

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CONDICIONADORES DE AR DO TIPO SPLIT COM VELOCIDADE VARIÁVEL (INVERTER) E DO TIPO COM VELOCIDADE FIXA (ON-OFF) PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ENERGÉTICO

Guilherme de Deus Macedo ¹; Marco Antonio Soares de Paiva ²

¹ Aluno de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. *Os modelos atuais mais modernos de condicionadores de ar domésticos são os do tipo split em que o controle de capacidade é obtido pelo uso de compressores de velocidade variável. Em contraposição a eles, existem os modelos mais tradicionais, em que o controle de capacidade é feito mediante o ligamento-desligamento do equipamento (split on-off ou não-inverter). O trabalho apresenta os resultados de simulações numéricas baseadas em modelos térmicos simples feitas para esses dois tipos de condicionadores de ar, tendo como principal foco a análise do efeito da diferença de temperatura nos trocadores de calor sobre o consumo diário de energia para operação em um ambiente com perfil de carga térmica típico.*

Introdução

O desempenho energético de condicionadores de ar residenciais é um assunto que tem sido tratado com frequência atualmente, principalmente em decorrência da questão do aquecimento global, uma vez que o conforto térmico de ambientes é item responsável por uma parcela significativa de emissão de CO₂ no meio ambiente, seja diretamente quando se queima um combustível para aquecimento ou quando o combustível é queimado em usinas de potência termoeletricas. Essa preocupação pode ser ainda maior nos países em desenvolvimento, em que é grande o crescimento do mercado para este tipo de bem de consumo, o qual apresenta elevado potencial para crescimento do consumo de energia elétrica. A utilização de condicionadores de ar com eficiência energética elevada pode atrasar a construção de centrais de geração de potência elétrica, poupando recursos que são relativamente limitados nesses países. O Instituto Mauá de Tecnologia realizou em 2018 uma pesquisa de natureza experimental visando determinar o desempenho energético comparativo de dois condicionadores de ar do tipo split, um com tecnologia inverter (compressor de velocidade variável) e outro com tecnologia tradicional (não inverter), com controle de capacidade tipo *on-off* (liga-desliga) (Peixoto, Paiva, Melero, 2019). Os resultados experimentais obtidos mostraram que a redução de consumo com o uso do modelo inverter variou de 61 a 70 % nos meses de março a maio, um resultado excepcional. O mesmo trabalho evidenciou que a uniformidade de temperatura é maior no ambiente com o condicionador do tipo inverter, ou seja, o conforto térmico propiciado aos ocupantes é maior.

É de interesse investigar as causas principais da redução de consumo obtida pelo condicionador inverter. Ao abordar qualitativamente essa questão, surgem de início algumas dúvidas. Argumenta-se que, se por um lado o condicionador inverter se adapta à demanda de resfriamento reduzida por meio da diminuição da velocidade do compressor, propiciando a redução de seu consumo de energia em decorrência da redução da vazão de fluido refrigerante, por outro lado, apesar do condicionador convencional tipo *on-off* operar a plena carga nessas mesmas condições, o compressor fica ligado apenas uma fração do tempo. Qual fator é preponderante?

O presente trabalho tem o objetivo de responder a questões desse tipo e, para isso foi desenvolvido um modelo numérico simplificado do ciclo termodinâmico dos condicionadores de ar de ambos os tipos (inverter e não-inverter). Com esses modelos, foi realizada a simulação da operação dos equipamentos em um dia típico do mês de janeiro para um ambiente com carga térmica de pico próxima à capacidade dos equipamentos. O ambiente condicionado tomado como referência é a sala de um dos prédios do campus do IMT, situado na cidade de São Caetano do Sul.

O perfil de carga térmica desse ambiente foi obtido no âmbito de um estudo efetuado pela GMS tratando do condicionamento de ar de um dos prédios do Campus.

A maioria dos trabalhos de simulação numérica de ciclos de refrigeração existentes na literatura utiliza o equacionamento de regime permanente para o ciclo termodinâmico. Ou seja, não são considerados nas equações os termos de variação de massa e energia com o tempo. Não obstante, as variáveis dependentes podem variar (pressões e temperaturas) em decorrência da alteração de valor das variáveis independentes (dados de entrada), como, por exemplo, a carga térmica, a temperatura do ambiente condicionado e a do meio externo. Usar o modelamento de regime permanente significa apenas ser imediata a resposta do equipamento quando o valor de uma variável independente do problema é alterado. Tal simplificação é relativamente precisa para os equipamentos de pequeno porte. Para o condicionador de ar tradicional (*on-off*), o modelamento tradicional é simples e o consumo de energia pode ser calculado avaliando a porcentagem do tempo que o equipamento fica ligado para cada condição de carga térmica e temperatura externa. No presente trabalho, ao modelamento do equipamento não-inverter (*on-off*) foi adicionado um modelo simples de inércia térmica do ambiente condicionado (mobiliário e ar) para que o efeito de variação de sua temperatura na faixa de controle fosse analisado.

Para o condicionador de ar inverter, o modelamento tradicional deve ser modificado. O *set-point* da temperatura do ambiente condicionado deve ser fixado, calculando-se a vazão de fluido refrigerante requerida para produzir a taxa de resfriamento no evaporador que se iguala à carga térmica do ambiente. Trabalhos mais recentes apresentam modelos relativamente complexos para condicionadores inverter, vide Barbosa Jr. e Ribeiro (2016) e Zhang, Yu e Zhang (2004) e podem ser referência para uma etapa subsequente ao presente trabalho.

São apresentados neste trabalho os principais aspectos dos modelos numéricos desenvolvidos e os resultados obtidos aplicando-os a um estudo de caso.

Material e Métodos

- Condicionador Inverter

As equações utilizadas no modelamento do condicionador split inverter são apresentadas a seguir. Considerou-se um ciclo de refrigeração por compressão de vapor sem perda de carga, com graus de superaquecimento e de subresfriamento fixos, respectivamente de 5 e 3 °C. Foi considerado que o compressor tem rendimento isoentrópico igual a 0,9. A equação de transferência de calor no evaporador:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = H_{\text{ar,evap}} A_{\text{evap}} \Delta T_{\text{ML,evap}} \quad (1)$$

onde \dot{Q}_{evap} é taxa de calor no evaporador; $H_{\text{ar,evap}}$, o coeficiente de convecção do lado do ar ($\text{W/m}^2\text{K}$); A_{evap} , a área de troca de calor externa no evaporador. A diferença de temperatura média logarítmica entre a parede do tubo e o ar:

$$\Delta T_{\text{ML,evap}} = \frac{(T_{\text{sala}} - T_{\text{evap}}) - (T_{\text{ins,ar}} - T_{\text{evap}})}{\ln \frac{T_{\text{sala}} - T_{\text{evap}}}{T_{\text{ins,ar}} - T_{\text{evap}}}} \quad (2)$$

onde T_{evap} é a temperatura de evaporação (°C); $T_{\text{ins,ar}}$, a temperatura de insuflamento do ar na sala (°C); T_{sala} , a temperatura do ar no ambiente condicionado – *set-point* (°C). A equação (1) considera que a resistência térmica de convecção interna ao tubo e a de condução do tubo são desprezíveis. Considera também que a transferência de calor ocorre com parede seca do lado do ar, o que é

aceitável no caso porque é pequena a parcela de calor latente do ambiente condicionado estudado. Foi fixado como parâmetro que:

$$T_{ins,ar} = T_{sala} - 10 \quad (3)$$

na condição de carga térmica plena. A taxa de transferência de calor no condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = H_{ar,cond} A_{cond} (T_{cond} - T_{ar,ext}) \quad (4)$$

onde: \dot{Q}_{cond} é taxa de calor transferida no condensador; $H_{ar,cond}$, o coeficiente de convecção do lado do ar (W/m^2K); A_{cond} , a área de troca de calor externa no condensador; T_{cond} , a temperatura de saturação na pressão de condensação ($^{\circ}C$); $T_{ar,ext}$, a temperatura de bulbo seco do ar externo. Foi considerado na equação (4) que a temperatura do ar externo eleva-se pouco ao passar pelo condensador em decorrência de uma vazão elevada. Assim como no evaporador, a resistência térmica de convecção interna ao tubo e a de condução do tubo foram desprezadas. Os balanços de energia do ciclo de refrigeração:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{refr} (h_1 - h_4) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{refr} (h_2 - h_3) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{cp,ideal} = \dot{m}(h_{2,iso} - h_1) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (8)$$

$$h_4 = h_3 \quad (9)$$

Nas equações anteriores, a letra “h” designa a propriedade entalpia específica e os índices são: 1, entrada do compressor; 2,iso, saída do compressor na compressão isoentrópica; 2, saída do compressor, na compressão real; 3, saída do condensador; 4, entrada do evaporador. A variável \dot{W}_{cp} é a potência do compressor (W). A eficiência isoentrópica do compressor:

$$\eta_{cp} = \frac{\dot{W}_{cp,ideal}}{\dot{W}_{cp}} \quad (10)$$

O coeficiente de desempenho do ciclo:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{cp}} \quad (11)$$

Para o condicionador inverter, é válida a relação:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{carga} \quad (12)$$

onde, \dot{Q}_{carga} é a carga térmica atual no ambiente condicionado. Para os coeficientes de convecção do ar, foram admitidos os seguintes valores constantes:

$$H_{evap} = 300 W/m^2.K \quad (13)$$

$$H_{\text{cond}} = 500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (14)$$

O equipamento para o qual a simulação foi realizada não tinha A_{evap} e A_{cond} conhecidas. No entanto, para a condição de carga plena (9000 Btu/h), dispunha-se das relações aproximadas:

$$T_{\text{sala,s}} - T_{\text{evap}} = 11 \quad (15)$$

$$T_{\text{cond}} - T_{\text{ar,ext}} = 15 \quad (16)$$

que permitiram a estimação daquelas áreas, as quais, posteriormente, quando da simulação numérica para várias condições operacionais, tornaram-se parâmetros de entrada. Com o modelo apresentado, é possível obter por simulação numérica as variáveis T_{evap} , T_{cond} , \dot{m}_{refr} , \dot{W}_{cp} , \dot{Q}_{cond} , COP para quaisquer valores de $T_{\text{ar,ext}}$ e \dot{Q}_{carga} . Observe-se que a vazão de fluido refrigerante e as demais variáveis calculadas podem variar bastante ao longo do dia para o condicionador inverter, uma vez que a carga térmica e $T_{\text{ar,ext}}$ podem sofrer igualmente variações consideráveis nesse intervalo de tempo e o compressor se ajusta para satisfazer a equação (12).

- Condicionador não-inverter

São apontadas a seguir as principais modificações do modelo em relação ao modelo matemático desenvolvido para o condicionador inverter. A temperatura T_{sala} não tem mais um valor constante. Ela varia ao redor da temperatura de *set-point* $T_{\text{set-point}}$, na faixa de controle fixada (+/- 1 °C). A taxa de resfriamento produzida pelo evaporador não se iguala mais à carga térmica do ambiente; é um valor determinado pela capacidade do condicionador não-inverter. A diferença entre elas é responsável pela taxa de variação de temperatura do ar no ambiente condicionado. A variação de T_{sala} com o tempo é obtida por meio do balanço de energia:

$$\dot{Q}_{\text{carga}} - \dot{Q}_{\text{evap}} = (M_{\text{ar,sala}} C_{v,\text{ar}} + M_{\text{moveis}} C_{v,\text{moveis}}) \frac{dT_{\text{sala}}}{dt} \quad (17)$$

onde $M_{\text{ar,sala}}$ é a massa de ar contido no espaço do ambiente condicionado (kg); M_{moveis} , a massa do mobiliário da sala (kg); C_v , seus calores específicos. Foram arbitradas massas que produziram na simulação numérica, valores realistas de tempo para o ciclo liga-desliga.

A vazão de fluido refrigerante é obtida utilizando um modelo adequado para o compressor. A relação entre vazão volumétrica e vazão mássica:

$$\dot{m}_{\text{refr}} = \frac{\dot{V}_{\text{cp}}}{v_1} \quad (18)$$

onde \dot{V}_{cp} é a vazão volumétrica real do compressor (m^3/s); v_1 , o volume específico do refrigerante na saída no evaporador (entrada do compressor). Para o compressor:

$$\dot{V}_{\text{cp}} = \dot{V}_{\text{desl}} (1 - f_{\text{nocivo}}) \quad (19)$$

onde \dot{V}_{desl} é o vazão volumétrica de deslocamento do compressor (m^3/s); f_{nocivo} , a fração de espaço nocivo, fixada em 0,05. Para a obtenção de uma capacidade de resfriamento de 9000 BTU/h

(2637 W), obteve-se $\dot{V}_{\text{desl}} = 0,000498 \text{ m}^3/\text{s}$, que se tornou um parâmetro para o modelo numérico.

- Modelo de carga térmica do ambiente condicionado

Como mencionado anteriormente, para realização de um estudo de caso, foi considerado o perfil de carga térmica teórico da sala de um dos prédios do campus do IMT. A carga de pico calculada para o mês de janeiro é um pouco menor do que a capacidade dos equipamentos considerados (9000 BTU/h). Foi aplicado um fator de correção para igualar os valores entre a demanda e a capacidade. O perfil de carga térmica corrigido obtido é apresentado na figura a seguir.

Figura 1. Perfil de carga térmica do ambiente condicionado tomado como caso de estudo.



Para a temperatura do ar externo, foi considerada o perfil diário típico do mês de janeiro da cidade de São Caetano do Sul, segundo os valores produzidos pelo software HAP (2019), vide Figura 2 a seguir.

Figura 2. Variação de TBS de São Caetano do Sul para um dia típico de janeiro.



Resultados e Discussão

Foram realizadas simulações numéricas da operação dos dois condicionadores de ar e os principais resultados obtidos são a seguir apresentados na forma de gráficos. O *set-point* de temperatura adotado para o ambiente condicionado foi de 24 °C, fixo para o inverter e com faixa de

variação de $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$, para o não inverter. A Figura 3, a seguir, apresenta a variação da temperatura do ambiente condicionado ao longo do dia.

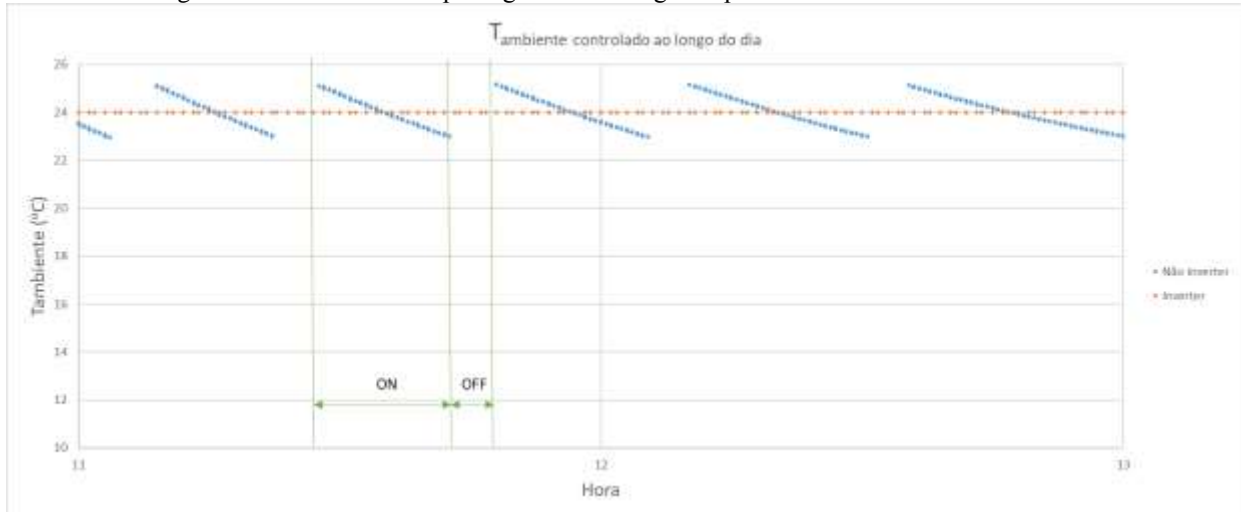
O que pode ser destacado nessa figura é a duração do ciclo liga-desliga para o condicionador não-inverter. O intervalo de tempo na condição “ligado” é pequeno nos momentos de baixa carga térmica e longo ao redor das 15h, horário em que o equipamento está operando a plena carga.

Figura 3. Distribuição de temperatura do ambiente condicionado ao longo do dia.



A Figura 4, a seguir, é uma ampliação da anterior para a faixa de horário entre 11 e 13 h, visando destacar o intervalo de tempo “ligado” e o “desligado”.

Figura 4. Intervalos de tempo “ligado” e “desligado” para o condicionador não-inverter.



A Figura 5 a seguir apresenta a variação da taxa de resfriamento produzida pelos evaporadores dos dois condicionadores de ar. Para o condicionador inverter, a curva é idêntica à de carga térmica. Para o não-inverter, ela oscila um pouco ao redor do valor de 2750 W. O ajuste da carga de resfriamento média à carga térmica do ambiente é conseguido às custas do ligamento e desligamento do equipamento, como fica evidenciado na figura.

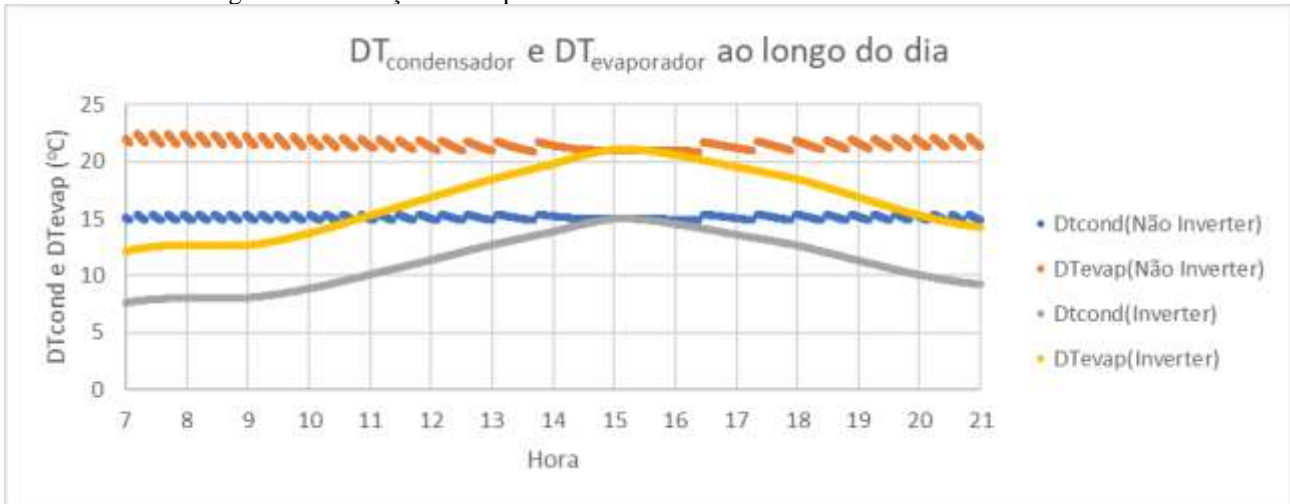
A Figura 6 apresenta as diferenças de temperaturas nos trocadores de calor dos condicionadores inverter e não-inverter:

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{condensador}} &= T_{\text{condensação}} - T_{\text{ar,ext}} \\ \Delta T_{\text{evaporador}} &= T_{\text{sala}} - T_{\text{evaporação}}\end{aligned}\tag{20}$$

Figura 5. Perfil da taxa de calor trocado no evaporador dos condicionadores de ar.



Figura 6. Diferenças de temperaturas nos trocadores de calor dos condicionadores.



No evaporador do condicionador não-inverter, a diferença de temperatura no evaporador é sempre próxima de 23 °C, ao longo de todo o dia. Para o não-inverter, o valor máximo de ΔT é obtido apenas no instante de carga térmica de pico. Quando a carga térmica é parcial, essa variável tem valor sempre menor, atingindo o valor mínimo de cerca de 12 °C, às 7h. Isso ocorre em virtude da equação (1). O equipamento não-inverter fica ligado o tempo todo e quanto menor a taxa de transferência de calor instantânea, menor o ΔT requerido. Para o condicionador não-inverter, no entanto, a vazão mássica de fluido refrigerante é praticamente invariante e a taxa de calor transferida é praticamente aquela da condição nominal durante o intervalo de tempo “ligado” do ciclo, exigindo um ΔT elevado nesse período. Em resumo, em cargas parciais o condicionador inverter opera durante todo o tempo com um pequeno ΔT , enquanto que o não-inverter opera, sempre que está ligado, com o máximo ΔT . Para o condensador os resultados são análogos.

As figuras a seguir apresentam o consumo dos compressores e o COP dos dois condicionadores ao longo do dia. Como se observa, a potência demandada pelo compressor do condicionador inverter é sempre menor do que a do modelo não-inverter. Não obstante, o compressor do equipamento não-inverter não fica ligado todo o tempo. A igualdade entre os dois ocorre apenas no momento de carga térmica de pico. É importante destacar que essa igualdade foi uma condição imposta no modelamento numérico, ou seja que a potência consumida em condições de plena carga fosse a mesma para os dois equipamentos, pois só assim o efeito da carga parcial sobre o desempenho dos equipamentos poderia ser aquilatado.

A rigor, a Figura 7 é insuficiente para determinar se o modelo inverter é mais econômico do

ponto de vista energético, uma vez que isso depende da fração de tempo que o compressor do não-inverter fica ligado.

Figura 7. Potência dos compressores ao longo do dia.



A Figura 8 a seguir apresenta a variação do COP dos dois condicionadores ao longo do dia.

Figura 8. COP dos condicionadores ao longo do dia.



Novamente eles se igualam apenas no instante de carga de pico, instante em que atingem valor próximo de 4. Nos demais instantes, o modelo inverter tem COP sempre maior que o não-inverter, chegando a ter um valor máximo de 12, às 7h. Isso ocorre essencialmente em virtude do modelo inverter operar com valores médios menores de ΔT nos trocadores de calor. Como se sabe, a diferença de temperatura em trocadores de calor é uma causa de ineficiência (maior ΔT , processo mais irreversível, maior potência consumida). O gráfico da figura 8 é suficiente para se poder afirmar que o consumo de energia em Wh ao final do dia será menor para o condicionador inverter, uma vez que:

$$COP_{\text{medio}} = \frac{\text{Calor total transferido no evaporador (J) x fator de conversão J-->Wh}}{\text{Consumo total de energia do compressor no dia (Wh)}} \quad (21)$$

Como o calor total transferido nos dois equipamentos é o mesmo, o consumo total de energia no compressor do condicionador inverter será menor em virtude de seu COP_{medio} mais elevado. Isso fica evidenciado na curva de consumo de energia (Wh) integralizado ao longo do dia, conforme apresentado na Figura 9 a seguir. O consumo calculado de um dia no condicionador não-inverter foi de 6247 Wh e, no inverter, 4870 Wh, uma redução de consumo de 22 %.

Figura 9. Consumo integralizado de energia elétrica (Wh) ao longo do dia.



Conclusões

As simulações numéricas realizadas evidenciaram que o condicionador de ar inverter apresenta consumo diário de energia elétrica menor principalmente devido à menor diferença de temperatura que ocorre nos trocadores de calor entre o fluido refrigerante e outro meio. Em virtude disso o COP médio do condicionador inverter é mais elevado do que o do condicionador não-inverter. Para o ambiente considerado no estudo de caso, a redução de consumo do condicionador inverter em relação ao não-inverter foi de 22 %. A magnitude do aumento de eficiência energética é bastante influenciada pelo perfil de carga térmica do ambiente condicionado. Quanto maior a parcela do tempo em que a carga térmica do ambiente for menor do que a capacidade nominal do condicionador de ar, e também quanto maior for essa diferença, maior a redução de consumo em relação ao condicionar com controle “liga-desliga”. Esse é um dos motivos pelos quais não é possível comparar os resultados das simulações numéricas deste trabalho com os resultados obtidos no trabalho de Peixoto, Paiva e Melero (2019), porque naquele trabalho o perfil de carga térmica provavelmente era diferente daquele do caso estudado no presente trabalho.

Outro provável motivo para justificar tal diferença de resultados contra os valores reais medidos naquele trabalho são as simplificações realizadas no presente trabalho de Iniciação Científica. Os aprimoramentos que podem ser implementados em eventual trabalho de continuidade são:

- A transferência de calor no evaporador deve considerar um modelo de tubos parcialmente molhados, devido à condensação de umidade do ar e, nesse caso, o modelo deve ser baseado no conceito de potencial de entalpia, assunto bem consolidado na literatura;
- Deve ser considerada a resistência térmica do lado interno dos tubos, aquela em que o fluido refrigerante escoar;
- Os trocadores de calor devem considerar as regiões de superaquecimento e/ou subresfriamento na transferência de calor do lado do fluido refrigerante;
- Deve ser considerada a carga (massa) de fluido refrigerante utilizada;
- Devem ser obtidas mais informações junto aos fabricantes sobre a filosofia de controle por eles utilizadas;
- Devem ser introduzidos modelos para determinação de $H_{ext, evap}$ e $H_{ext, cond}$;
- Embora não realizado, o presente trabalho já contempla ferramentas para avaliar a influência da inércia da sala no ciclo “liga-desliga” do condicionador não-inverter e, subsequentemente, o efeito disso no consumo de energia. Tal análise de sensibilidade poderá ser introduzida em eventual continuidade da pesquisa;

- Uma das formas de melhorar o rendimento de ambos os equipamentos analisados é elevar os valores de $H_{\text{ext, evap}}$ e $H_{\text{ext, cond}}$. Isso pode ser conseguido com a elevação da velocidade do ar nos trocadores de calor. A limitação para essa providência é a elevação do ruído com a velocidade do ar;
- Avaliar o efeito da variação de velocidade dos ventiladores de ar no consumo de energia.

Referências Bibliográficas

- AYNUR, T. N. Variable refrigerant flow system: A review. **Energy and Buildings**, Maryland, 29 jan. 2010.
- FIGUEIREDO, L. C. Simulador computacional de ciclo de refrigeração operando com vazão variável de refrigerante. XVI Conbrava, São Paulo, 2019.
- PALKOWSKI, C.; SCHWARZENBERG, S. V.; SIMO, A. Seasonal cooling performance of air conditioners: The importance of independent test procedures used for MEPS and labels. *Internacional Journal of Refrigeration*, Berlim, 23 maio 2019.
- PEIXOTO, R. A.; PAIVA, M. A.; MELERO, V. Teste de campo comparativo de duas unidades de ar condicionado tipo split - Monitoração do consumo de energia e parâmetros do ambiente climatizado. XVI Conbrava, São Paulo.
- RIBEIRO, G. B.; BARBOSA JR., J. R. Analysis of a variable speed air conditioner considering the R-290/POE ISO 22 mixture effect. *Applied Thermal Engineering*, São José dos Campos, 25 jul. 2016.
- SARNTICHARTSAK, P.; MONYAKUL, V.; THEPA, S. Modeling and experimental study on performance of inverter air conditioner with variation of capillary tube using R-22 and R-407C. *Energy Conversion & Management*, 18 set. 2006.
- SARNTICHARTSAK, P.; THEPA, S. Modeling and experimental study on the performance of an inverter air conditioner using R-410A with evaporatively cooled condenser. *Applied Thermal Engineering*, 16 set. 2012.
- WINKLER, J.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system. *International Journal of Refrigeration*, Maryland, 02 set. 3007.
- ZHANG, Z.; YU, Y.; ZHANG, L. Performance simulation of R410A air conditioning system with variable speeds. *Computer Applications in Technology*, Xi'an, 2004.