e temporal do fluxo de massa no condensador.

A Fig. 6a apresenta a distribuição da temperatura do fluido para diversos valores de tempo. Duas regiões distintas estão presentes em todos os instantes de tempo mostrados: a região de superaquecimento, com elevado gradiente de temperatura, e a região de saturação, com temperatura constante. Note que com o aumento da temperatura de descarga, há uma redução na região de saturação. A Fig. 6a apresenta também uma inflexão do perfil de temperatura na região de superaquecimento para tempos superiores a 5 minutos. Esta inflexão ocorre devido à diferença entre as taxas de remoção de calor entre a linha de descarga (não aletada) e o condensador propriamente dito (aletado). Como a taxa de remoção de calor no condensador é maior que na linha de descarga do compressor, a temperatura decresce mais rapidamente após adentrar o condensador.

Na Fig. 6b, observa-se os perfis de temperatura na parede do condensador em diversos instantes de tempo. De forma similar à figura anterior, pode-se distinguir duas regiões: uma de superaquecimento (com gradiente de temperatura) e outra de saturação (sem gradiente de temperatura). A mudança na inclinação na curva que aparece com maior intensidade nos tempos de 2 e 30 minutos, representa o limite entre o final da linha de descarga e o início do condensador.

O vale que aparece no limite entre as regiões de superaquecimento e saturação, explica-se pela descontinuidade existente entre as correlações de convecção interna de vapor superaquecido e saturado. Apesar de não evidenciada na figura, a singularidade existente entre as correlações de saturação e de líquido sub-resfriado é crítica durante o processo de solução das equações, causando instabilidades numéricas. Durante o processo de solução, ocorre uma oscilação, entre uma iteração e a seguinte, do estado termodinâmico de um

determinado volume finito (ou saturado, ou líquido sub-resfriado). Para resolver o problema, houve necessidade de sub-relaxação intensa (na ordem de 0,1%) a expensas de um enorme custo computacional.

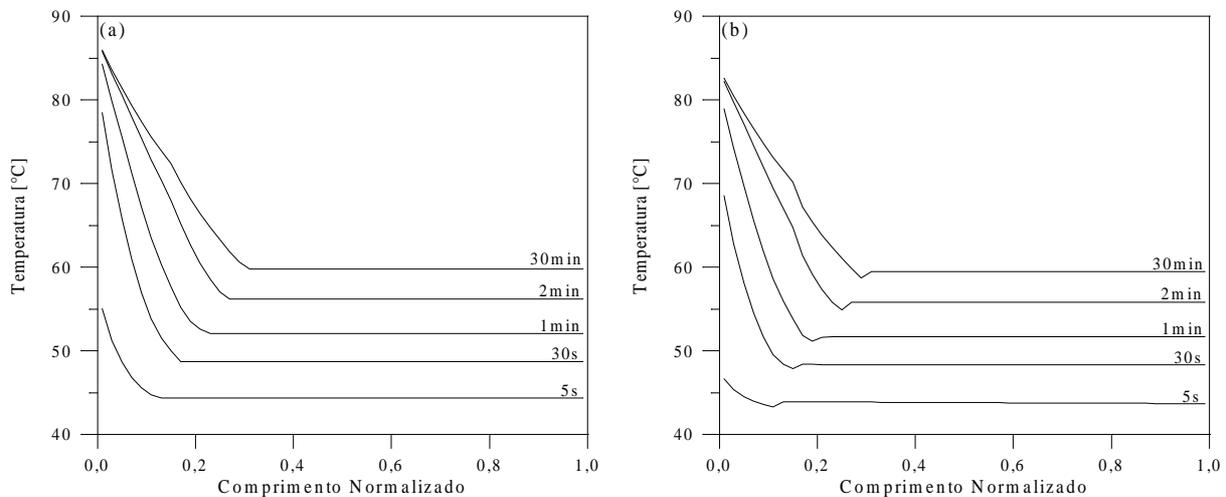


Figura 6 – (a) Distribuição espacial e temporal da temperatura do fluido refrigerante; (b) distribuição temporal e espacial da temperatura do tubo (b).

A equação da conservação da quantidade de movimento linear foi, posteriormente, incluída no modelo. O conjunto de equações foi resolvido pelo algoritmo SIMPLER – *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised* (Patankar, 1980). Os resultados obtidos confirmaram os valores de Klein (1998) para a perda de pressão e ficaram muito próximos dos obtidos pelo modelo proposto no presente trabalho. O tempo computacional cresceu substancialmente.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta um modelo matemático de um condensador tipo arame sobre tubo utilizado em refrigeradores domésticos. Este modelo proporciona a simulação dinâmica do condensador e é capaz de fornecer a variação das propriedades ao longo de todo domínio de solução. A variação espacial da pressão foi considerada desprezível, o que permitiu a solução apenas das equações da conservação da massa e da energia para o escoamento do fluido refrigerante.

As equações diferenciais são integradas pelo método dos volumes finitos, e as equações de diferenças geradas, por serem recursivas, são resolvidas em marcha. O sistema de equações, formado por equações de diferença e equações algébricas complementares, é resolvido seqüencialmente. A correção da pressão é obtida pela conservação da massa através do método das secantes.

Apesar das condições de contorno serem fictícias, o modelo apresentou bons resultados, mostrando, qualitativamente, o comportamento físico esperado.

Um problema crítico diz respeito à singularidade das correlações de convecção interna na região de transição entre a saturação e o sub-resfriamento. A solução atual do problema (sub-relaxação rigorosa), apesar de eficaz, aumenta substancialmente o tempo computacional.

Uma das potencialidades do programa consiste na determinação da massa contida no condensador em função do tempo, uma variável importante na determinação da carga de refrigerante do sistema.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1976, Thermophysical Properties of Refrigerants, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York
- Cyphers, J.A., Cess, R.D., Somers, E.V., 1958, Heat Transfer Character of Wire and Tube Heat Exchangers, Proc. of 45th ASHRAE Semiannual Meeting, New Orleans, pp.86-90
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., 1930, Publications on Engineering, University of California, Berkeley, Vol.2, p. 443
- Klein, F. H., 1998, Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis
- LeFevre, E.J. & Ede, A.J., 1953, Laminar Free Convection from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder, Proc. of the 9th International Congress of Applied Mechanics, Brussels, Vol.4, pp.175-183
- MacArthur, J.W. & Grald, E.W., 1989, Unsteady Compressible Two-Phase Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison with Experimental Data, International Journal of Refrigeration, Vol.12, pp.29-41
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., Peskin, A.P., 1998, REFPROP: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Version 6.0, NIST, Washington D.C.
- Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York
- Rice, C.K., 1985, The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions, ASHRAE Transactions, Vol.93, Part 1, pp. 341-367
- Shao, D.W. & Granryd, E., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop of HFC134a - Oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube, International Journal of Refrigeration, Vol.18, No.8, pp.524-533
- Wilson, D.P. & Basu, R.S., 1988, Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid – Refrigerant 134a, ASHRAE Transactions, Vol.94, Part 2, pp.2095-2118
- Xu, X. & Clodic, D., 1996, Dynamic Simulation of a Vapour Compression Domestic Refrigerator Running with R134a, Proceedings of International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, pp.489-494
- Zivi, S.M., 1964, Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production, Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer, Series C, Vol.86, pp.247-252

TRANSIENT MODELLING OF A WIRE-AND-TUBE CONDENSER WITH FREE CONVECTION ON THE AIR SIDE

Abstract. *This paper describes the transient modelling of a wire-and-tube condenser commonly used in brazilian household refrigeration systems. The one-dimensional compressible flow is modelled by the mass and energy conservation laws. The differential equations are solved by the finite-volume method. The ambient temperature and the equalisation pressure of the sealed system are taken as the initial conditions, whereas the boundary conditions are established by the inlet and outlet mass flow rate and the compressor discharge temperature. The model predicts the condenser relevant parameters, both in space and time domain. The most attractive feature of the model is the condenser mass inventory in at each time-step.*

Keywords: *Domestic refrigeration, Wire-and-tube condenser, Numerical simulation*