

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS ARARANGUÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS, TECNOLOGIAS E SAÚDE
DEPARTAMENTO DE ENERGIA E SUSTENTABILIDADE
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

Telmo Freitas Junior

Simulação de um Refrigerador Doméstico

Araranguá

2020

Telmo Freitas Junior

Simulação de um Refrigerador Doméstico

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Energia do Centro de Ciências, Tecnologias e Saúde da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Dutra

Araranguá

2020

Telmo Freitas Junior

Simulação de um Refrigerador Doméstico

Certificamos que essa é a versão original e final do trabalho que foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro/a de Energia.

Prof. Luciano Lopes Pfitscher, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Thiago Dutra, Dr
Orientador

Telmo Freitas Junior

Araranguá, 01 de Dezembro de 2020

AGRADECIMENTOS

Inicio meu agradecimento ao povo brasileiro, que através do governo federal, financiou parcialmente minha graduação e ao meu pai Telmo Freitas que foi sempre meu maior apoiador.

Sou grato aos meus colegas que muitas vezes me ajudaram e me deram momentos incríveis durante o período da graduação.

Finalizo encaminhando um agradecimento especial a minha esposa Cecília, a qual me casei durante o período da graduação e hoje é meu maior suporte e alegria.

Telmo Freitas Junior

Dezembro de 2020

RESUMO

Refrigeradores domésticos estão presentes em quase todas as residências do Brasil e representam uma fatia significativa da energia consumida pelas famílias. Geralmente, esses refrigeradores operam conforme um ciclo de compressão mecânica de vapor, no qual um fluido refrigerante circula pelos componentes compressor, evaporador, condensador e dispositivo de expansão. Neste trabalho, um modelo semi-empírico foi implementado para simulação computacional de um refrigerador doméstico. O modelo consiste do acoplamento de um sub-modelo para o ciclo de refrigeração, baseado em uma formulação integral e permanente, com um sub-modelo para os compartimentos refrigerados, construído a partir de uma formulação integral e transiente. Os resultados foram validados com dados da literatura e o modelo de simulação foi utilizado para realizar um estudo paramétrico, com o intuito de avaliar o efeito da alteração do compressor e dos trocadores de calor sobre o consumo de energia do refrigerador. Alguns modelos de compressor disponíveis no mercado foram avaliados, e um deles conferiu redução de 17 % no consumo de energia do refrigerador. Por outro lado, ao dobrar as áreas de troca de calor do evaporador e do condensador, o modelo previu reduções no consumo de energia de 8 % e 17 %, respectivamente.

Palavras-chave: Refrigerador doméstico. Simulação. Consumo de energia.

ABSTRACT

Household refrigerators are present in almost all homes in Brazil and represent a significant slice of the energy consumed by families. Generally, these refrigerators operate according to a mechanical vapor compression cycle, in which a refrigerant fluid circulates through the compressor, evaporator, condenser and expansion device components. In this work, a semi-empirical model was implemented for computational simulation of a domestic refrigerator. The model consists of the coupling of a sub-model for the refrigeration cycle, based on an integral and permanent formulation, with a sub-model for the refrigerated compartments, built from an integral and transient formulation. The results were validated with data from the literature and the simulation model was used to perform a parametric study, in order to assess the effect of changing the compressor and heat exchangers on the energy consumption of the refrigerator. Some compressor models available in the market were evaluated, and one of them resulted in a 17% reduction in the energy consumption of the refrigerator. On the other hand, by doubling the heat exchange areas of the evaporator and the condenser, the model predicted reductions in energy consumption of 8% and 17%, respectively.

Keywords: Household refrigerator. Simulation. Energy Consumption.

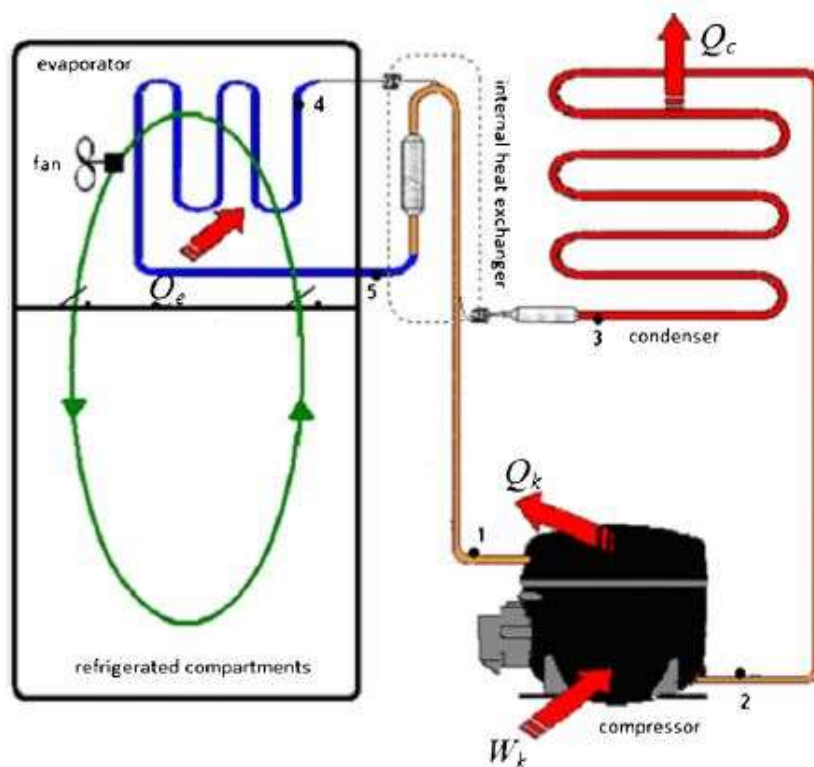
1 INTRODUÇÃO

O consumo energético típico de um refrigerador é aproximadamente 1 kWh/dia, um valor unitário razoavelmente baixo, mas levando em consideração que mais de 98% dos domicílios brasileiros possuem geladeiras (IBGE, 2019), esses eletrodomésticos passam a ser responsáveis por uma fatia importante da energia elétrica gerada no país.

Distribuidoras de energia lançaram diversos programas de substituição das geladeiras e freezers antigos e pouco eficientes por modelos novos e mais eficientes. O programa CEEE Distribuição em Casa, por exemplo, no ano de 2018, ofereceu aos seus clientes duas mil geladeiras de duas portas, mil unidades de freezer e 2,1 mil geladeiras de uma porta, para isso, os consumidores deveriam dar seu respectivo eletrodoméstico com mais de cinco anos de uso e pagar metade do valor do novo modelo.

Os refrigeradores domésticos são basicamente compostos por duas partes, uma cabine isolada termicamente com paredes espessas (35 a 75 mm normalmente), composta de poliuretano expandido, e um sistema de refrigeração por compressão de vapor que é composto por quatro partes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador como ilustrado na Figura 1.

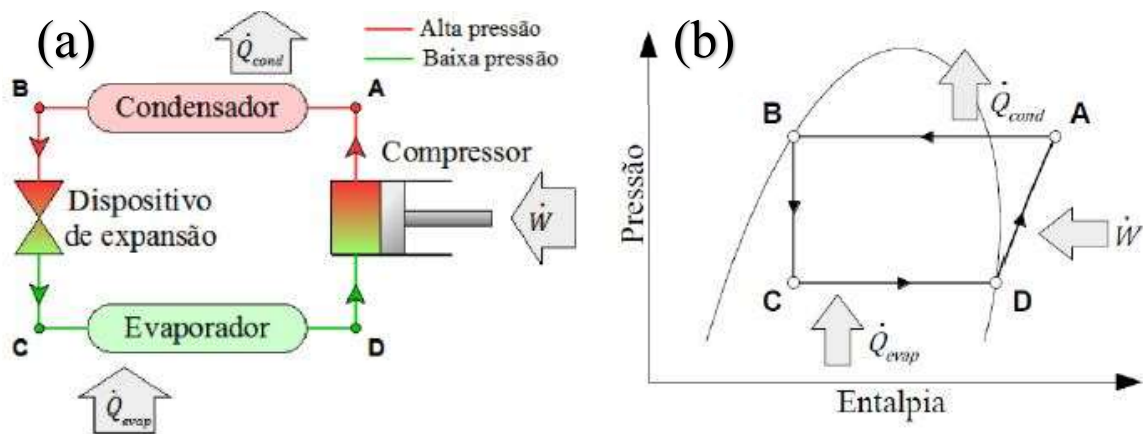
Figura 1 - Esquema representando um refrigerador



Fonte: BORGES, 2011.

O esquema da Figura 2a mostra cada um dos quatro componentes principais do ciclo de refrigeração padrão. O compressor promove a circulação do fluido refrigerante e aumenta a sua pressão até atingir a pressão de condensação (ponto A, vapor superaquecido). No condensador, calor é rejeitado para o ambiente, provocando redução de temperatura seguida da condensação do fluido, até que se atinja o estado de líquido saturado (ponto B). O dispositivo de expansão (usualmente um tubo capilar) provoca uma redução de pressão e temperatura do fluido, que deixa o dispositivo como uma mistura de líquido/vapor saturada (ponto C). Em seguida, o fluido escoar pelo evaporador, removendo calor do ambiente a ser refrigerado até que atinja o estado de vapor saturado seco (ponto D), adentrando no compressor e reiniciando o ciclo. Conforme indicado no diagrama p-h (Figura 2b), os processos de troca de calor no condensador e no evaporador (A-B e C-D respectivamente) são isobáricos, o processo de compressão (D-A) é isentrópico, e o processo de expansão (B-C) é isentálpico.

Figura 2 - (a) Esquema de componentes de um ciclo padrão de refrigeração (b) Diagrama p-h.



Fonte: SANTOS, 2014.

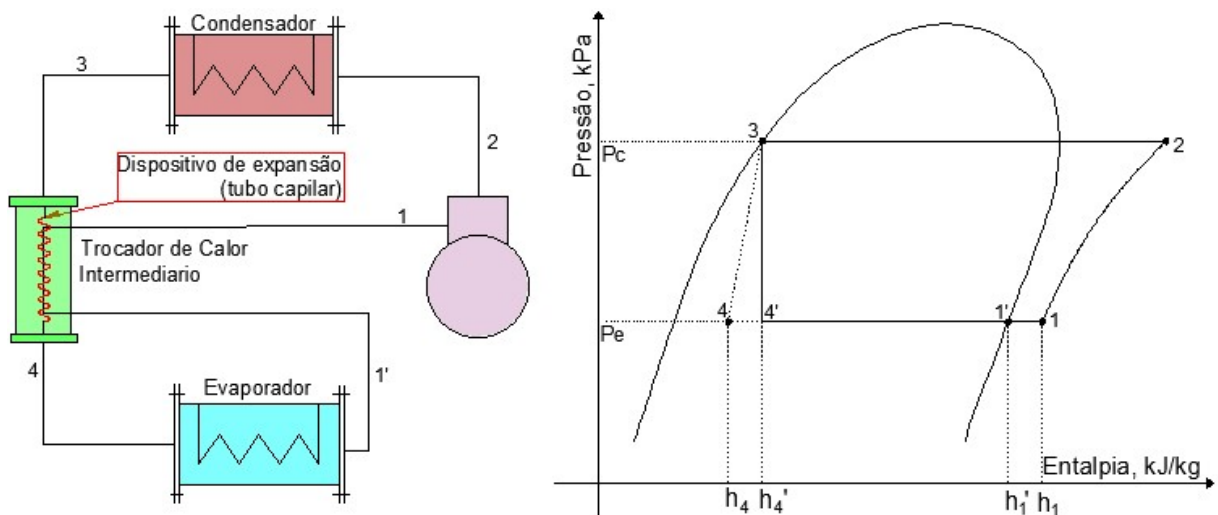
O desempenho do sistema refrigeração é avaliado através do Coeficiente de Performance (COP), dado pela razão entre a capacidade de refrigeração, Q_e , e a potência consumida W :

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{m_r q_e}{W} \quad (1)$$

onde m_r é a vazão mássica de fluido refrigerante, em kg/s, e q_e é o efeito refrigerante específico, em J/kg.

O ciclo de refrigeração padrão apresenta alguns problemas do ponto de vista prático, e a fim de corrigi-los, adiciona-se um trocador de calor interno junto ao dispositivo de expansão, chamado de trocador de calor capilar-linha de sucção (Figura 3). No trocador de calor capilar-linha de sucção, o fluido refrigerante que deixa o evaporador cede calor para o fluido que sai do condensador, causando um aumento do efeito refrigerante específico, que deixa de ser $h_1' - h_4'$ e passa a ser $h_1' - h_4$. Por outro lado, ocorre um superaquecimento do fluido na entrada do compressor (de $1'$ para 1), o que provoca um aumento do volume específico, e por conseguinte, uma elevação do trabalho específico de compressão. Portanto, do ponto de vista termodinâmico, o uso desse trocador de calor pode ou não trazer benefício, mas do ponto de vista prático, o superaquecimento na saída do evaporador (Ponto 1) evita a entrada de líquido no compressor, minimizando a chance de golpe de líquido.

Figura 3 - Ciclo de refrigeração com trocador de calor capilar-linha de sucção.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O desenvolvimento de refrigeradores mais eficientes requer um projeto aprimorado de todos os seus componentes, que interagem entre si durante a operação. Para fazer isso, é extremamente importante que o engenheiro tenha condições de quantificar os efeitos de alteração no projeto dos componentes sobre o desempenho do refrigerador como um todo. Nesse sentido, o desenvolvimento de modelos de simulação computacional que permitam realizar esse tipo de análise é fundamental, uma vez que esses não consomem tanto tempo e recursos financeiros quanto os ensaios experimentais.

Na literatura, os primeiros estudos de modelagem do sistema de refrigeração iniciaram nos anos 80 e eram focados principalmente nos compressores. Poucos modelos eram capazes de simular o comportamento cíclico do refrigerador e nenhum deles validou os dados obtidos contra os valores experimentais de consumo de energia (BORGES et al., 2011).

Melo et al. (1988) desenvolveram um dos primeiros programas para a simulação numérica de refrigeradores domésticos. O programa tinha como objetivo simular o transiente de partida do refrigerador. Dada a dificuldade existente na época para modelar o trocador de calor capilar-linha de sucção, tal componente foi tratado como adiabático e o refrigerador adaptado para essa finalidade. Os resultados mostram a variação das temperaturas nos compartimentos refrigerados do instante de partida até o regime permanente. O modelo apresentou uma razoável concordância com dados experimentais, já que foi ajustado para esse fim (apud PEREIRA, 2009, p. 9).

Sugalski et al. (1991) criaram um programa computacional para simular o comportamento cíclico de um refrigerador doméstico. Tal ferramenta foi desenvolvida para auxiliar no processo de substituição dos CFC's por refrigerantes alternativos. Como o sistema de refrigeração não se alterava significativamente após a partida, optou-se por uma modelação em regime permanente. O gabinete foi modelado em regime transiente e o sistema era resolvido para cada passo de tempo, enquanto o termostato mantinha o sistema ligado (apud PEREIRA, 2009, p. 10).

Lunardi (1991) adaptou o modelo de Melo et al. (1988) para um refrigerador 2-portas e condensador com movimentação natural de ar. Seu trabalho baseou-se em uma formulação zonal para os trocadores de calor, em que cada região (superaquecida, bifásica ou subresfriada) foi modelada como um único ponto nodal. Os demais modelos praticamente não foram alterados, de modo que o tubo capilar foi novamente considerado adiabático. Várias correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para condensadores arame-sobre-tubo foram estudadas, mas nenhuma se mostrou adequada. Como conclusões, Lunardi (1991) aponta a necessidade de mais informações experimentais acerca de condensadores arame-sobre-tubo e do escoamento em tubos capilares não-adiabáticos (apud HERMES, 2006, p. 13).

Jakobsen (1995) estudou um refrigerador 1-porta com movimentação natural de ar. Foram empregados modelos globais tanto para o ar no interior do gabinete quanto para os trocadores de calor. O processo de compressão se baseou em um modelo isentrópico corrigido por correlações empíricas. O fluxo de massa através do tubo capilar não-adiabático foi obtido

a partir de um modelo adiabático, corrigido por um fator multiplicativo constante. Estudou a influência do período de ciclagem do sistema sobre o COP do refrigerador. O trabalho foi finalizado com uma especulação acerca do refrigerador do futuro (apud HERMES, 2006, p. 15).

Gonçalves e Melo (2004) desenvolveram uma metodologia para simular refrigeradores domésticos do tipo No-Frost com base em informações teóricas e experimentais. O sistema foi simulado com um compressor de rotação variável, com uma válvula agulha para promover uma expansão variável, com um condensador do tipo arame sobre tubo e com um evaporador No-frost. Além de variações na rotação do compressor e na abertura da válvula de expansão, foram promovidas alterações geométricas nos outros componentes, como forma de avaliar o efeito individual de cada componente sobre o desempenho global (apud PEREIRA, 2009, p. 13).

Hermes (2006) desenvolveu um programa computacional para simular o comportamento de refrigeradores domésticos, tanto em regime de partida como em regime cíclico. O programa utiliza modelos teóricos distribuídos para os trocadores, para o tubo capilar e para o gabinete. Devido à alta complexidade envolvida na modelagem, a simulação é computacionalmente cara. Dentre suas conclusões, o autor mostrou que a inércia térmica do gabinete é muito maior do que a do sistema de refrigeração (apud PEREIRA, 2009, p. 15)

Hermes e Melo (2008) propuseram um modelo de simulação transiente para refrigeradores domésticos onde cada componente do refrigerador foi abordado separadamente, mas com foco na simulação global. O código desenvolvido forneceu resultados de consumo de energia e de temperatura dos compartimentos refrigerados com desvios na faixa de $\pm 10\%$ e $\pm 1^\circ\text{C}$, respectivamente, em relação a dados experimentais. Simulações também foram realizadas para verificar o efeito de alguns parâmetros operacionais e geométricos sobre o consumo de energia do refrigerador. Todavia, a simulação exige considerável capacidade computacional com grandes equações diferenciais que torna inviável para tarefas de otimização.

A fim de corrigir esse ponto negativo, Hermes et al. (2009) desenvolveram um método simplificado para prever o consumo de energia dos refrigeradores e freezers domésticos com similar precisão, mas com significativa diminuição do esforço computacional. Esse modelo também aborda cada componente do ciclo de refrigeração separadamente, mas agora de forma estacionária e semiempírica, pois é ajustada com informações obtidas experimentalmente do sistema de refrigeração analisado.

Borges et al. (2011) desenvolveram um modelo semiempírico que aborda de forma estacionária a simulação do ciclo de refrigeração como apresentado por Hermes et al. (2009) e transiente para os compartimentos refrigerados como apresentado por Hermes e Melo (2008). Obteve-se um desvio de $\pm 2\%$ no consumo de energia em comparação ao valor obtido experimentalmente e realizou-se uma análise do efeito no consumo de energia com a variação do coeficiente de condutância térmica do evaporador, condensador, das paredes dos compartimentos de comida fresca e de comida congelada.

1.1 OBJETIVOS GERAIS

O presente trabalho tem como objetivo simular virtualmente o funcionamento de um refrigerador doméstico em operação cíclica. Para tanto, será implementado um modelo semiempírico, seguindo o trabalho de Borges et al. (2011).

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

Depois de validar o modelo, este é utilizado para realização de um estudo paramétrico, com os seguintes objetivos:

- Avaliar o efeito da substituição do compressor no consumo de energia do sistema, utilizando dados de catálogo de um fabricante de compressores.
- Avaliar o efeito da alteração das condutâncias térmicas do evaporador e do condensador sobre o consumo de energia do sistema de refrigeração.

2 METODOLOGIA

O sistema sob análise é um refrigerador doméstico *frost-free* com duas portas, um compartimento de comida congelada com 110 L e um compartimento de comida fresca com 330 L. O fluido refrigerante é o R134a e o compressor recíproco de 60 Hz.

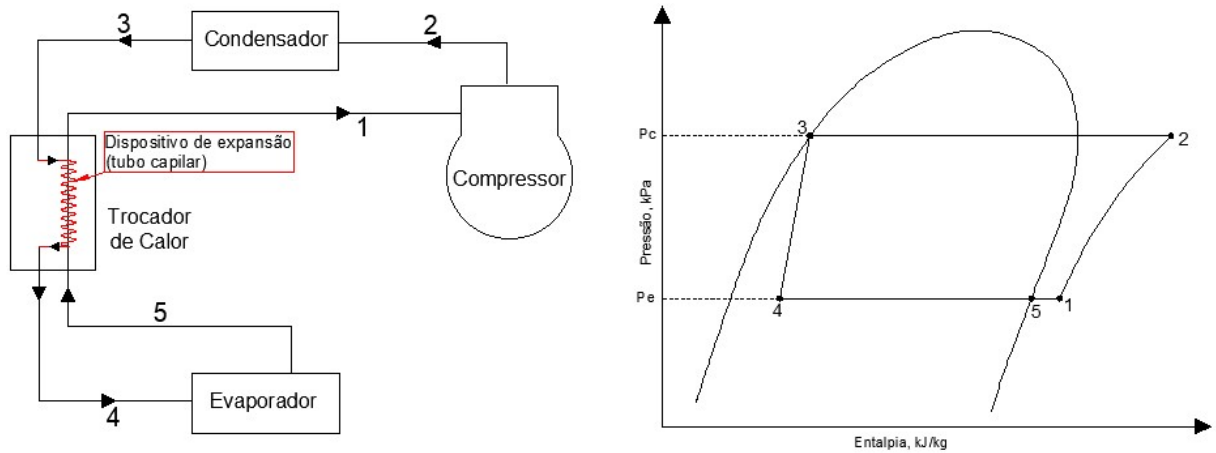
O modelo, desenvolvido com base do trabalho de Borges et al. (2011), segue uma abordagem semi-empírico para previsão do comportamento cíclico do refrigerador e é construído a partir do acoplamento de dois sub-modelos. Para o sistema de refrigeração adota-se uma formulação integral e permanente das equações da conservação da massa e da energia para cada componente do sistema de refrigeração (compressor, condensador, trocador de calor interno e evaporador), dando origem a um conjunto de equações algébricas. Os compartimentos refrigerados, por terem uma resposta térmica lenta em comparação ao sistema de refrigeração (Hermes, 2006, p. 8), adota-se um modelado utilizando uma formulação integral e transiente das equações da conservação da massa e da energia.

Este capítulo é dividido em cinco seções. As duas primeiras são destinadas à apresentação detalhada de cada um dos sub-modelos. A terceira seção é dedicada à demonstração de como é feito o cálculo do *Run-Time-Ratio*, parâmetro que define a proporção de tempo em que o sistema fica ligado, e do consumo de energia do refrigerador. Na quarta seção, são apresentados os dados empíricos utilizados para ajustar o modelo. Finalmente, na quinta seção, o procedimento de solução é descrito.

2.1 SUBMODELO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

A Figura 4 mostra o esquema simplificado dos componentes do sistema de refrigeração simulado e o diagrama P-h. As perdas de carga nos trocadores de calor são desprezadas. Ao longo desta seção, serão descritos os modelos matemáticos associados aos volumes de controle correspondentes a cada componente da Figura 4.

Figura 4 – Esquema simplificado do sistema de refrigeração simulado e diagrama P-h.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

2.1.1 Modelo Matemático para o Compressor

O compressor é modelado utilizando curvas de eficiência volumétrica (η_v) e eficiência global (η_g) em função da razão entre as pressões de condensação e evaporação (P_c/P_e), obtidas de catálogos de um fabricante. A vazão mássica de fluido refrigerante (m_r) é definida pela Equação (2), onde V_k é o volume deslocado pelo compressor, F é a frequência de operação e v_1 é o volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor:

$$m_r = \eta_v V_k F / v_1 \quad (2)$$

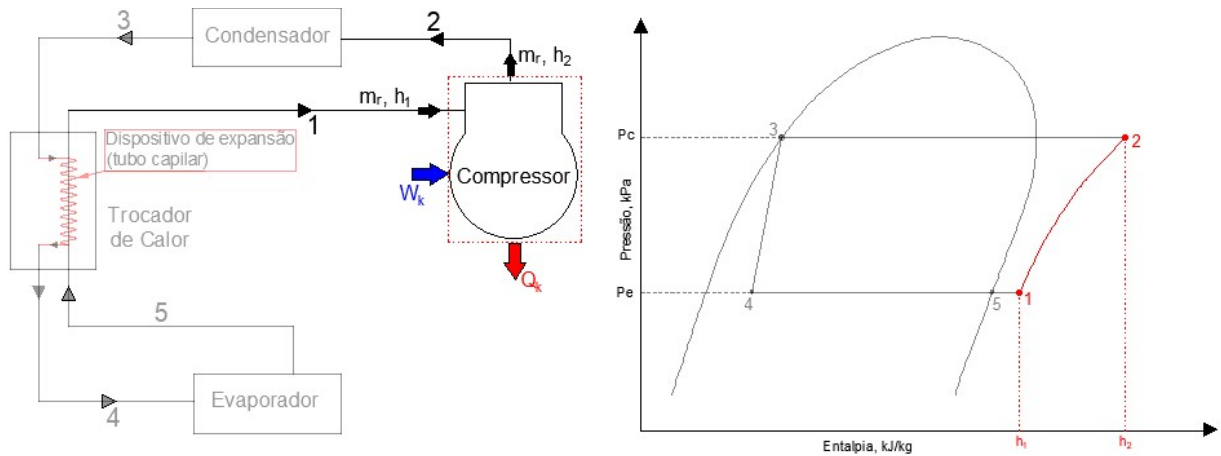
A potência consumida pelo compressor (W_k) é obtida através da Equação (3), em que $h_{2,s}$ é a entalpia do fluido refrigerante obtida a partir de uma compressão isentrópica:

$$W_k = m_r (h_{2,s} - h_1) / \eta_g \quad (3)$$

A entalpia do fluido refrigerante na saída do compressor (h_2) é determinada a partir da aplicação da equação da conservação da energia no volume de controle que compreende o compressor, como apresentado na Equação (4) e na Figura 5.

$$h_2 = h_1 (W_k - Q_k) / m_r \quad (4)$$

Figura 5 - Volume de controle no compressor e o diagrama P-h destacando o processo de compressão.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

O calor transferido do compressor para o ambiente (Q_k) é calculado através da Equação (5), onde T_a é a temperatura ambiente, $T_{2,s}$ é a temperatura isentrópica na saída do compressor assumindo processo isentrópico, e UA_k é a condutância térmica do compressor e ambiente, obtida de dados experimentais (Borges et al., 2011):

$$Q_k = UA_k (T_{2,s} - T_a) \quad (5)$$

2.1.2 Modelo Matemático para o Trocador de Calor Interno

A equação da conservação da energia aplicada ao trocador de calor interno (Fig. 6) fornece uma relação para a entalpia na entrada do evaporador (h_4), escrita a partir das entalpias na saída do condensador (h_3), na saída do evaporador (h_5) e na entrada do compressor (h_1):

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (6)$$

Uma equação adicional é obtida a partir da definição de efetividade do trocador de calor (ε_x), para avaliar a temperatura na entrada do compressor (T_1):

$$T_1 = T_5 + \varepsilon_x (T_3 - T_5) \quad (7)$$

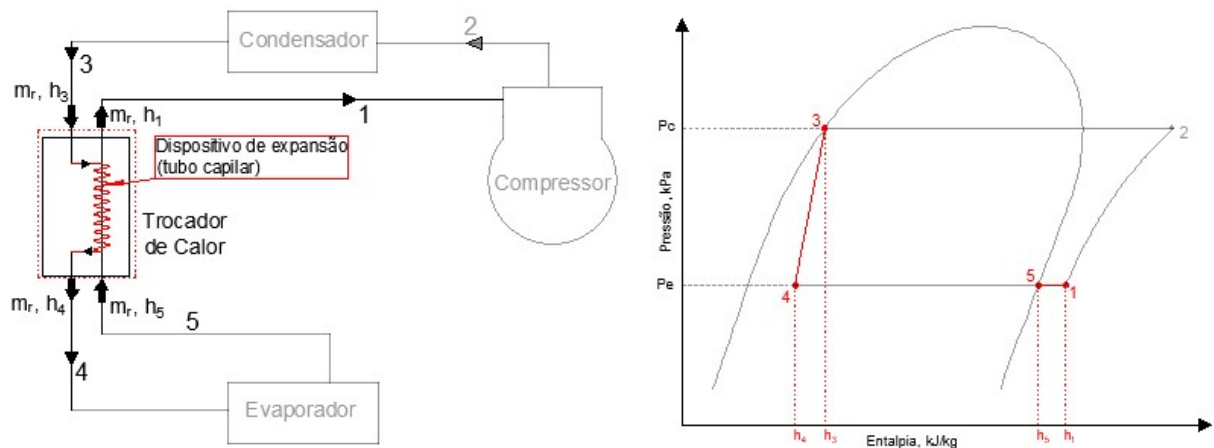
em que ε_x é um dado de entrada extraído da literatura (Borges et al., 2011). As temperaturas na saída do condensador e do evaporador, T_3 e T_5 respectivamente, são escritas em função das temperaturas de condensação (T_c) e evaporação (T_e) conforme:

$$T_3 = T_c - \Delta T_{sub} \quad (8)$$

$$T_5 = T_e + \Delta T_{sup} \quad (9)$$

onde ΔT_{sub} e ΔT_{sup} correspondem aos graus de sub-resfriamento e de superaquecimento nas saídas do condensador e do evaporador, e são dados de entrada para o modelo.

Figura 6 - Volume de Controle no Trocador de Calor com Dispositivo de Expansão.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

2.1.3 Modelo Matemático para o Condensador e o Evaporador

Os submodelos do evaporador e do condensador calculam as temperaturas de evaporação (T_e), de condensação (T_c) e do ar na saída do evaporador ($T_{s,e}$). No evaporador, a temperatura de evaporação (T_e), a capacidade de refrigeração (Q_e) e a temperatura do ar na saída do evaporador ($T_{s,e}$) são calculados respectivamente por:

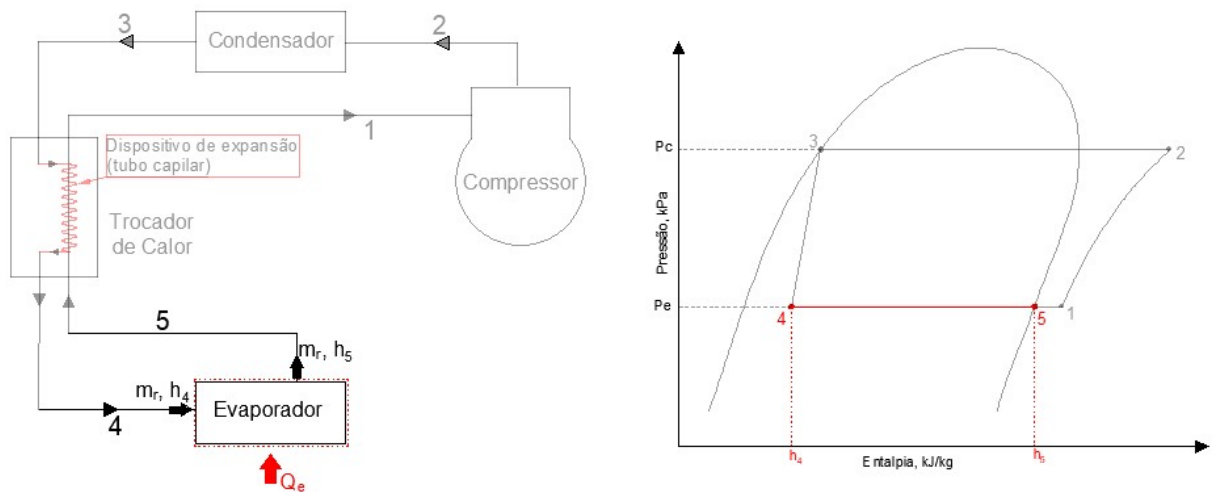
$$T_e = T_{e,e} - \frac{Q_e}{m_a \cdot c_{p,a} [1 - \exp\left(-\frac{UA_e}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)]} \quad (10)$$

$$Q_e = m_r(h_5 - h_4) \quad (11)$$

$$T_{s,e} = T_{e,e} - \frac{Q_e}{m_a \cdot c_{p,a}} \quad (12)$$

onde $T_{e,e}$ é a temperatura do ar na entrada do evaporador, m_a é a vazão mássica de ar pelo evaporador, $c_{p,a}$ é o calor específico do ar e UA_e é a condutância térmica do evaporador. O termo entre colchetes na Eq. (10) corresponde à efetividade do evaporador, desprezando-se o efeito do superaquecimento, ou seja, considerando-o inundado (Borges et al., 2011).

Figura 7 - Volume de Controle do Evaporador e Diagrama P-h Destacando a Evaporação



Fonte: Elaborado pelo autor.

O ar resfriado que sai do evaporador com temperatura $T_{s,e}$ entra nas cabines do refrigerador. Após escoar por esses compartimentos e remover a carga térmica (Fig. 1, looping verde), o ar retorna ao evaporador com a temperatura $T_{e,e}$ (Equação 22), que é determinada via submodelo dos compartimentos.

A taxa de transferência de calor no condensador (Q_c) (Figura 8) e a temperatura de condensação (T_c) são determinadas através de:

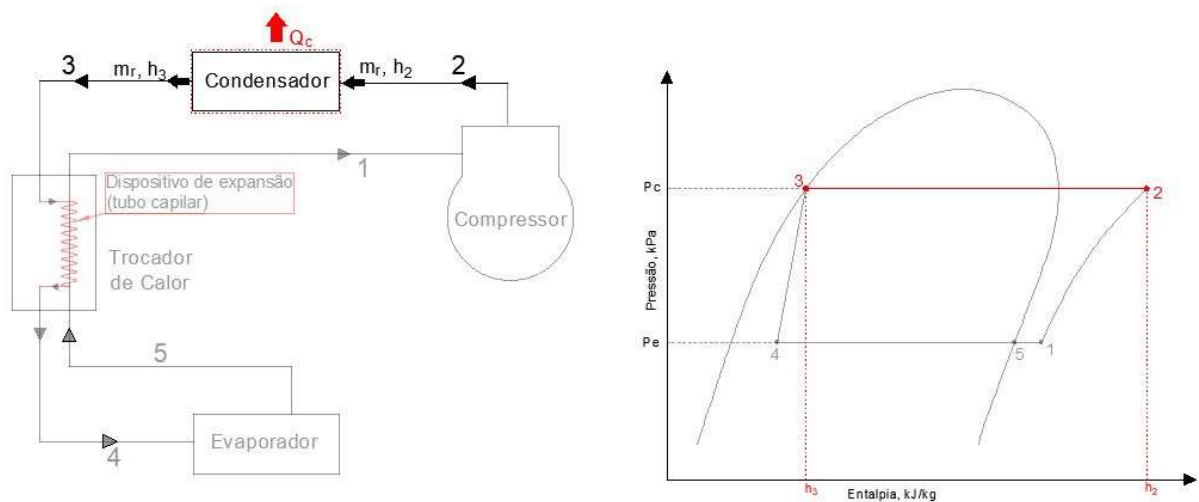
$$Q_c = m_r(h_2 - h_3) \quad (13)$$

$$T_c = \frac{Q_c}{UA_c} + T_a \quad (14)$$

onde T_a é a temperatura do ar ambiente (externo ao refrigerador) e UA_c é a condutância térmica do condensador. Ao utilizar a Equação (14), considera-se que embora o superaquecimento na porção inicial do condensador promova um aumento no potencial de troca de calor com o ar, esse efeito é compensado pelo baixo coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao escoamento do vapor. Assim, o condensador é modelado como se todo o fluido refrigerante em seu interior estivesse à temperatura de condensação e em mudança de fase (Borges et al., 2011).

Finalmente, é importante salientar que o fechamento do sistema de equações do modelo do sistema de refrigeração é realizado com relações provenientes de uma biblioteca de propriedades termodinâmicas (S.A. Klein, 2020).

Figura 8 - Volume de Controle no Condensador e Diagrama P-h Destacando a Condensação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

2.2 SUBMODELO DOS COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS

Neste submodelo, são calculadas as temperaturas dos compartimentos refrigerados ao longo do tempo e a temperatura do ar na entrada do evaporador. O refrigerador em análise possui dois compartimentos refrigerados, um de comida fresca (geladeira) e um de comida congelada (freezer). Ao aplicar a equação da conservação da energia, seguindo uma formulação integral e transiente, nos volumes de controle dos compartimentos acima mencionados, obtém-se duas equações diferenciais ordinárias a serem resolvidas para determinação das temperaturas na geladeira (T_g) e no freezer (T_f):

$$C_g \frac{dT_g}{dt} = (UA_g + \phi_g)(T_a - T_g) - UA_m(T_g - T_f) + m_g c_p (T_{s,e} - T_g) + \Sigma W_g \quad (15)$$

$$C_f \frac{dT_f}{dt} = (UA_f + \phi_f)(T_a - T_f) + UA_m(T_g - T_f) + m_f c_p (T_{s,e} - T_f) + \Sigma W_f \quad (16)$$

onde C_g e C_f são as capacidades térmicas da geladeira e do freezer, UA_g , UA_f e UA_m são as condutâncias térmicas entre geladeira e ambiente, entre freezer e ambiente, e entre geladeira e freezer (parede que separa a geladeira do freezer) respectivamente, c_p é o calor específico do ar que entra nos compartimentos, m_g e m_f são as frações do ar que sai do evaporador e entra na geladeira e no freezer respectivamente, e ϕ é um fator de correção introduzido nos cálculos pois os valores de condutância térmica fornecidos ao modelo foram obtidos em condição estacionária (Borges et al., 2011)

O primeiro e segundo termo do lado direito das Equações (15) e (16) são referentes às trocas de calor entre os compartimentos e o ambiente e à troca de calor que ocorre entre os próprios compartimentos. O terceiro e quarto termo das equações são relacionados à capacidade de refrigeração e à potência consumida dentro do refrigerador (ventiladores por exemplo).

A movimentação de ar dentro do refrigerador se dá pela ação de um ventilador que aspira o ar e o sopra através do evaporador onde é resfriado. Uma fração do ar frio (r) é direcionada ao compartimento congelado (~80%) e o restante ao compartimento de comida fresca. O valor de r é obtido experimentalmente e é uma função da temperatura ambiente (Borges et al., 2011). As vazões mássicas de ar para o freezer e para a geladeira, m_f e m_g respectivamente, são determinadas a partir da vazão mássica total de ar fornecida pelo ventilador e da fração r :

$$r = 0.894 - 0.00181T_a \quad (17)$$

$$m_f = r \cdot m_a \quad (18)$$

$$m_g = (1 - r) \cdot m_a \quad (19)$$

Assumindo que os coeficientes empíricos ($UA_g, UA_f, UA_m, C_g, C_f, \phi_g$ e ϕ_f) não variam com o tempo, as Equações (15) e (16) podem ser resolvidas analiticamente e resultam nas Equações (20) e (21):

$$T_g = T_{eq,g} - (T_{eq,g} - T^\circ_g) \exp\left(-\frac{A_g \Delta t}{C_g}\right) \quad (20)$$

$$T_f = T_{eq,f} - (T_{eq,f} - T^\circ_f) \exp\left(-\frac{A_f \Delta t}{C_f}\right) \quad (21)$$

onde Δt e T° denotam o tamanho do passo de tempo e a temperatura no passo de tempo anterior, respectivamente. Os parâmetros $T_{eq,g}$, $T_{eq,f}$, A_g e A_f são calculados conforme a Tabela 1.

Tabela 1 – Termos das Equações 20 e 21 quando o sistema está Ligado e Desligado.

	Ligado	Desligado
Freezer	$T_{eq,f} = \frac{UA_f \cdot T_a + UA_m \cdot T^\circ_g + r \cdot m_a \cdot C_{p,a} \cdot T_{s,e} + W_f}{UA_f + UA_m + r \cdot m_a \cdot C_{p,a}}$	$T_{eq,f} = \frac{(UA_f + \phi_f) \cdot T_a + UA_m \cdot T^\circ_g}{UA_f + UA_m + \phi_f}$
	$A_f = UA_f + UA_m + r \cdot m_a \cdot C_{p,a}$	$A_f = UA_f + UA_m + \phi_f$
Geladeira	$T_{eq,g} = \frac{UA_g \cdot T_a + UA_m \cdot T^\circ_f + (1-r) \cdot m_a \cdot C_{p,a} \cdot T_{s,e}}{UA_g + UA_m + (1-r) \cdot m_a \cdot C_{p,a}}$	$T_{eq,g} = \frac{(UA_g + \phi_g) \cdot T_a + UA_m \cdot T^\circ_f}{UA_g + UA_m + \phi_g}$
	$A_g = UA_g + UA_m + (1-r) \cdot m_a \cdot C_{p,a}$	$A_g = UA_g + UA_m + \phi_g$

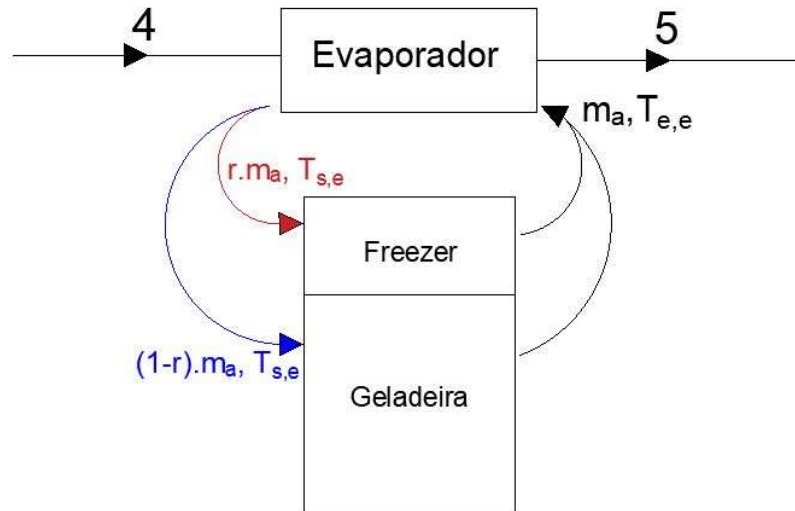
Fonte: Elaborado pelo autor com base em Borges et al. 2011.

A temperatura do ar na entrada do evaporador ($T_{e,e}$) é determinada por:

$$T_{e,e} = (1-r)T_g + rT_f \quad (22)$$

A Figura 9 é uma representação da circulação de ar entre o evaporador e as cabines refrigeradas. A massa de ar m_a sai do evaporador na temperatura $T_{s,e}$, uma fração r (determinada pela Equação 17) entra no freezer e a outra parte $(1-r)$ entra na geladeira. As duas frações se encontram e entram no evaporador com a temperatura $T_{e,e}$.

Figura 9 - Representação da circulação de ar entre as cabines refrigeradas e o evaporador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

2.3 CÁLCULO DO CONSUMO DE ENERGIA

Para determinar o consumo de energia do refrigerador são necessárias três informações, trabalho de compressão, a potência do ventilador presente no compartimento de comida congelada e o tempo que o compressor permanece ligado (*Run Time Ratio - RTR*).

O *RTR* é o tempo ligado do compressor (t_{on}) dividido pelo tempo total de um ciclo (tempo ligado mais tempo desligado) conforme a Equação (23) e o consumo de energia (EC) é calculado pela Equação (24), onde W_K é a potência do compressor e W_f é a potência do ventilador (Hermes et al., 2009).

$$RTR = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \quad (23)$$

$$EC = 0,72 \cdot RTR \cdot (W_K + W_f) \quad (24)$$

2.4 DADOS EMPÍRICOS

A Tabela 2 mostra os dados que são atribuições de entrada e foram obtidos de testes experimentais disponíveis na literatura (Borges et al., 2011). A temperatura ambiente nas análises realizadas é de 32 °C.

Tabela 2 – Dados obtidos de testes experimentais disponíveis na literatura

DADO	VALOR	UNIDADE
Condutância térmica do Compressor	$UA_K = 1,336$	W/K
Condutância térmica do Condensador	$UA_C = 8,51 + 0,120 T_a$	W/K
Condutância térmica do Evaporador	$UA_e = 12 + 0,266 T_a$	W/K
Condutância térmica da parede da Geladeira	$UA_g = 1,932$	W/K
Condutância térmica da parede do Freezer	$UA_f = 0,635$	W/K
Eficiência do Trocador de Calor	$\varepsilon_x = 0,572 + 0,00434 T_a$	-
Fração mássica do ar (Eq. 17)	$r = 0,894 - 0,00181 T_a$	-
Fator de correção da condutância do freezer	$\phi_f = -0,013$	W/K
Fator de correção da condutância da geladeira	$\phi_g = -0,545$	W/K
Capacidade Térmica do Freezer	$C_f = 1,971 \times 10^4$	J/K
Capacidade Térmica da Geladeira	$C_g = 6,092 \times 10^4$	J/K
Temperatura de Subresfriamento	$\Delta T_{sub} = 0$	°C
Temperatura de Superaquecimento	$\Delta T_{sup} = 3$	°C
Temperatura para Ligar	$T_{on} = -15,56 - 0,0325 T_a$	°C
Temperatura para Desligar	$T_{off} = -16,26 - 0,0943 T_a$	°C

Fonte: Elaborado pelo autor

Os valores da potência do ventilador dentro do freezer (W_f), da vazão mássica de ar entre o evaporador e as cabines refrigeradas (m_a) e da condutância térmica entre compartimentos (UA_m) não foram informados no artigo de referência (Borges et al., 2011). Portanto, esses valores foram ajustados através de tentativa e erro, mas considerando dados tipicamente encontrados em outros refrigeradores (Hermes e Melo, 2008; Hermes et al., 2009). A Tabela 3 mostra os valores ajustados para esses parâmetros, sendo ρ_{ar} a massa específica do ar, que foi avaliada utilizando a temperatura de entrada do evaporador e a pressão atmosférica.

Tabela 3 – Valores de UA_m , W_f e m_a

DADO	VALOR	UNIDADE
Condutância térmica entre compartimentos	$UA_m = 0,2$	W/K
Potência do ventilador	$W_f = 5$	W
Vazão mássica de ar	$m_a = 0,0146 \times \rho_{ar}$	kg/s

Fonte: Elaborado pelo autor

2.5 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O modelo de simulação foi implementado na plataforma EES (*Engineering Equation Solver*). O fluxograma de solução é ilustrado na Figura 10. O programa principal é executado chamando três rotinas em momentos distintos: (i) Subprograma Cabine ON, (ii) Subprograma Cabine OFF e (iii) Subprograma Sistema de Refrigeração. As duas primeiras rotinas são necessárias para determinação das temperaturas dos compartimentos quando o sistema está ligado (i) ou desligado (ii). A rotina (iii) é utilizada para calcular os parâmetros do sistema de refrigeração e a temperatura do ar na saída do evaporador, e seu algoritmo de solução é apresentado na Figura 11.

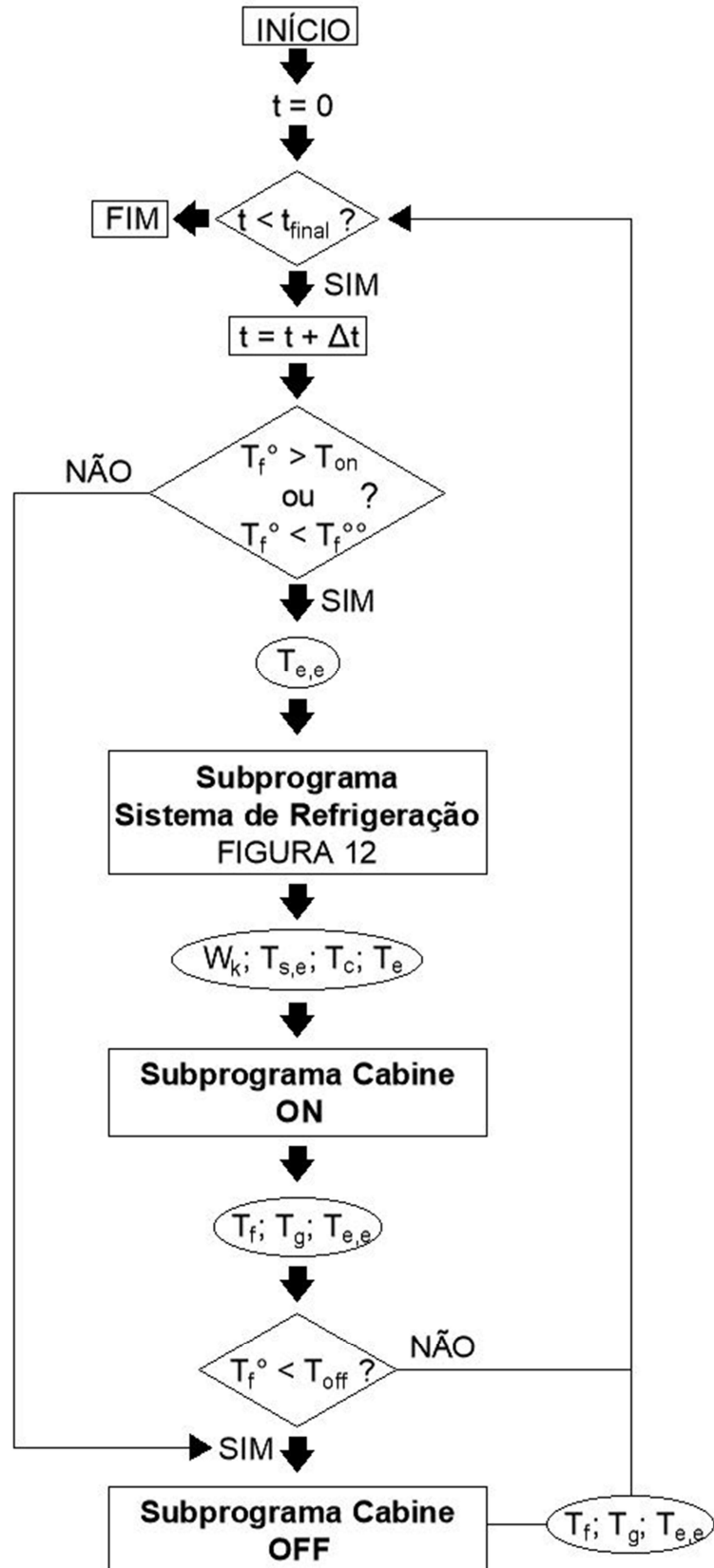
A temperatura do freezer (T_f) é a condição para o sistema de refrigeração ligar ou desligar. Sempre que T_f for maior que T_{on} o sistema de refrigeração vai estar ligado, sempre que for menor que T_{off} vai estar desligado. Quando T_f está entre T_{on} e T_{off} o programa irá avaliar se a temperatura está subindo ou descendo, pois se estiver subindo significa que as cabines refrigeradas estão aquecendo então o sistema de refrigeração está desligado, se a temperatura T_f estiver descendo, significa que o sistema de refrigeração está ligado e deve permanecer ligado até que esta temperatura seja menor que T_{off} ($T_f < T_{off}$). Essas condições são sempre testadas usando a temperatura do freezer do passo de tempo anterior (T_f°) ou ainda, para avaliar se a temperatura está caindo ou subindo, é usado a temperatura de dois passos de tempo anteriores ($T_f^{\circ\circ}$).

Seguindo o fluxograma ilustrado na Figura 10, o código realiza um primeiro teste condicional, avaliando se T_f é maior que T_{on} , ou se T_f está decrescendo. Em caso positivo, avança-se para o Subprograma Sistema de Refrigeração. Esse subprograma calcula W_K , $T_{s,e}$, T_c e T_e (potência consumida pelo compressor, temperatura do ar na saída do

evaporador, temperatura de condensação e temperatura de evaporação, respectivamente). O valor de $T_{s,e}$ é um dado de entrada para o Subprograma Cabine ON, onde os cálculos da Tabela 1 (coluna “Ligado”) são realizados e as temperaturas do freezer (T_f) e da geladeira (T_g) são atualizadas. Caso a resposta do teste condicional seja negativa, o Subprograma Cabine OFF é acionado, calculando-se novos valores para as temperaturas, mas agora utilizando as relações da coluna “Desligado” da Tabela 1. Depois dessa execução, checka-se se o tempo de simulação atingiu o tempo estabelecido. Em caso afirmativo, a simulação é finalizada. Caso contrário, o tempo é incrementado e realiza-se novamente a o primeiro teste condicional.

Após realizar a primeira etapa descrita acima, o código avalia o segundo teste condicional: se a T_f° é menor do que T_{off} . Essa é uma condicional aninhada à primeira, ou seja, para um determinado nível de tempo, o código realiza o primeiro teste apresentado no fluxograma da Figura 10 ($[T_f^\circ > T_{on}]$ ou $[T_f^\circ < T_f^{\circ\circ}]?$), e se a resposta for sim, o código realiza os cálculos de T_f e T_g conforme descrição do parágrafo anterior. Em seguida, é realizado o segundo teste condicional, e se este também for positivo (isso significa que T_f está decrescendo, mas agora está abaixo de T_{off}), o Subprograma Cabine OFF é executado, atualizando-se T_f e T_g (coluna OFF da Tabela 1). Depois disso, ou caso o segundo teste seja negativo ($T_f^\circ > T_{off}$), checka-se se o tempo de simulação atingiu o tempo estabelecido. Em caso afirmativo, encerra-se a simulação e em caso negativo, incrementa-se o tempo e reiniciam-se os cálculos.

Figura 10 – Fluxograma de Solução



Fonte: Elaborado pelo autor

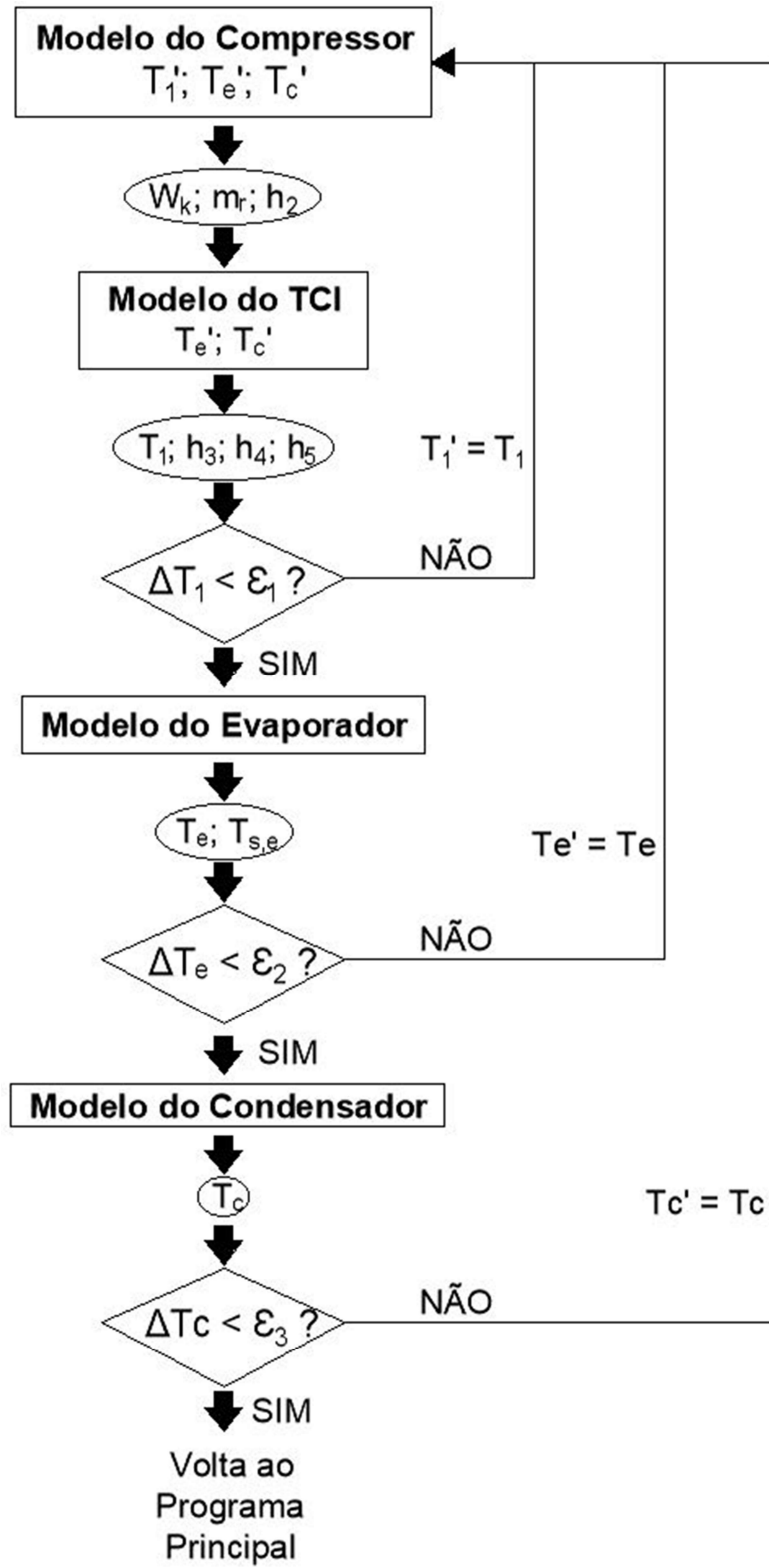
Descreve-se agora o procedimento de solução do Subprograma Sistema de Refrigeração. O sistema de equações associado a essa rotina é não-linear e de difícil convergência. Por isso, optou-se por organizar o sistema total em pequenos sistemas de equações, um para cada componente do sistema de refrigeração. O método de *Newton-Raphson* é utilizado para resolver o sistema de equações resultante de cada componente.

Seguindo a ordem de solução da Fig. 11, a primeira parte consiste na solução das equações do compressor e do trocador de calor intermediário (TCI). Um teste de convergência é realizado ao final da execução da rotina do TCI, utilizada para atualizar o valor da temperatura na entrada do compressor (T_1). Se o valor atualizado de T_1 for suficientemente próximo da estimativa da iteração, avança-se para a rotina do evaporador. Caso contrário, retorna-se para a rotina do compressor, T_1 assume o valor de T_1 e os cálculos são reiniciados.

A rotina do evaporador é executada, calculando-se a temperatura do ar na saída do evaporador ($T_{s,e}$) e a temperatura de evaporação (T_e). Caso o valor obtido para T_e desvie significativamente do valor da iteração anterior, retorna-se ao modelo do compressor, T_e assume o valor de T_e e reiniciam-se os cálculos. Caso contrário, o modelo avança para a rotina do condensador.

Finalmente, a rotina do condensador é executada, determinando-se a temperatura de condensação. Checa-se a convergência, comparando-se o valor calculado com aquele da iteração anterior, e finaliza-se a simulação caso o critério seja atendido. Caso contrário, retorna-se ao início da simulação do sistema.

Figura 11 – Subprograma Sistema de Refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

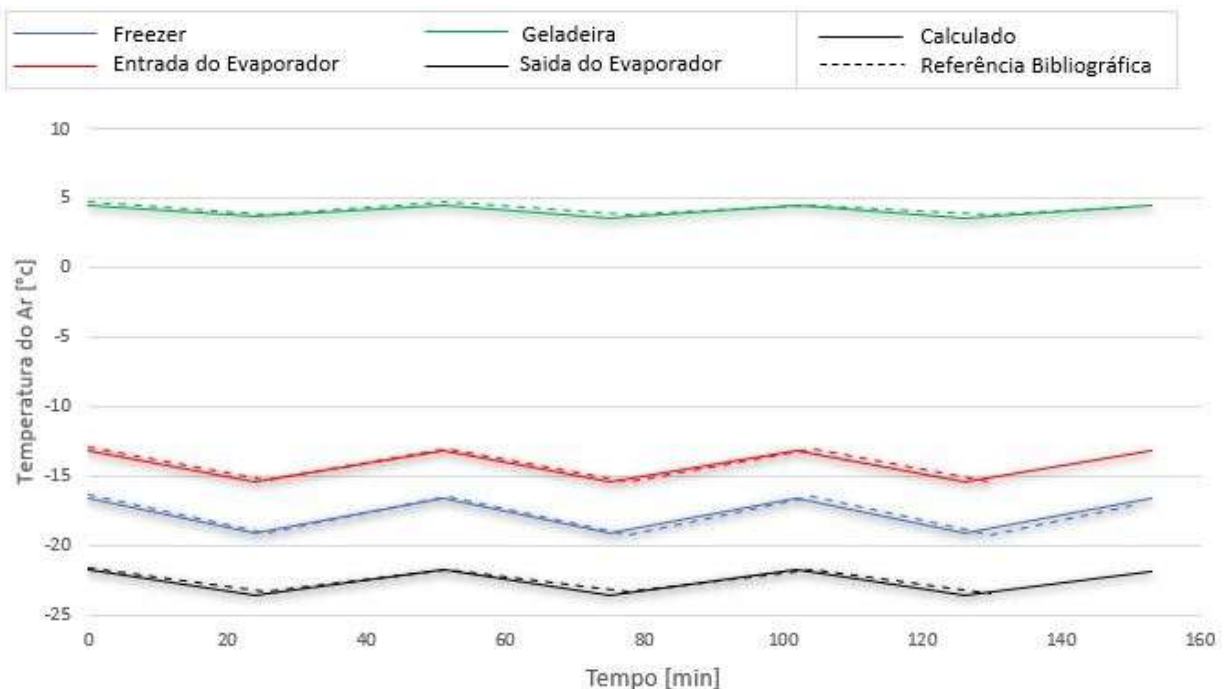
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos com a modelagem, iniciando-se pela validação do modelo, depois é feita uma análise do consumo de energia utilizando dados de compressores reais na simulação e uma análise do efeito da variação da condutância térmica UA_c e UA_e no consumo de energia.

3.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

A Figura 12 abaixo mostra o resultado da simulação em comparação a literatura utilizando os valores encontrados, sendo a linha contínua os valores obtidos na modelagem apresentada neste trabalho e a linha pontilhada os valores da modelagem de Borges et al. (2011). Os valores são referentes aos três primeiros ciclos após se atingir o estado de regime permanente e o passo de tempo (Δt) adotado para a simulação foi 60 segundos.

Figura 12 – Comparação entre calculado e o valor encontrado na referência para o comportamento da temperatura nas cabines refrigeradas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 4 compara alguns parâmetros da referência principal (valores da coluna Referência) com os valores calculado no presente trabalho. A maior diferença é 5,1% do *Runtime Ratio* e o valor foi considerado aceitável para a validação do modelo.

Tabela 4 – Comparação entre dados calculados e dados disponíveis na referência.

Parâmetro	Referência	Calculado	Diferença
Freezer [°C]	-18	-17,7	-0,3
Geladeira [°C]	4,3	4,1	0,2
Consumo de Energia [kWh/mês]	49,4	48,65	-1,5%
<i>Runtime Ratio</i>	0,496	0,471	-5,1%

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 ANÁLISES PARAMÉTRICAS

Depois de validado o modelo, algumas análises paramétricas são propostas com objetivo de avaliar o efeito do compressor e dos coeficientes de troca térmica no consumo de energia no refrigerador.

3.2.1 Impacto do Compressor no Consumo de Energia

Foi comparado o consumo de energia (EC) do refrigerador para cinco modelos de compressores reais. Todos os parâmetros do refrigerador foram mantidos e apenas alterados os dados e as curvas de eficiência volumétrica e global (η_v e η_g) do compressor que foram deduzidas de catálogos de um fabricante. A Tabela 5 mostra os dados dos cinco compressores utilizados nas simulações sendo Referência o compressor apresentado na literatura base com um volume deslocado de 6,76 cm³, capacidade de refrigeração (Q_e) de 232 W e eficiência (COP) igual a 1,41. Todos os compressores analisados têm mesma frequência de operação igual a 60 Hz, utilizam R134a como fluido refrigerante e tiveram seus dados obtidos de catálogos mediante teste do compressor em condição normatizada¹.

¹ Todos os compressores tiveram seus dados obtidos sob a mesma condição de teste: ASHRAE, Retorno do Gás 32,2°C, Evaporação -23,3°C, Condensação 54,4°C, Ambiente 32,2°C, Líquido 32,2°C.

Tabela 5 – Dados dos compressores analisados

Compressor	Volume [cm³]	Qe [W]	COP[-]
Referência	6,76	232	1,41
Compressor 1	6,76	229	1,52
Compressor 2	9,26	279	1,1
Compressor 3	5,19	190	1,85
Compressor 4	5,19	185	1,33

Fonte: Elaborado pelo autor com base nos catálogos dos compressores.

Tendo em vista que o consumo de energia está diretamente relacionado com a potência consumida pelo compressor e ao RTR, a Figura 13 mostra a comparação feita em relação a potência consumida pelos cinco compressores, a Figura 14 mostra o RTR e a Figura 16 mostra o Consumo de Energia.

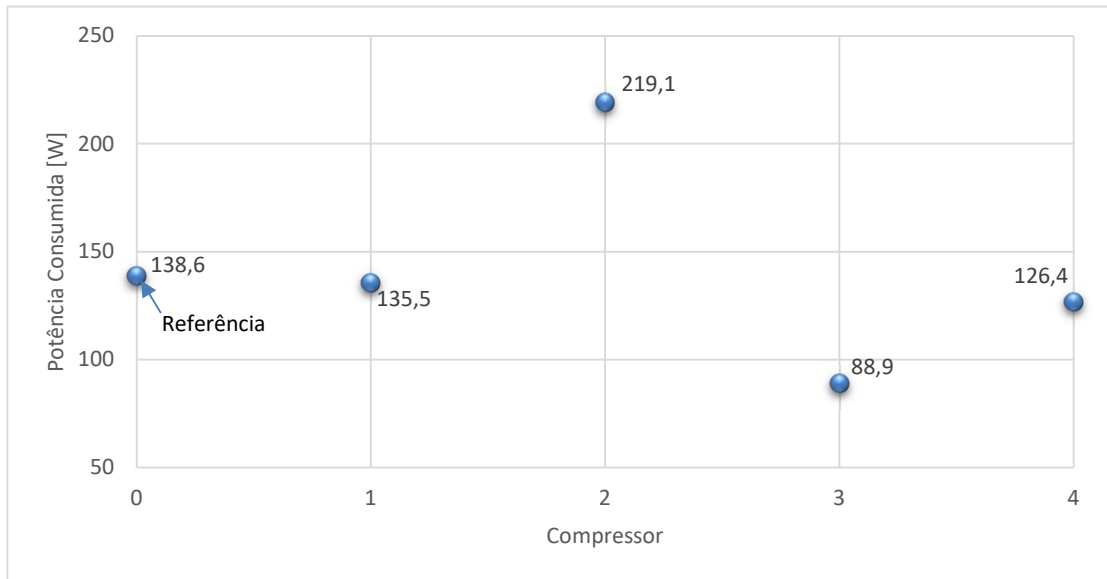
O compressor Referência e o Compressor 1 possuem o mesmo volume deslocado e por possuírem capacidades de refrigeração semelhantes eles têm o mesmo RTR conforme a Fig. 14. Tendo em vista que o Compressor 1 possui maior eficiência que o Referência, a potência e o consumo de energia são proporcionalmente menores conforme a Fig. 13 e 15 respectivamente.

O Compressor 2 possui o maior volume deslocado, conseqüentemente a maior capacidade de refrigeração e o menor RTR pois resfriando mais rápido passa menos tempo ligado. Porém, devido à baixa eficiência, a potência consumida é muito grande (Figura 13) e mesmo passando menos tempo ligado é o compressor que mais consome energia (Figura 15).

O Compressor 3 e 4 tem o mesmo volume deslocado, conseqüentemente as capacidades de refrigeração são similares e o RTR difere apenas 3,8% entre eles. Devido a grande diferença de eficiência, o Compressor 3 consome 31% menos potência e quase na mesma proporção menor consumo de energia em relação ao Compressor 4.

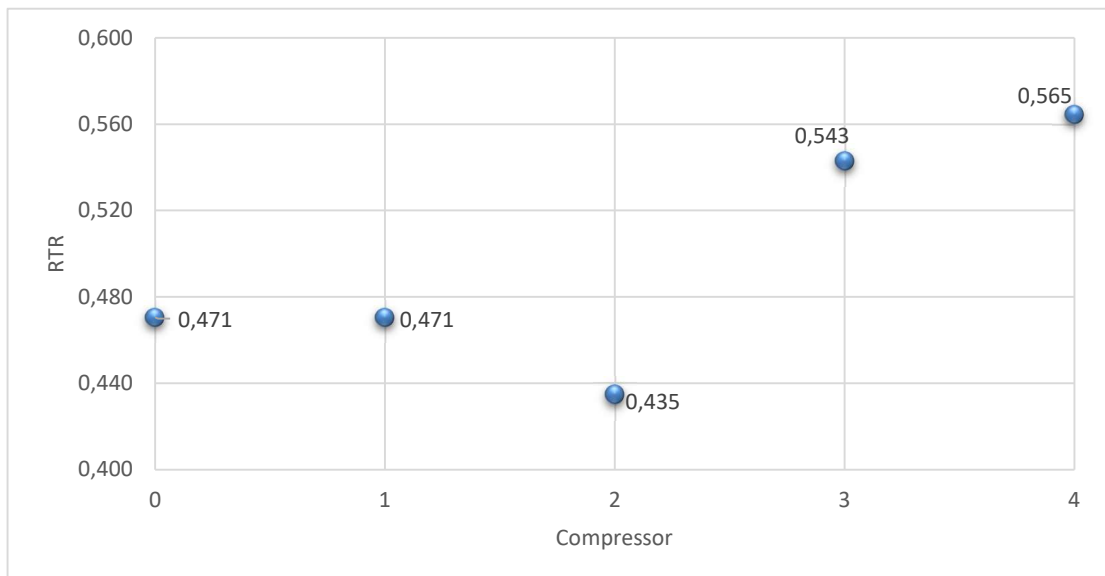
A Tabela 5 mostra que o Compressor 2 tem uma capacidade de refrigeração 17% maior do que o Referência, mas olhando para a Figura 15, o consumo de energia é 31% maior, enquanto o Compressor 3, com 22% menos capacidade de refrigeração em relação ao Referência, consome 17% menos energia.

Figura 13 – Potência Consumida pelos Compressores



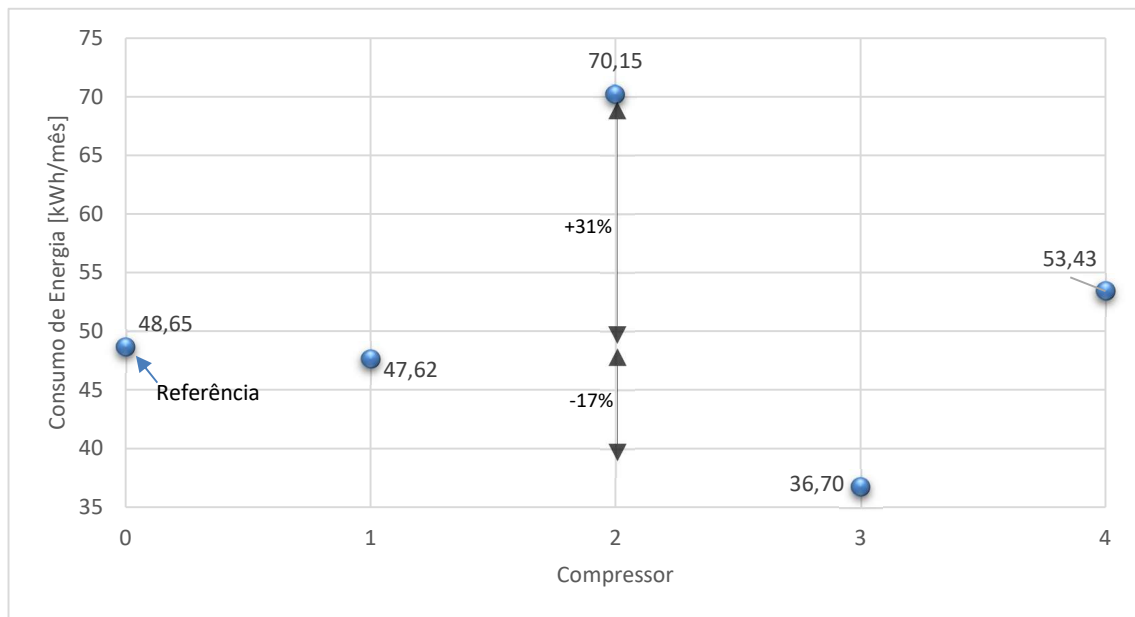
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 14 – Run Time Ratio (RTR) dos Compressores



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 15 – Análise do Consumo de Energia para Cada Modelo de Compressor



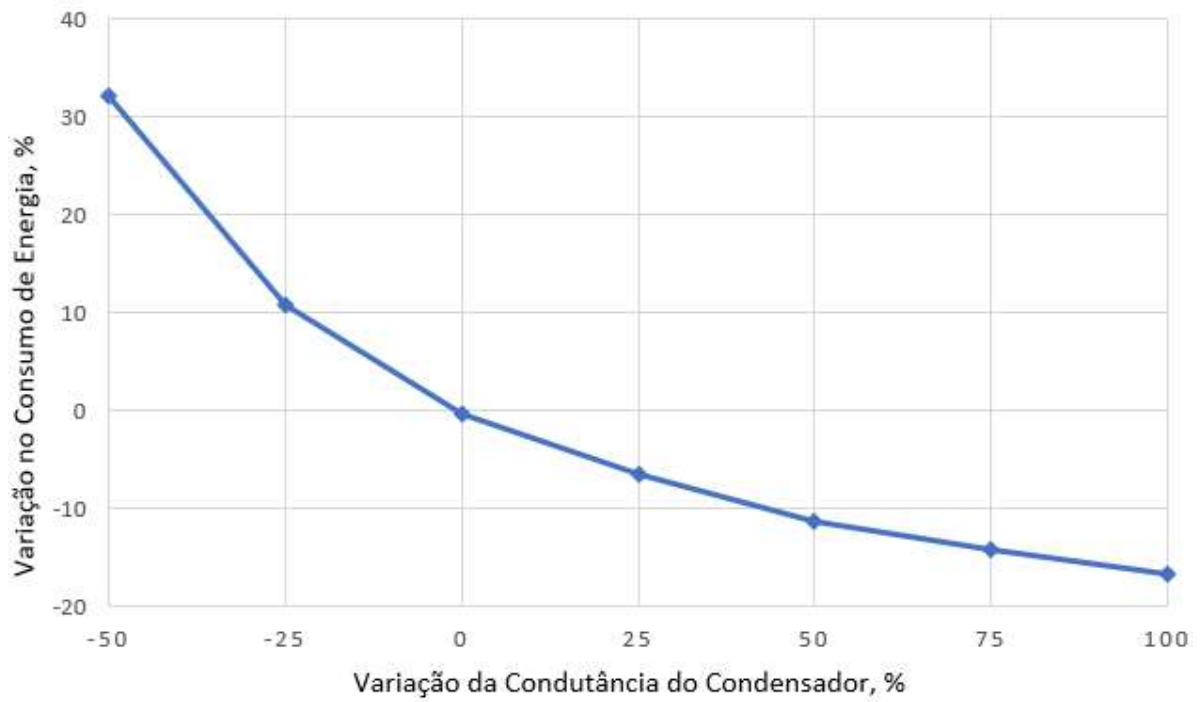
Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2.2 Impacto do Evaporador e do Condensador no Consumo de Energia

Conforme observa-se na Figura 16 e 17, o consumo de energia diminui de forma assintótica à medida que a condutância térmica aumenta. Isso ocorre porque em um certo ponto o impacto da condutância térmica se torna insignificante na diferença de temperatura entre o meio ambiente e o trocador de calor (evaporador ou condensador) e da mesma forma a variação do consumo de energia (Borges et al., 2011).

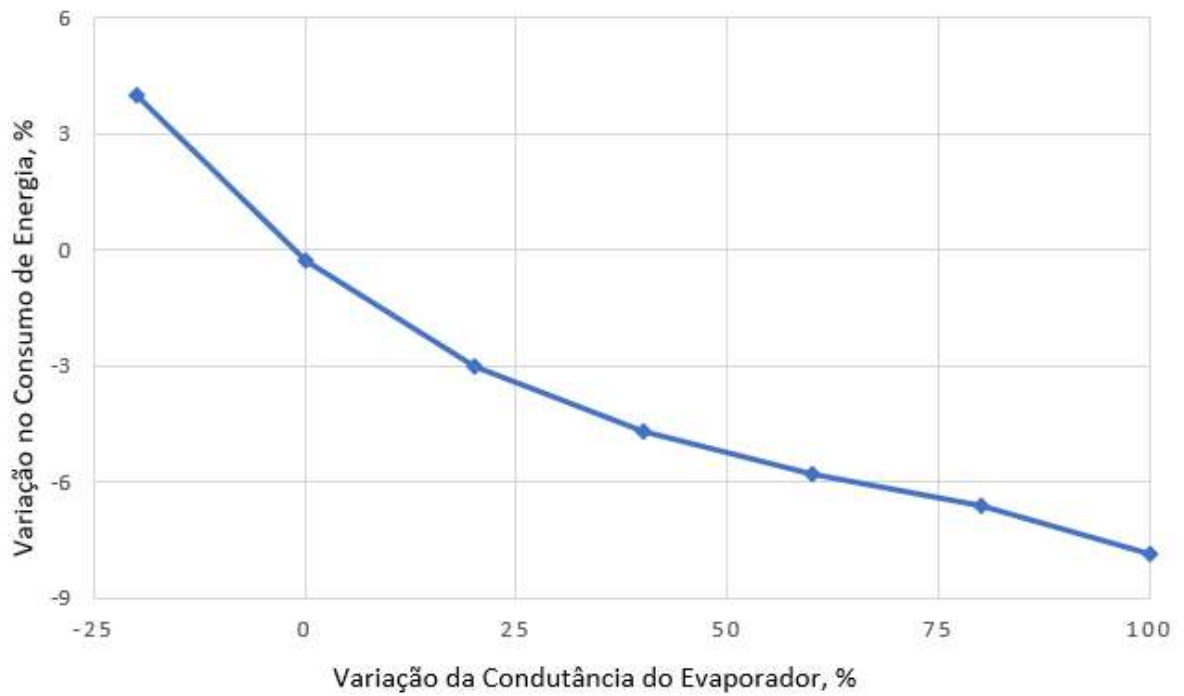
Ainda analisando as Figuras 16 e 17, nota-se que ao dobrar os valores de UA_c e UA_e , o consumo de energia diminui em 16,7% e 8%, respectivamente. Isso significa que há maior margem para melhorias no projeto do condensador do que no projeto do evaporador, para este refrigerador especificamente.

Figura 16 – Efeito da Condutância do Condensador no Consumo de Energia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 17 – Efeito da Condutância do Evaporador no Consumo de Energia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4 CONCLUSÃO

Este trabalho consistiu na implementação de um modelo computacional e simulação de um Refrigerador Doméstico. O modelo seguiu uma abordagem semi-empírica, conforme proposto por Borges et al. (2011), analisando os compartimentos do refrigerador de forma transiente e o sistema de refrigeração de forma estacionária, ambos seguindo uma formulação integral. Os resultados do modelo implementado foram validados com dados da literatura (Borges et al., 2011), mostrando máximo desvio de $0,3^{\circ}\text{C}$ nas principais temperaturas, 1,5% em termos de consumo de energia e 5,1% em RTR.

Ao final, realizou-se um estudo paramétrico a fim de verificar o efeito da alteração de compressor e das condutâncias térmicas dos trocadores de calor sobre o consumo de energia do sistema. Observou-se que um compressor de menor porte consegue resfriar e manter a operação normal de um refrigerador. Para isso, irá permanecer mais tempo ligado, porém, mesmo com um RTR maior, por exigir uma potência menor, pode consumir menos energia se for um compressor com alta performance. Um compressor grande com alta Capacidade de Refrigeração e baixa eficiência consegue permanecer menos tempo ligado, mas de forma desproporcional, consome 30 % mais energia do que compressores menores. Com relação ao efeito das condutâncias térmicas dos trocadores de calor, notou-se que, o consumo de energia tende a um comportamento assintótico, à medida em que as condutâncias são aumentadas. Além disso, para o refrigerador analisado, observou-se que alterações no condensador foram mais impactantes no consumo de energia do que alterações no evaporador.

REFERÊNCIAS

Borges BN, Hermes CJL, Gonçalves JM, Melo C. **Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach**. Appl Energy 2011;88:748–754

BRASIL. IBGE. **Como são os domicílios dos brasileiros?** 2020. Disponível em: <https://educa.ibge.gov.br/criancas/brasil/atualidades/20825-como-sao-os-domicilios-dos-brasileiros.html#:~:text=O%20IBGE%20tamb%C3%A9m%20investiga%20a,1%25%20dos%20domic%C3%ADlios%20possu%C3%ADam%20geladeira..> Acesso em: 05 jun. 2020.

FANTINEL, Andreia. **Substituição de geladeiras da CEEE alcança 87% do projeto no primeiro mês**. A CEEE, Porto Alegre, 01/11/2018. Disponível em: <<https://www.ceee.com.br/noticias/substituicao-de-geladeiras-da-ceee-alcanca-87-do-projeto-no-primeiro-mes>>. Acesso em: 16/06/2020.

HERMES, Christian Johann Losso. **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. 2006. 297 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Engenharia e Ciências Térmicas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006. Cap. 9.

Hermes CJL, Melo C. **A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators**. Int J Refrig 2008;31:1341–57.

Hermes CJL, Melo C, Knabben FT, Gonçalves JM. **Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation**. Appl Energy 2009;86:1311–9.

Klein SA. **Engineering equation solver**. Professional Version 6.671. FChart Software, Madison, WI; 2003

PEREIRA, Luiz Gustavo. **Simulação Semi-Empírica de Refrigeradores Domésticos**. 2009. 142 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

TRAMONTIN, Leticia Recco. **Modelagem Simplificada de um Compressor Alternativo Hermético**. 2019. 25 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Energia, Universidade Federal de Santa Catarina, Araranguá, 2019.