



13º POSMEC - Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Uberlândia  
Faculdade de Engenharia Mecânica



## MODELAGEM E SIMULAÇÃO EM ESTADO ESTACIONÁRIO DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO

**Claudia Maria Tomás Melo**

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, Uberlândia, 2160, Campus Santa Mônica, Bloco 1M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG  
cmtmelo@mecanica.ufu.br °

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, Uberlândia, 2160, Campus Santa Mônica, Bloco 1M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG  
oscarhm@mecanica.ufu.br

**Resumo:** *Este trabalho apresenta o modelo e os resultados da simulação, em regime permanente, de um ciclo de refrigeração real acoplado a um refrigerador doméstico, partindo do modelo individual de cada componente. Os componentes básicos do ciclo de refrigeração e refrigerador são: compressor hermético, condensador arame sobre tubo, tubo capilar, linha de sucção, evaporador “roll bond” e gabinete. O modelo do compressor é um modelo semi empírico que considera as perdas de calor para o ambiente, o que permite o cálculo mais exato da temperatura de exaustão do compressor. O modelo do condensador considera quatro regiões distintas, devido aos diferentes estados do fluido refrigerante. O fluido refrigerante utilizado é o R134a. A validação do modelo desenvolvido baseia-se em trabalhos da PUC-PR e UFSC-SC. Este trabalho é uma primeira etapa para o desenvolvimento do processo de gestão de energia e otimização de um sistema de refrigeração convencional.*

**Palavras-chave:** *refrigerador, doméstica, simulação, modelagem*

### 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, há no Brasil e no mundo uma grande preocupação com o uso mais eficiente da energia devido a crise na produção e distribuição no setor energético. Outra questão relaciona-se com a rigidez da legislação ambiental, fazendo com que o preço de instalação de novos projetos tornem-se cada mais elevados (Welter, 2001).

Entre os equipamentos domésticos que consomem mais energia elétrica, os refrigeradores e congeladores são os campeões (32% da energia elétrica consumida na residência), seguidos pelos sistemas de aquecimento de água e condicionamento de ar, portanto a melhoria na eficiência ou a gestão de energia destes equipamentos contribui de forma significativa para a redução do consumo energético do país (Duarte, 2000).

A maior parte dos sistemas atuais utilizam o ciclo de compressão a vapor, onde os processos termodinâmicos envolvidos são a compressão, condensação, expansão e evaporação do fluido refrigerante, conforme apresentado na Fig. (1). Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor são constituídos basicamente pelo compressor, condensador, mecanismo de expansão (válvula de expansão ou tubo capilar) e evaporador.

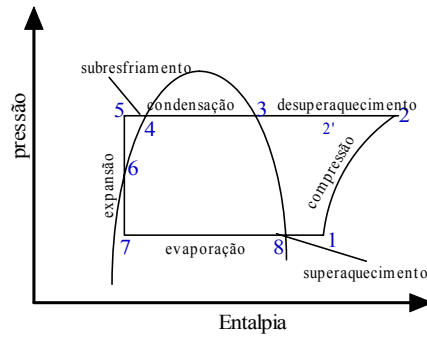


Figura 1: Diagrama pressão entpia para o ciclo de refrigeração

O modelo proposto é capaz de simular um ciclo de refrigeração acoplado a um refrigerador real em estado estacionário.

## 2. MODELOS UTILIZADOS

### 2.1 Modelo do Compressor

O modelo do compressor baseia-se no modelo de Winandy et al (1999), com algumas modificações introduzidas por Oliveira (2002), com o objetivo de obter uma temperatura de exaustão do compressor mais exata. O modelo é semi empírico e considera as perdas de calor para o ambiente e o fluido refrigerante utilizado é o R134a. Suas propriedades físicas são calculadas através da subrotina Ifluid (subrotina modificada por Tim McDowell, 1992).

A evolução do refrigerante é decomposta em cinco etapas conforme a Fig. (2).

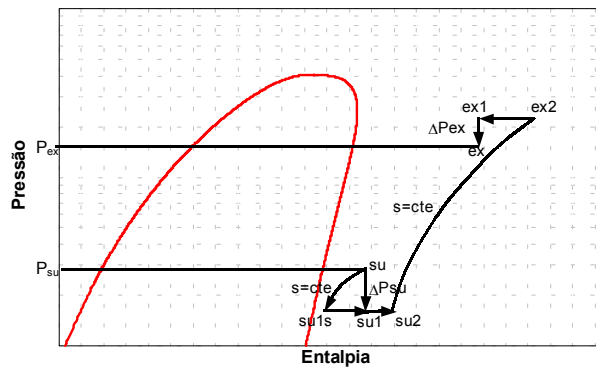


Figura 2: Diagrama pressão-entpia mostrando os processos ou caminhos durante a Compressão do fluido refrigerante

- i) queda de pressão : su-su<sub>1</sub>
- ii) aquecimento : su<sub>1</sub>-su<sub>2</sub>
- iii) compressão isentrópica : su<sub>2</sub>-ex<sub>2</sub>
- iv) resfriamento: ex<sub>2</sub>-ex<sub>1</sub>
- v) queda de pressão: ex<sub>1</sub> - ex

#### 2.1.2 Perdas Para o ambiente:

As perdas para o ambiente  $\dot{Q}_{amb}$  são calculadas através da Eq. (1).

$$\dot{Q}_{amb} = UA_{amb}(T_w - T_{amb}) \quad (1)$$

Onde:

$T_w$  : temperatura da parede do compressor (°C)

$T_{amb}$  : temperatura ambiente (°C)

$UA$  : coeficiente global de troca térmica (W/m<sup>2</sup>-s)

Considerando a etapa de compressão como isentrópica, a temperatura de descarga pode ser obtida como uma função da pressão na saída e entropia na entrada do compressor, como mostra a Eq. (2)

$$T_{ex2} = T(\text{fluid}; P_{ex}; S = S_{su2}) \quad (2)$$

$T_{ex2}$  : temperatura de descarga do compressor (°C)

$S_{su2}$  : entropia de suprimento (J/Kg-K)

### 2.1.3 Consumo de Potência

O consumo total de potência é representado pelo somatório de três parcelas conforme apresentado pela Eq. (3): a primeira representa a potência isentrópica, e as outras duas representam perdas devido à dissipação e perdas devido ao atrito que são proporcionais à potência isentrópica.

$$\dot{W}_t = \dot{W}_s + \alpha \dot{W}_s + \dot{W}_{loss} \quad (3)$$

- potência de compressão isentrópica  $\dot{W}_s = \dot{m}(h_{ex2} - h_{su2})$
- potência devido ao atrito  $\alpha \dot{W}_s$
- perdas eletromecânicas  $\dot{W}_{loss}$

$\dot{W}_{loss}$  e  $\alpha$  são parâmetros característicos do compressor e são identificados através de catálogos de compressores e dados experimentais conforme Klein (1998).

## 3. MODELO DO CONDENSADOR

O condensador é basicamente um trocador de calor onde o calor liberado pelo refrigerante durante o processo de condensação é cedido ao meio ambiente, processo que ocorre a temperatura constante. Sua modelagem considera quatro regiões devido às diferentes fases do fluido refrigerante neste equipamento (Welter, 2001).

- linha de descarga
- região superaquecida
- região bifásica
- região subresfriada

O calor trocado em cada região é calculado conforme a Eq. (4).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (4)$$

onde:

$h_s$ : entalpia de saída de cada região do condensador (J/Kg)

$h_e$ : entalpia de entrada de cada região do condensador (J/Kg)

$\dot{m}$  : taxa mássica (Kg/s)

A temperatura da superfície interna das diferentes regiões do condensador é calculada conforme a Eq. (5).

$$\dot{Q} = h_i A_i \left( \frac{T_g + T_h}{2} - T_i \right) \quad (5)$$

$h_i$ : coeficiente de transferência de calor interno

Quando o fluido é monofásico  $h_i$  é calculado através da correlação de Dittus e Boelter conforme apresentado por Incropera (1990). Na região bifásica,  $h_i$  é calculado pela correlação de Tandon conforme apresentado por Shao e Grnryd (1995)

O critério de convergência utilizado no condensador baseia-se no cálculo da temperatura ambiente, Eq. (6).

$$T_{amb} = T_e - \frac{\dot{Q}}{h_{extt} A_{ex}} \quad (6)$$

O coeficiente de transferência de calor externo,  $h_{extt}$ , da região aletada é calculado conforme a Eq. (7).

$$h_{extt} = \eta_a h_a \frac{A_a}{A_a + A_t} + h_t \frac{A_t}{A_a + A_t} + h_{rad} \quad (7)$$

#### 4. MODELO DO TUBO CAPILAR

O tubo capilar é o mecanismo de expansão normalmente utilizado em sistemas de refrigeração doméstica. A modelagem da expansão do fluido refrigerante nos tubos capilares considera escoamento bloqueado, e é realizada fazendo as seguintes simplificações:

- escoamento homogêneo e unidimensional
- tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante
- expansão adiabática

A Equação (8), obtida através da lei da conservação da quantidade de movimento e da conservação da energia, é a equação geral para o cálculo do comprimento do tubo capilar.

$$\frac{1}{G^2} \int_{P_j}^{P_{j+1}} \rho dp + \ln \frac{\rho_j}{\rho_{j+1}} + \frac{1}{2D_{ii}} \int_{L_j}^{L_{j+1}} f dl = 0 \quad (8)$$

onde:

$\rho, G$  : densidade e taxa de fluxo mássico

$f_{kl}$  : fator de atrito

Para a região de líquido, a densidade do fluido é praticamente constante, e a Eq. (8) torna-se bastante simples de ser resolvida.

O critério de convergência estabelecido baseia-se na comparação da taxa mássica obtida pelo compressor e pelo tubo capilar.

## 5. O MODELO DO EVAPORADOR E GABINETE

O evaporador modelado neste trabalho é do tipo “roll bond”. Ele é constituído por placas de alumínio justapostas formando canais por onde circula o fluido refrigerante. O fluido refrigerante proveniente do tubo capilar entra no evaporador, evapora à pressão e temperatura constantes para então entrar no compressor na forma de vapor superaquecido. As Equações (9) e (10) e (11) descrevem os processos de transferência de calor utilizados na modelagem do evaporador (ev) e gabinete(gab), conforme Klein (1998)

$$\dot{Q}_{ev} = \sum h_{e\sup} A_{\sup} (T_{gab} - T_{ev}) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_s - h_{e_e}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{gab} = UA\Delta T = (1.55 + 0.011T_{amb} - T_{gab}) \quad (11)$$

Onde

$T_{gab}, T_{ev}$  : temperatura interna do gabinete e temperatura do evaporador, respectivamente

Obs:  $\dot{Q}_{gab}$  é uma equação semi-empírica obtida por Klein(1998) para a modelagem do gabinete.

Na modelagem do evaporador considera-se apenas os coeficientes de troca de calor externo e as correlações utilizadas são as de Churchill and Chu (1975), para as placas verticais e McAdams (1957), para as placas horizontais, segundo Incropera(1990).

## 6. TROCADOR DE CALOR NA LINHA DE SUCÇÃO

O ciclo de refrigeração modelado considera-se a existência de um trocador de calor em contracorrente, localizado no início do tubo capilar, cuja função é aquecer o vapor proveniente do evaporador e subresfriar o fluido proveniente do condensador. Os objetivos deste trocador de calor são melhorar a eficiência do sistema e evitar a presença de líquido no compressor, conforme verificado por Klein (1998).

A taxa de transferência de calor entre o trocador de calor e tubo o capilar é obtida conforme as Eq. (12) e (13).

$$\dot{Q}_{cap} = \frac{\frac{(te_{cap} + ts_{cap})}{2} - \frac{(te_{troc} + ts_{troc})}{2}}{\frac{1}{hi_{cap} Ai_{cap}} + \frac{1}{hex_{cap} Ae_{cap}} + \frac{\ln(De_{cap} / Di_{cap})}{2\pi K_{cu} l_{cap}}} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{muda\_temp} = hi_{troc} Ai_{troc} (Ts_{troc} - te_{troc}) \quad (13)$$

onde:

$Te_{cap}, Ts_{cap}$  : temperatura de entrada e saída do tubo capilar, respectivamente

$Te_{troc}, Ts_{troc}$  : temperatura de entrada e saída no trocador de calor, respectivamente

$De_{cap}, Di_{cap}$  : diâmetro externo e interno do capilar, respectivamente

$hi_{cap}, hex_{cap}$  : coeficiente interno e externo de transferência de calor no tubo capilar, respectivamente

$L_{cap}, K_{cu}$  : comprimento do tubo capilar e condutividade térmica do cobre, respectivamente

$hi_{troc}$ : coeficiente de transferência de calor interno do trocador de calor

## 7. RESULTADOS

A Tabela (1) mostra os resultados da simulação do modelo proposto e os resultados experimentais obtidos por Klein(1998).

Tabela 1: Comparação dos resultados da simulação do modelo proposto e o resultado experimental de Klein(1998), para temperatura ambiente de 32°C.

|                  | Resultado experimental<br>Klein (1998) | Resultado do modelo proposto | Erro absoluto |
|------------------|----------------------------------------|------------------------------|---------------|
| $T_{gab}$ [°C]   | -3.5                                   | -4.7                         | 1.2           |
| $T_{ev}$ [°C]    | -27.5                                  | -26.16                       | 1.34          |
| $T_{cd}$ [°C]    | 43.9                                   | 49.7                         | 5.8           |
| $\dot{W}$ [W]    | 67.3                                   | 80.66                        | 13.36         |
| $T_{ex}$ [°C]    | 73                                     | 60.29                        | 12.71         |
| $\dot{m}$ [Kg/h] | -                                      | 1.5720                       | -             |

É conveniente lembrar, porém, que todo experimento apresenta peculiaridades que não são perfeitamente adicionadas ao modelo, o que justifica o desvio entre dados experimentais e simulados.

As Figuras (3) a (7) mostram a potência consumida pelo compressor em função da temperatura de evaporação, condensação, capacidade de evaporação, velocidade de rotação do compressor e temperatura interna do gabinete. Durante as simulações, a temperatura ambiente permanece constante em 32°C.

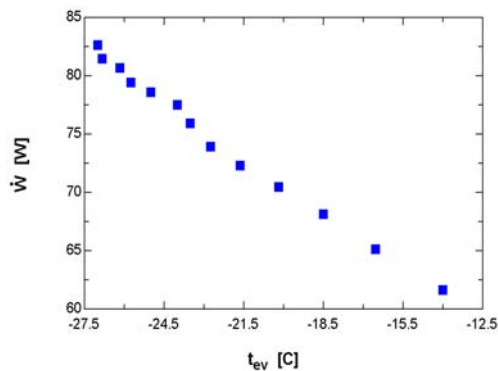


Figura 3. Efeito da temperatura de evaporação na potência consumida

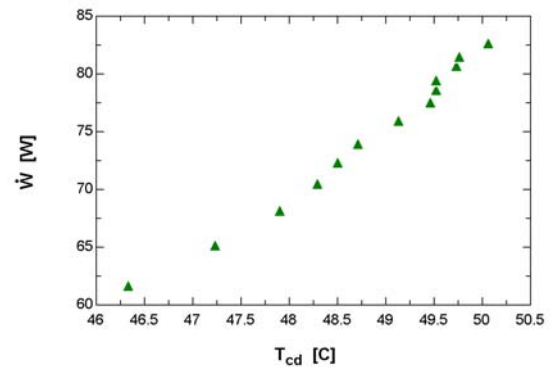


Figura 4 Efeito da temperatura de condensação na potência consumida

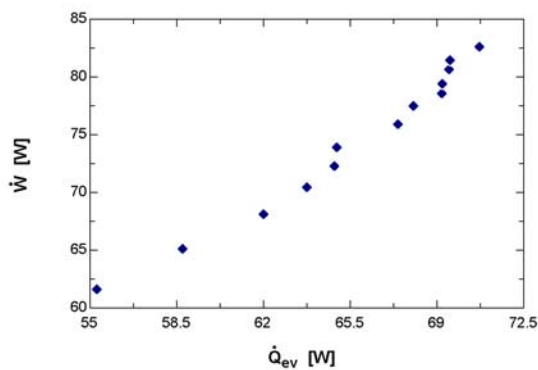


Figure 5. Consumo de potência em função da capacidade de evaporação

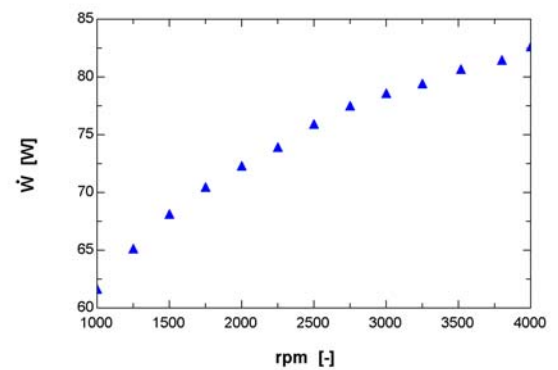


Figura 6 Consumo de potência em função da velocidade de rotação do compressor

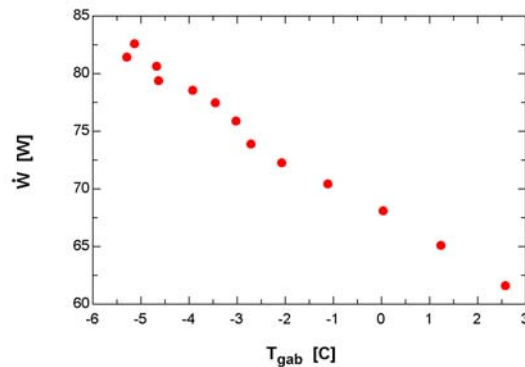


Figura 7: Potência consumida em função da temperatura interna do gabinete

## 8. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos das simulações foram satisfatórios quando comparados com os trabalhos de Klein(1998). O modelo proposto tem como vantagens sobre os modelos atuais o uso do compressor de velocidade variável e um modelo simples para a linha de sucção. Com um compressor de velocidade variável é possível ajustar a rotação do compressor para diferentes condições operacionais (temperatura ambiente, carga frigorífica, temperatura de evaporação e temperatura interna do gabinete) de forma a reduzir o consumo de potência do compressor.

A partir do conhecimento do comportamento do sistema será realizado um processo de gestão de energia e otimização do sistema com o objetivo de reduzir o consumo de potência do sistema de refrigeração. Como possíveis melhoramentos no ciclo de refrigeração, pretende-se utilizar dessecante para reduzir carga frigorífica do sistema, ou seja, operação “frost free”, assim como aproveitamento do calor do condensador para aquecimento de água para uso higiênico e otimização dos parâmetros operacionais.

## 9. REFERÊNCIAS

Cyphers, J. A., Cess, R. D., Somers, E. V., 1958, “Heat Transfer Character of Wire anTube Heat Exchangers”, Proceedings of the 45th ASRE Semiannual Meeting, New Orleans, USA, pp 86-90.

- Coulter, W.H. and Bullard, C.W., 1997, "An Experimental Analysis of Cycling Losses in Domestic Refrigerator/Freezer", ASHRAE, pg587-596.
- Duarte, J. A., 2000; "Desenvolvimento de uma Nova Metodologia para Teste de Compressores de Refrigeração: Ciclo : Ciclo Completamente na Região de Vapor Superaquecido"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia (UFU); Uberlândia, MG; Brasil.
- Incropera, F.P and De Witt, D.P., 1990, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 3<sup>a</sup> edição.
- Klein, F. H., 1998, "Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do desempenho e Refrigeradores Domésticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC
- Oliveira, J. E. S., 2002, "Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG.
- 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
- Stoecker, W.F., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", (tradução de José M. Saiz Jabardo), McGraw.Hill.
- Volti, R., 1995, "The Development of Frozen Foods", ASHRAE Journal, june.
- Welter, B.M., 2001, "Utilização de Modelos Matemáticos na Implementação de um Programa de Computador para Simulação de Refrigeradores Domésticos", Dissertação de Mestrado, PUCPR, Curitiba.
- Winandy, E, Lebrun, J., and Grodent, M., 1999, "Simplified Modelling of An Open-Type Reciprocating Compressor Using Refrigerants R22 And R410a 2<sup>a</sup> Part: Model", 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, Sydney Australia, September.

## PARAMETRIC STEADY STATE MODELING AND SIMULATION OF A DOMESTIC REFRIGERATOR

### **Claudia Maria Tomás Melo**

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, Uberlândia, 2160, Campus Santa Mônica, Bloco 1M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG  
cmtmelo@mecanica.ufu.br

### **Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, Uberlândia, 2160, Campus Santa Mônica, Bloco 1M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG  
oscarhm@mecanica.ufu.br

**Abstract:** This work presents a stead state model and simulation results of a refrigeration cycle coupled to a domestic refrigerator. The components of the refrigerator modeled are: hermetic compressor, tube and plate condenser, capillary tube, suction line, "roll bond" evaporator and refrigerated cabinet. The compressor model is semi-empirical, it considers variable speed and heat losses to the environment, in order to obtain compressor exhaust refrigerant temperature. The condenser model considers four regions due different phases of fluid. The R134a has been used as refrigerant fluid. The simulations were compared with works done previously at PUC-PR and UFSC-SC. This word is a first step for energy management and optimization studies in this field.

*Keywords: refrigerator, domestic, simulation, model*