

# **SIMULAÇÃO E ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

**Carlos Almir Monteiro de Holanda**

Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção – DEMP/Universidade Federal do Ceará - UFC/Campus do Pici – Bloco 714 - 60– Fortaleza, Ce – e-mail: [almir@dem.ufc.br](mailto:almir@dem.ufc.br)

**Carlos Antônio Cabral dos Santos**

Laboratório de Energia Solar – LES/Universidade Federal da Paraíba – UFPb – Cidade Universitária/ Campus I – 58059-900 – João Pessoa, Pb – e-mail: [cabral@les.ufpb.br](mailto:cabral@les.ufpb.br)

**Cláudio Melo**

Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado – NRVA/Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC – Campus Universitário – 88040-900 – Florianópolis, SC- e-mail: [melo@nrva.ufsc.br](mailto:melo@nrva.ufsc.br)

**Resumo.** A refrigeração doméstica é responsável por mais de 10% da energia elétrica consumida no Brasil. Isso justifica o esforço da indústria para fabricar refrigeradores e congeladores cada vez mais eficientes, imprescindíveis para conquistar o mercado consumidor. A modelação matemática é o primeiro passo para o desenvolvimento de códigos computacionais capazes de simular o funcionamento de refrigeradores domésticos. O presente trabalho enfoca cada um dos componentes básicos de um sistema de refrigeração: compressor, condensador, tubo capilar, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção e evaporador. São apresentadas as equações da conservação da massa e da energia, da 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica e da destruição de exergia. Um código computacional, devidamente validado através de ensaios experimentais, é desenvolvido para simular o modelo de refrigerador estudado. Análises de sensibilidade são realizados a partir da modificação de parâmetros, e mostram além das perdas termodinâmicas de cada componente, um grande potencial de melhoria do sistema, devido a baixa eficiência exergética do ciclo, que para condição de teste atingiu o patamar de apenas 15,4 %.

**Palavras-chave:** Refrigeração, simulação, energia, exergia

## **1. INTRODUÇÃO**

O Brasil, como todo o resto do mundo, vive uma crescente escassez de energia elétrica e de outras fontes de energia. O combate ao desperdício de energia elétrica, além de benéfico para a sociedade e para o meio ambiente, traz vantagens para o consumidor. Ações e projetos inspirados nessa premissa abrem um mercado para novos produtos energeticamente mais eficientes, além de servir como objeto de marketing para as empresas.

A refrigeração doméstica é um dos segmentos da sociedade com maior impacto sobre o consumo nacional de energia, respondendo por aproximadamente 33% do consumo do setor residencial de energia elétrica (PROCEL, 2003). Uma redução de apenas 1% do consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais, significará uma redução de cerca de 30 GWh/ano.

Entretanto este salto de qualidade está umbilicalmente ligado às pesquisas, notadamente no campo da simulação de sistemas. O projeto de novos refrigeradores e congeladores envolve, na maioria dos casos, a implementação ou a melhoria de um componente do sistema. Este enfoque exige um esforço muito grande, pois cada modificação exige um novo protótipo, e a realização de novos ensaios experimentais. Esse processo, além de oneroso, exige um tempo demasiadamente longo. O enfoque numérico, por sua vez, faz uso de modelos computacionais, que permitem simular o comportamento do sistema sem a necessidade de construir protótipos. Desta forma torna-se possível avaliar uma infinidade de opções de projeto para minimizar o consumo de energia, o que reduz sobremaneira o tempo de desenvolvimento de novos produtos. Os protótipos só serão construídos, bem como ensaiados, para os resultados favoráveis do modelo computacional.

O foco do presente trabalho reside na modelação e na simulação, em regime permanente, de um refrigerador de uma porta. Através de uma análise exergética, pretende-se identificar as perdas termodinâmicas do processo, examinar alternativas para redução dessas ineficiências e com isso adquirir embasamento para propor melhorias no modelo, objetivando incrementar o coeficiente de desempenho do refrigerador, levando-o a um menor consumo energético.

## 2. MODELO GENÉRICO

O modelo matemático, na forma geral, é apresentado a partir das leis básicas da conservação da massa (M), da energia (E), juntamente com a segunda lei da termodinâmica (entropia – S), com o balanço de exergia (X) e com a transferência de calor. Essas equações são aplicadas a um volume de controle genérico, como mostra a Fig. (1), e submetidas a hipóteses simplificativas de forma a adequá-las ao modelo proposto. As leis básicas, juntamente com as relações constitutivas (propriedades termodinâmicas e termofísicas) e as equações auxiliares (relações geométricas e experimentais), dão origem a um modelo genérico para cada componente.

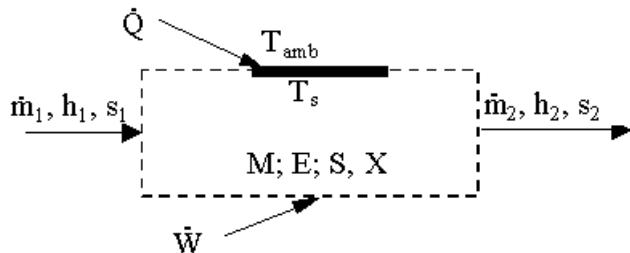


Figura 1. Volume de controle genérico

### 2.1. Conservação da massa

Em regime permanente, o fluxo de massa é constante em todo o circuito. Assim a equação da conservação da massa aplicada em cada volume de controle fornece  $n-1$  equações linearmente independentes, em que  $n$  é o número de volumes de controle (Rigola et al, 1996). Desta forma a conservação da massa é garantida através de uma equação independente, que pode ser o inventário de massa ou outra que garanta um certo grau de subresfriamento ou de superaquecimento.

## 3. MODELO PROPOSTO

São considerados sete componentes na modelação do sistema: compressor, linha de descarga, condensador, tubo capilar adiabático, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, evaporador e gabinete. A Figura (2) apresenta esquematicamente o ciclo de refrigeração em questão.

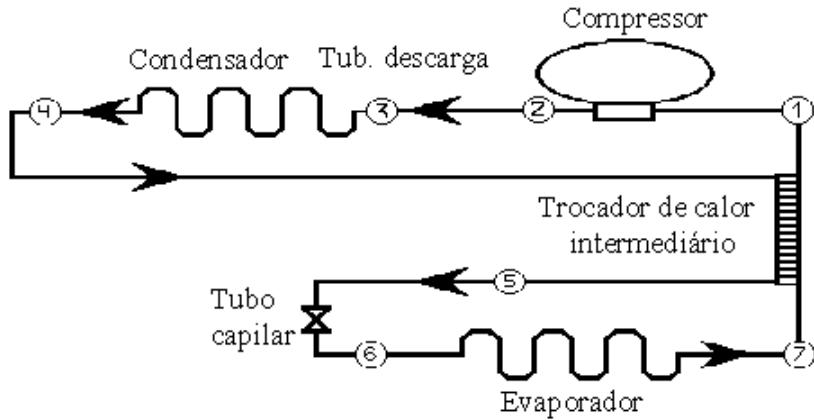


Figura 2. Ciclo termodinâmico

### 3.1. Compressor

A modelação é feita com base em ensaios calorimétricos realizados no compressor, nos quais são obtidas relações a partir desses resultados experimentais. A potência de compressão é deduzida a partir das variações das temperaturas de condensação ( $T_{cd}$ ), de evaporação ( $T_{ev}$ ) e do corpo do compressor ( $T_{cp}$ ), enquanto o fluxo de massa é obtido a partir da definição do rendimento volumétrico (Gosney, 1982), do volume deslocado pelo cilindro ( $V_d$ ) e da rotação do compressor ( $N$ ).

$$\dot{W}_{cp} = \mathfrak{I}(T_{cd}, T_{ev}, T_{cp}) \quad (1)$$

e

$$\dot{m} = \frac{V_d * N}{\left(v_1 + C * \left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}}\right)\right)} * \left(1 - Cl * \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right)\right) \quad (2)$$

O termo  $[C * (P_{cd}/P_{ev})]$  é um ajustamento do volume específico do fluido que entra no cilindro ( $v_1$ ), onde a constante  $C$  é determinada através de ensaios calorimétricos.  $P_{cd}$  e  $P_{ev}$  representam as pressões de condensação e evaporação respectivamente,  $Cl$  é o “clearance”, que é a relação entre o volume morto e o volume deslocado pelo pistão, enquanto  $n$  é a constante politrópica de compressão.

A transferência de calor do compressor para o ambiente é calculada tomando-se por base os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, admitindo-se que o equipamento em questão tenha um formato esférico, e que a temperatura do corpo do compressor seja constante. A temperatura do corpo é calculada em função da temperatura ambiente, fazendo um ajuste linear com a média dos valores obtidas em três regiões distintas na carcaça do compressor durante os ensaios de *Pull-down*.

### 3.2. Condensador e Linha de descarga

A linha de descarga foi modelada individualmente tomando como base um cilindro vertical e isotérmico, e considerando as seguintes hipóteses simplificativas: i) a condução no sentido longitudinal (axial) é desprezível, ii) as propriedades do fluido ao longo da superfície são constantes e iii) a temperatura superficial interna da tubulação é assumida constante.

O condensador modelado é do tipo arame sobre tubo, em que o fluido refrigerante escoa dentro dos tubos e o ar do ambiente se movimenta no lado externo. Ele foi dividido em três regiões distintas: a região de desuperaquecimento, a região bifásica e a região de subresfriamento.

A Figura (3) mostra um esquema do condensador com os respectivos parâmetros de interesse, quais sejam: i) diâmetro dos arames ( $D_w$ ), ii) diâmetro dos tubos ( $D_t$ ), iii) espaçamento dos arames ( $S_w$ ), iv) espaçamento dos tubos ( $S_t$ ), v) comprimento total do arame ( $H$ ) e vi) comprimento total de um passe de tubo ( $W$ ).

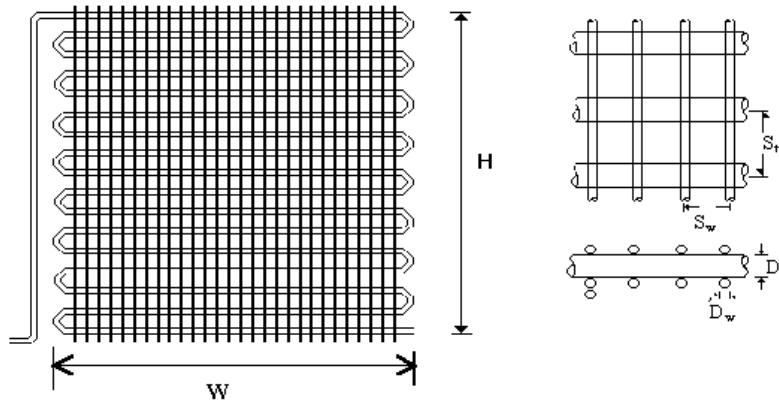


Figura 3. Comprimentos característicos do condensador

O calor é transferido do fluido para o ar através de uma série de resistências térmicas, compreendendo resistência interna (convecção forçada), resistência do tubo (condução) e resistência externa (convecção natural e radiação). A resistência térmica externa é predominante e representa cerca de 95% da resistência térmica total na região bifásica (Admiraal e Bullard, 1993). Este fato explica a maior atenção que deve ser dada a transferência de calor por convecção natural e por radiação no lado externo do trocador.

Para o cálculo da resistência interna, utilizou-se o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_i$ ) em cada uma das regiões. Na região de desuperaquecimento e na região de líquido subresfriado, o número de Nusselt é calculado de acordo com a correlação empírica proposta por Gnielinski *apud* Incropera & De Witt (1990), para escoamentos turbulentos, de escoamentos internos em tubos lisos. Na região bifásica optou-se pelas correlações de Shao e Granryd (1995).

Para o escoamento externo, as condições de operação são estabelecidas principalmente pela diferença de temperatura entre o tubo e o ar externo. Considerou-se uma temperatura superficial constante e igual a  $T_{ext}$  que representa uma temperatura intermediária entre a temperatura superficial externa dos tubos, que depende da região em análise, e a temperatura média superficial dos arames. Tagliafico e Tanda (1997) propuseram uma correlação semi-empírica para o cálculo do número de Nusselt, desenvolvida a partir de 126 testes com 42 trocadores de calor com características geométricas diferentes, e um coeficiente de transferência de calor por radiação, onde a emissividade aparente ( $\epsilon_{apar}$ ) representa o fator de forma e relaciona as características geométricas do condensador.

### 3.3. Tubo capilar e Trocador de calor tubo capilar – linha de sucção

Em tubos capilares adiabáticos a queda de pressão se dá de maneira praticamente isoentálpica, o que não é o caso quando um trocador de calor se faz presente. Refrigeradores domésticos empregam trocadores de calor tubo capilar – linha de sucção com o objetivo de diminuir o título do refrigerante na entrada do evaporador e de aumentar a temperatura do refrigerante na linha de sucção. A diminuição do

título melhora a performance do sistema e a elevação da temperatura evita problemas de condensação superficial (sudação).

Embora o refrigerador em questão apresente uma parte do tubo capilar inserido dentro da linha de sucção, constituindo assim o trocador de calor, nesta modelação matemática admitiu-se um dispositivo de expansão totalmente adiabático e um trocador de calor intermediário sem perda de carga, de acordo com o esquema do ciclo termodinâmico apresentado na Figura (2).

### 3.3.1. Fluxo de massa através do capilar

O fluxo de massa através do capilar poderia ser estimado a partir de alguns dos modelos disponíveis na literatura. Esses modelos entretanto são complexos e não se adequam a estratégia de modelação que está sendo proposta.

Uma alternativa consiste na utilização de análise dimensional e dados experimentais. A análise dimensional fornece subsídios para uma completa compreensão do problema, permitindo identificar variáveis mais relevantes. Melo et al (1999) utilizou esta metodologia para correlacionar dados experimentais obtidos com tubos capilares adiabáticos, e obteve uma equação capaz de prever o fluxo de massa em função da geometria e das condições de operação do capilar.

Os grupamentos adimensionais foram derivados através do teorema dos Pi de Buckingham, considerando o diâmetro (D), a massa específica ( $\rho$ ) e a viscosidade ( $\mu$ ) como grandezas repetitivas, dando origem a Eq. (3), que quando comparado com os resultados experimentais gerou desvios sempre inferiores a 10%.

$$\dot{m} = 0,125 * D * \mu_f \left[ \left( \frac{D^2 \cdot \rho_f \cdot P_{cd}}{\mu_f^2} \right)^{0,460} * \left( \frac{L}{D} \right)^{-0,552} * \left( \frac{D^2 \cdot \rho_f^2 \cdot c_p \cdot \Delta T}{\mu_f^2} \right)^{0,178} \right] \quad (3)$$

Onde L representa o comprimento do tubo capilar, e  $c_p$ , o calor específico do fluido refrigerante.

### 3.3.2. Temperatura de saída no trocador

A temperatura do fluido na saída do trocador de calor é determinada a partir da efetividade e das temperaturas de entrada. A efetividade é calculada com base em resultados experimentais a partir a equação sugerida por Stoecker (1989).

## 3.4. Evaporador

A configuração do evaporador *roll-bond* muda conforme o fabricante e o modelo do refrigerador. Em refrigeradores do tipo *all refrigerator* o evaporador é essencialmente uma placa plana fixada na parede posterior do gabinete. No refrigerador modelado, existe uma parte destinada ao congelamento de alimentos, e o evaporador assume a forma de uma caixa que é fechada pela colocação de uma placa de alumínio no lado traseiro e a porta do congelador no lado frontal.

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor no evaporador, optou-se por dividir o evaporador em quatro placas planas, duas horizontais e duas verticais, admitindo temperatura constante nas placas, com transferência de calor por convecção nos dois lados de cada placa, e com radiação térmica apenas na superfície externa das placas.

## 3.5 – Gabinete

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor do gabinete do refrigerador foi obtido diretamente dos ensaios de fluxo reverso. Neste tipo de ensaio, uma série de resistências elétricas é colocada no interior do gabinete, enquanto o sistema de refrigeração permanece desligado. O fator UA é então calculado a partir das temperaturas interna ( $T_{gab}$ ) e externa ( $T_{amb}$ ) do gabinete, juntamente com a potência liberada pelas resistências ( $Pot_{resist.}$ ).

$$UA = \frac{Pot_{resist.}}{\bar{T}_{gab} - \bar{T}_{amb}} \quad (4)$$

## 4. ANÁLISE DO DESEMPENHO

O coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração representa a fração do trabalho de compressão que é absorvida na forma de calor pelo evaporador, que também pode ser expressa pela relação entre o benefício ( $Q_{ev}$ ) e o custo ( $W_{cp}$ ), ou seja:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{cp}} \quad (5)$$

### 4.1. Relação entre o COP e a destruição de exergia

Substituindo o denominador da Eq. (5) pelo balanço de energia do ciclo, chega-se após algumas substituições a:

$$COP = \frac{T_{gab}}{(T_{amb} - T_{gab}) + \left( \frac{T_{gab} \cdot \dot{X}_{dest,ciclo}}{\dot{Q}_{evap}} \right)} \quad (6)$$

Esta equação mostra claramente que as irreversibilidades causam uma diminuição no coeficiente de performance do ciclo. Caso não ocorresse qualquer irreversibilidade, o segundo termo do denominador seria nulo e a equação resultante corresponderia ao coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração de Carnot.

### 4.2. Eficiência da 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica

Rendimentos baseados na 1<sup>a</sup> lei da termodinâmica não fazem referência ao melhor desempenho possível de um processo ou de um ciclo. O coeficiente de performance, conforme descrito anteriormente, não explica o limite superior que o sistema pode atingir.

A eficiência baseada na 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica é expresso através da relação entre o coeficiente de performance real e ideal, e pretende servir como uma medida de aproximação para operações reversíveis, uma vez que o seu valor varia de zero (destruição total da exergia) até um (não destruição de exergia), e pode ser dada por:

$$\eta = \frac{COP}{COP_{carnot}} = \frac{T_{amb} - T_{gab}}{(T_{amb} - T_{gab}) + \left( \frac{T_{gab} \cdot \dot{X}_{dest,ciclo}}{\dot{Q}_{ev}} \right)} \quad (7)$$

#### 4.3. Perdas em componentes x Perdas no ciclo

Um dos objetivos da otimização termodinâmica é a redução da geração global de entropia. É comum observar na literatura a entropia gerada em componentes através de vários processos, bem como em ciclos. Entretanto a interação entre as perdas termodinâmicas locais e globais não é explicitada.

Reducir as perdas em um componente pode, teoricamente, provocar um incremento das perdas globais do sistema, ou o seu efeito no ciclo pode não ser na mesma intensidade. Para avaliar esse efeito, determina-se a relação existente entre as perdas termodinâmicas num componente do sistema ( $\Delta\dot{S}_{\text{ger,ciclo}}$ ) e as perdas termodinâmicas globais no ciclo ( $\Delta\dot{S}_{\text{ger,comp}}$ ), o que é feito através da introdução de um parâmetro denominado fator de engrenamento (Jakobsen, 1995), definido da seguinte forma:

$$F_g \equiv \frac{\Delta\dot{S}_{\text{ger,ciclo}}}{\Delta\dot{S}_{\text{ger,comp}}} \quad (8)$$

Quando o valor calculado desse fator for maior que a unidade, indica que a redução das perdas no componente analisado provoca uma redução maior no ciclo como um todo.

## 5. RESULTADOS NUMÉRICOS

O modelo desenvolvido foi validado a partir dos resultados experimentais (testes de *pull-down*), realizados de acordo com a norma técnica NTB00048 (Brasmotor, 1992).

Tabela 1. Resultados numéricos e experimentais

		Temperatura ambiente (° C)	
		32,3	42,8
Pressão de sucção (bar)	Experimental	0,99	1,27
	Computacional	0,99	1,27
Pressão de descarga (bar)	Experimental	11,5	15,7
	Computacional	11,7	15,6
Potência (W)	Experimental	78,8	96,2
	Computacional	78,8	96,1
Temperatura interna do gabinete (° C)	Experimental	-9,6	-3,8
	Computacional	-10,2	-3,4
Temperatura de evaporação (° C)	Experimental	-22,0	-18,6
	Computacional	-26,6	-21,1
Temperatura de condensação (° C)	Experimental	43,0	55,4
	Computacional	45,2	56,8
Temperatura do corpo do compressor (° C)	Experimental	69,8	84,7
	Computacional	69,8	84,7
Temperatura na entrada do compressor (° C)	Experimental	34,0	44,9
	Computacional	34,8	45,7
Temperatura na saída do compressor (° C)	Experimental	73,3	90,8
	Computacional	74,0	89,6
Temperatura na entrada do condensador (° C)	Experimental	57,2	74,8
	Computacional	58,7	74,3

De acordo com a normalização pertinente, a temperatura ambiente para sistemas projetados para clima tropical (Classe T) é de 43 °C e para clima temperado (Classe N) é de 32 °C. Salienta-se que a temperatura ambiente utilizada na simulação foi obtida tomando-se a média aritmética das leituras dos 4 termopares instalados externamente, e em cada lado do refrigerador durante os ensaios, obtendo-se 42,8 e 32,3 °C respectivamente, e que a incerteza de medição dos termopares é de  $\pm 0,2$  °C.

Os resultados apresentados na Tab. (1) mostram que o modelo prevê razoavelmente bem os parâmetros do refrigerador. A principal discrepância observada se deu nas temperaturas de evaporação e deve-se provavelmente a alguma anomalia experimental, já que os valores da pressão de evaporação prevista pelo modelo são praticamente iguais as indicações experimentais, e estas indicam uma temperatura de saturação muito próximas àquelas obtidas numericamente.

## 5.2. Análise das perdas termodinâmicas

O modelo também é capaz de prever a geração de entropia e a destruição de exergia em cada componente do ciclo e no ciclo como um todo. O resultado do fluxo de exergia no sistema, para uma temperatura ambiente de 42,8 °C é mostrado na Figura (4).

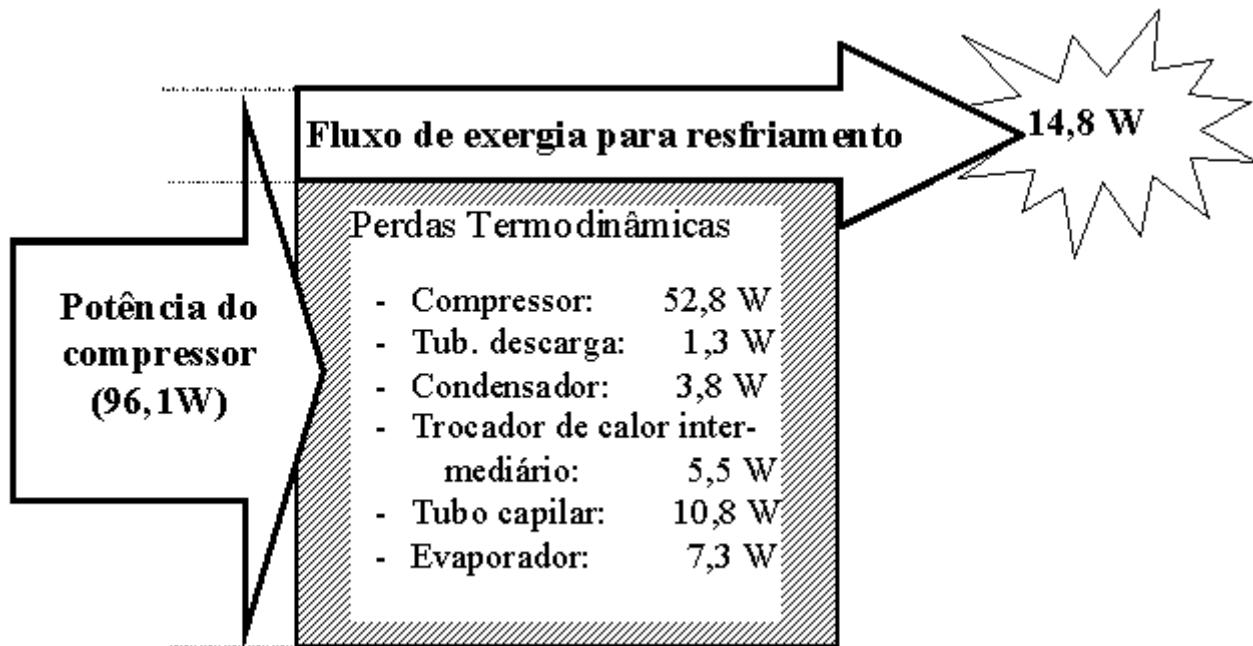


Figura 4. Fluxo de exergia no sistema

Para esta simulação o compressor consumiu 96,1 W de energia elétrica, enquanto que o fluxo de exergia para o resfriamento foi de apenas 14,8 W, o que representa uma eficiência exergética de apenas 15,4 %.

A baixa eficiência exergética mostra que existe um grande potencial para melhorias. A questão natural que segue é: “onde se pode intervir com mais eficiência para reduzir as perdas?”.

A Figura (4) mostra que a maior parte das perdas ocorre no compressor – 64,9 %, em seguida no capilar – 13,3 %, no evaporador – 9,0 %, no trocador de calor intermediário – 6,8 %, no condensador – 4,7% e por fim na tubulação de descarga – 1,6 %. Essas perdas têm que ser analisadas com cuidado, pois pode-se imaginar que com a utilização de um evaporador ideal, isto é sem perdas, ocorra um aumento da eficiência do ciclo em 9,0 % . Isto não ocorre porque existem interações entre as perdas geradas em cada um dos componentes do ciclo.

A questão então passa a ser a seguinte: “aonde intervir para aumentar mais facilmente e eficazmente a eficiência global do sistema?”. Ou alternativamente: “Qual componente gera a maior destruição global de exergia para uma destruição local de 1 W?”.

A resposta exige um conhecimento das inter-relações das perdas em cada componente do sistema, o que pode ser explorado através do fator de engrenamento, definido na Eq. (8).

Tabela 2. Fator de engrenamento para os componentes do ciclo

	<b>Fator de engrenamento</b>
Condensador ( $\uparrow$ UA)	4,2 W/ W
Evaporador ( $\uparrow$ UA)	6,0 W/ W
Capilar ( $\downarrow \phi$ )	1,1 W/ W

A Tabela (2) apresenta o resultado do fator de engrenamento no sistema simulado a temperatura ambiente de 42,8 °C, e mostra que se a destruição de exergia no evaporador for reduzida em 1 W (com o aumento da área, por exemplo), a destruição de exergia global do sistema será reduzida em 6,0 W. Da mesma forma pode-se analisar dos demais resultados.

Jakobsen (1995) calculou o fator de engrenamento do compressor, tomando como parâmetro de sensibilidade a eficiência de compressão isentrópica. O valor calculado foi de 1,03 W/W, o que leva a concluir que a redução da destruição de exergia no compressor não traz alterações significativas na destruição de exergia global do ciclo.

## 6. CONCLUSÃO

São indiscutíveis as vantagens do uso de modelos computacionais no desenvolvimento de novos refrigeradores e congeladores domésticos. Foi desenvolvido um modelo matemático que serviu de base para um código computacional capaz de prever o comportamento em regime permanente de um refrigerador doméstico de uma porta. Através da análise energética e exergética foi observado que a eficiência do sistema, quando comparado a um sistema ideal operando nas mesmas condições, foi de apenas 15,4 %, mostrando assim um enorme potencial para a melhoria do sistema. Para a implementação dessas melhorias, foi constatado que o evaporador é o equipamento com maior fator de sensibilidade do sistema, sugerindo assim um estudo mais aprofundado na busca de se aumentar a capacidade térmica do referido componente.

## 7. REFERÊNCIAS

Admiraal, D.M., Bullard, C.W., 1993, “Heat Transfer in Refrigerator Condensers and Evaporators”, Air Conditioning and Refrigeration Center – Technical Report 48, University of Illinois, pp. 33-35.

Brasmotor. NTB 00048, 1992, “Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares – Abaixamento de Temperatura “Pull-Down” – Método de Ensaio”.

Çengel, Y.A., Boles, M.A, 2001, “Termodinâmica”, 3<sup>a</sup> ed, Ed. McGraw Hill, Portugal, pp. 455-458

Gosney, W. B., 1982, “Principles of Refrigeration”, Cambridge University Press, pp. 276-286.

Incropera, F. P., De Witt, D. P., 1990, “Introduction to Heat Transfer”, 2<sup>a</sup> ed., John Wiley & Sons, Inc, p 226-228.

Jakobsen, A., 1995, “Energy Optimisation of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigeration – a Case Study”, Ph.D. Thesis, Thecnical University of Denmark, p 13-19.

Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J.M., Mezavila, M.M, 1999, "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes", Applied Thermal Engineering, Vol 19, pp 669-684.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – ELETROBRÁS, <<http://www.eletrobras.gov.br/procel/>>, acessado em 03/02/2003.

Rigola, J., Escanes, F., Oliva, A., Pérez-Segarra, C.D, 1996, "Numerical Study of a Single Stage Vapor Compression Refrigerant Unit Using Non-Contaminant Refrigerants", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 77-82.

Shao, D.W., Granryd, E, 1995, "Heat Transfer and Pressure Drop of HFC-134a – Oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube", International Journal of Refrigeration, Vol 18, pp 524-533.

Stoecker, W. F., 1989, "Design of Thermal Systems", 3<sup>a</sup> ed., McGraw-Hill, Inc., pp 90-91.

Tagliafico, L., Tanda, G., 1997, "Radiation and Natural Convection Heat Transfer from Wire and Tube Heat Exchangers in Refrigeration Appliances", International Journal of Refrigeration, Vol. 20, pp. 461-469.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## COMPUTATIONAL SIMULATION AND ENERGETIC AND EXERGETIC ANALYSIS FOR A DOMESTIC REFRIGERATOR

### Carlos Almir Monteiro de Holanda

Department of Mechanical Engineering and of Production – DEMP/Federal University of Ceará - UFC/Campus do Pici – Bloco 714 – Fortaleza, Ce – e-mail: [almir@dem.ufc.br](mailto:almir@dem.ufc.br)

### Carlos Antônio Cabral dos Santos

Laboratory of Solar Energy – LES/Federal University of Paraíba – UFPB – e-mail: [cabral@les.ufpb.br](mailto:cabral@les.ufpb.br)

### Cláudio Melo

Center for Refrigeration, Ventilation and Air Conditioning Research – NRVA/Federal University of Santa Catarina – UFSC – e-mail: [melo@nrva.ufsc.br](mailto:melo@nrva.ufsc.br)

**ABSTRACT.** *The domestic refrigeration is responsible for more than 10% of the used electrical energy in Brazil. This explain the effort of the industry to produce domestic refrigerators and freezers now efficient, very important for getting consumer markets. The mathematical modeling is the first step for the developing of a computational code able to simulate all operations of a domestic refrigerator. The present work makes analyses for each basic parts of a refrigeration system: compressor, condenser, capillary tube, suction-line heat exchanger and evaporator. The conservation equations are applied for mass and energy and the equations for entropy and exergy destruction. The state equations for thermodynamic properties are introduced. A computational code is validated by experimental data, for the studied refrigerator. Sensibility analyses are made from parameter modifications. Thermodynamic lost at each components are shown. A great potential for improvement of the system is detected in function of low exergetic efficiency of the cycle. Obtained that for the realized test reached the penal of 15,4%.*

**Palavras-chave:** Refrigeration, simulation, energy, exergy