

Desempenho Energético de Condicionadores de Ar Split-Inverter e On-Off Avaliação Comparativa Mediante uma Simulação Numérica Simplificada – EVR2021-027

Guilherme de Deus Macedo ¹, Marco Paiva ^{1,*}, Roberto Peixoto ¹

¹ Instituto Mauá de Tecnologia (IMT), Curso de Enga. Mecânica
São Caetano do Sul, São Paulo, Brasil, CEP: 09580 900

* Autor para correspondência: marco.paiva@maua.br

Resumo

Os modelos mais modernos de condicionadores de ar residenciais no mercado são os do tipo *Split*, com controle de capacidade obtido mediante o uso de compressores de velocidade variável (condicionadores *inverter*). Nos modelos mais tradicionais, o controle de capacidade é feito mediante o ligamento-desligamento do compressor (*split on-off* ou *não-inverter*). O trabalho apresenta os resultados de simulações numéricas simplificadas de desempenho desses dois modelos de condicionadores de ar, submetidos a condições operacionais equivalentes, tendo como principal foco de análise o efeito da estratégia de controle sobre o consumo diário de energia para um ambiente com perfil de carga térmica típico. Para um caso específico de estudo, os resultados numéricos apontaram uma redução de 22 % no consumo de energia utilizando o condicionador de ar *inverter*.

Paravras-chave: condicionador split; eficiência energética; modelagem matemática

Introdução

O desempenho energético de condicionadores de ar residenciais é um assunto que tem sido tratado com frequência, 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, principalmente de forma indireta, quando combustível fóssil é queimado em usinas de potência termoeletrônicas.

O Instituto Mauá de Tecnologia realizou recentemente 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 o modelo *inverter* apresenta consumo energético expressivamente menor para condições equivalentes de perfil de carga térmica do ambiente condicionado.

Tendo em vista esses resultados auspiciosos, foi desenvolvida subsequentemente uma pesquisa de natureza teórica – cujos resultados são apresentados neste trabalho – para investigar as causas do menor consumo do condicionador *inverter*. Para isso foi desenvolvido um modelo matemático simplificado do ciclo termodinâmico de refrigeração utilizado, com a agregação de informações da técnica de controle de cada um deles. Os modelos matemáticos desenvolvidos permitiram a simulação numérica da operação dos equipamentos para um dia típico 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 interno para condicionamento de ar dos prédios do Campus.

Os modelos matemáticos desenvolvidos utilizam as equações de regime permanente para o ciclo de refrigeração. Não obstante, as condições de operação do ciclo de refrigeração variam ao longo do dia em decorrência da variação horária da carga térmica do ambiente condicionado, assim como da temperatura e da umidade do ar externo (isto é, as variáveis independentes mudam ao longo do dia). Para o modelamento do condicionador *não-inverter* (*on-off*) foi adicionado um modelo simples de inércia térmica do ambiente condicionado (mobiliário, construção e ar) para que a influência da variação da temperatura da sala condicionada ao redor do *set-point* pudesse ser avaliada utilizando o tipo de controle característico do equipamento.

São apresentados neste trabalho os principais aspectos dos modelos matemáticos desenvolvidos e os resultados obtidos com as simulações numéricas realizadas.

Metodologia

Condicionador de ar inverter

No modelo matemático desenvolvido e apresentado a seguir, os índices 1, 2, 3 e 4 referem-se respectivamente à entrada do compressor, à saída do compressor, à saída do condensador e à saída do tubo capilar. A equação de transferência de calor aplicada ao evaporador:

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

em que $(UA)_{\text{evap}}$ é a condutância térmica do evaporador (W/K), que combina a transferência de calor e de massa no evaporador. Utilizando dados de investigações experimentais (Peixoto, Paiva, Melero, 2019), foi admitido o valor constante de 75 W/K. Também,

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

Foi fixado como parâmetro que a temperatura de insuflamento do ar na sala condicionada é sempre igual a:

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

Para o condicionador inverter foi fixado:

$$T_{\text{sala}} = 24^\circ \text{C} \quad (4)$$

A equação de transferência de calor para o condensador:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = (UA)_{\text{cond}} (T_{\text{cond}} - T_{\text{ar, ext}}) \quad (5)$$

em que $(UA)_{\text{cond}}$ é a condutância térmica do condensador, admitida constante e igual a 390 (W/K). Os balanços de energia do ciclo de refrigeração:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{REFR}} (h_1 - h_4) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{REFR}} (h_2 - h_3) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{\text{cp, ideal}} = \dot{m}_{\text{REFR}} (h_{2, \text{iso}} - h_1) \quad (8)$$

$$\dot{W}_{\text{cp}} = \dot{m}_{\text{REFR}} (h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$h_4 = h_3 \quad (10)$$

A eficiência isoentrópica do compressor é definida por:

$$\eta_{\text{cp}} = \frac{\dot{W}_{\text{cp, ideal}}}{\dot{W}_{\text{cp}}} \quad (11)$$

O coeficiente de desempenho instantâneo do ciclo é:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{cp}}} \quad (12)$$

Para o modelo *inverter*, é sempre válida a relação:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{carga}} \quad (13)$$

onde, $\dot{Q}_{\text{carga}}$ é a carga térmica instantânea do ambiente condicionado.

Condicionador de ar não-inverter

No condicionador não-*inverter*, a temperatura T_{sala} não é constante. Ela varia ao redor da temperatura de *set-point* $T_{\text{set-point}}$, com uma faixa de controle de $(\pm 1^\circ \text{C})$. A taxa de resfriamento instantânea 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 essas duas taxas de calor transferido determina a taxa de variação da temperatura do ambiente condicionado, sempre situada na faixa de controle do equipamento $(24 \pm 1^\circ \text{C})$. Isso é feito utilizando o balanço de energia da sala:

$$\dot{Q}_{\text{carga}} - \dot{Q}_{\text{evap}} = (M_{\text{ar, sala}} C_{\text{v, ar}} + M_{\text{moveis}} C_{\text{v, moveis}}) \frac{dT_{\text{sala}}}{dt} \quad (14)$$

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

$$\dot{m}_{\text{refr}} = \frac{\dot{V}_{\text{cp}}}{V_1} \quad (15)$$

$$\dot{V}_{\text{cp}} = \dot{V}_{\text{desl}} (1 - f_{\text{nocivo}}) \quad (16)$$

Para a obtenção de uma capacidade de resfriamento de 9000 BTU/h (2637 W), foi utilizado:

$$\dot{V}_{\text{desl}} = 0,000498 \text{ m}^3/\text{s} \quad (17)$$

O fluido utilizado nas simulações numéricas realizadas é o R32. Com os dados de entrada e as equações anteriormente apresentados, o sistema de equações permite determinar todos os estados do ciclo de refrigeração para qualquer instante. É de se observar que a área dos trocadores de calor estão embutidas nos (UA) fixados.

Para o condicionador *inverter*, a temperatura do ambiente condicionado (retorno para o evaporador), T_{SALA} , é um dado de entrada – valor fixo – e a rotação do compressor um valor calculado em cada instante. Para o não-*inverter*, a rotação do compressor é um dado de entrada e T_{SALA} é um valor calculado, a qual permite determinar se o compressor deve ser ligado ou desligado naquele instante.

Perfil de carga térmica do ambiente e temperatura externa

Como já mencionado, foi considerado o perfil de carga térmica teórico da sala de um dos prédios do campus do IMT. A carga de pico calculada para ela no mês de janeiro é um pouco menor do que a capacidade dos equipamentos considerados (9000 BTU/h). Foi aplicado então um fator de correção para igualar os valores entre a demanda e a capacidade dos equipamentos, resultando a Figura 1.



Figura 1: Variação da carga térmica ao longo do dia

O perfil de temperatura do ar externo para o mês de janeiro na cidade de São Caetano do Sul foi obtido por meio do programa HAP (Carrier, 2018) e é apresentado a seguir.

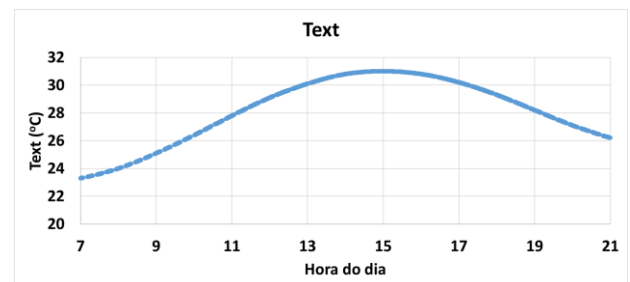


Figura 2: Temperatura externa ao longo do dia

Resultados

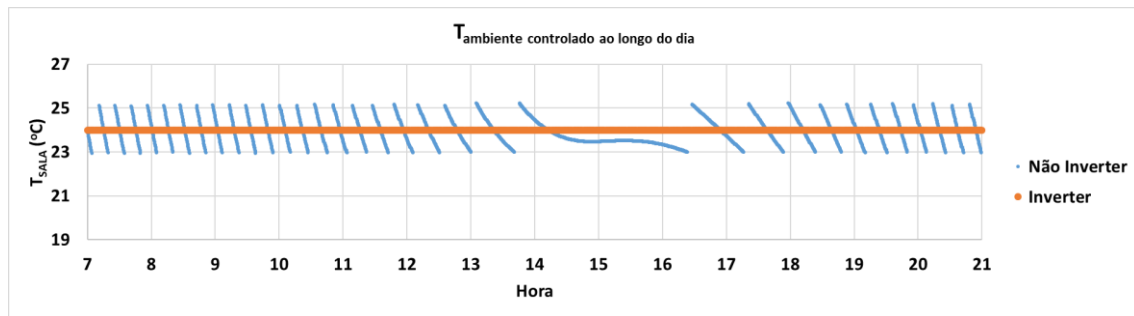


Figura 3: Variação da temperatura da sala condicionada ao longo do dia.

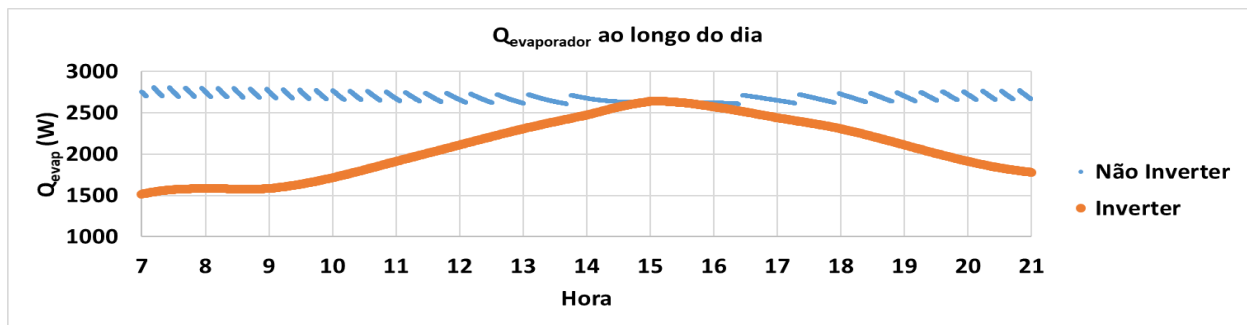


Figura 4: Taxa de transferência de calor instantânea no evaporador ao longo do dia.

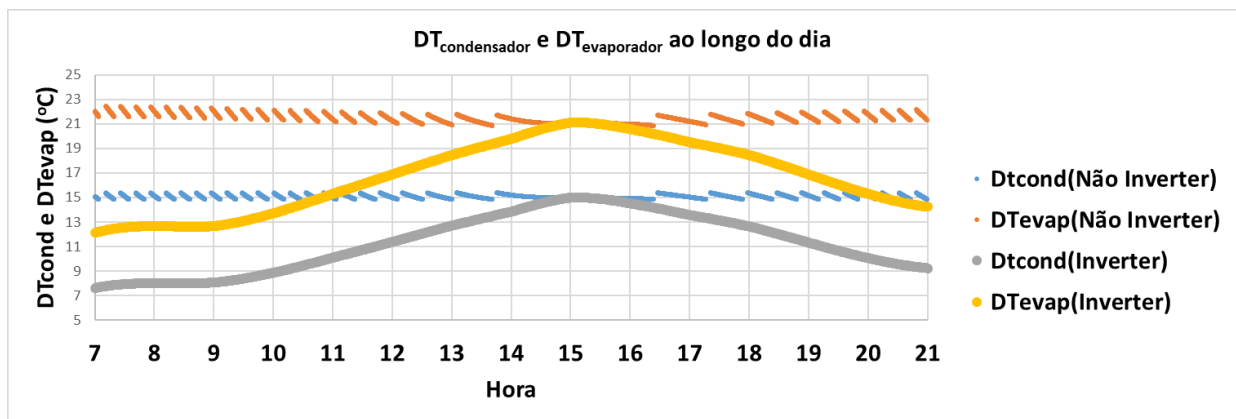


Figura 5: Variação de ΔT nos trocadores de calor ao longo do dia para os dois tipos de condicionador de ar.

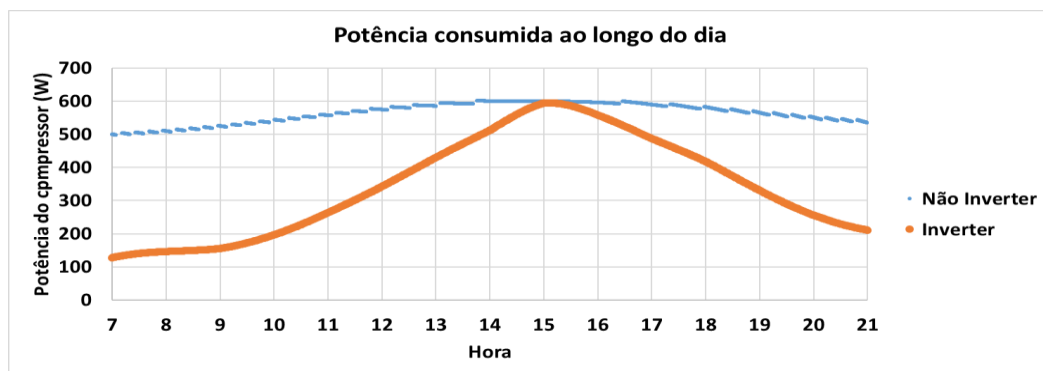


Figura 6: Variação da potência instantânea do compressor ao longo do dia.

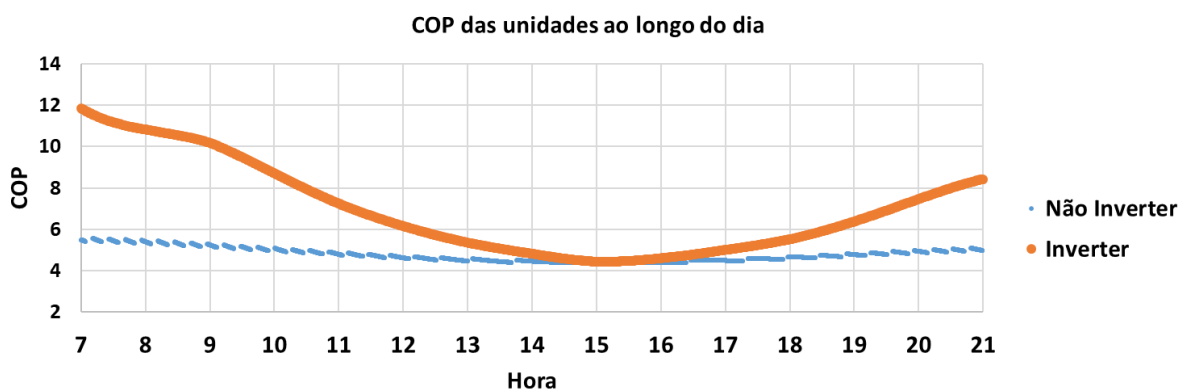


Figura 7: Variação do COP ao longo do dia para os dois tipos de condicionador de ar.

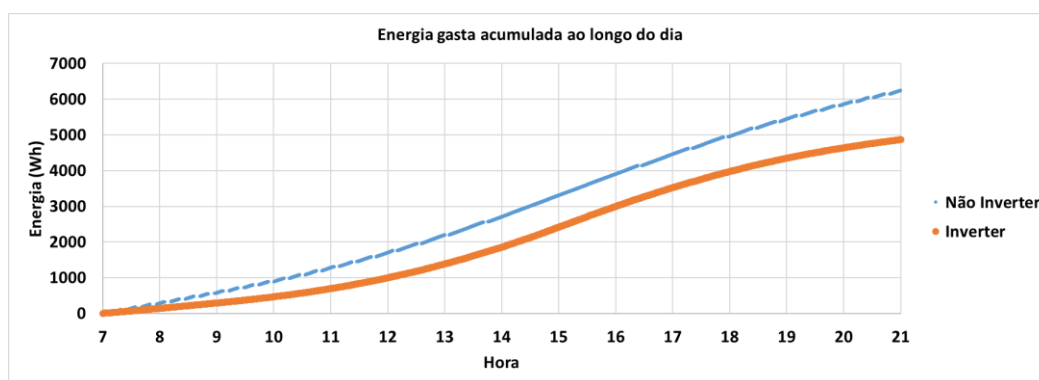


Figura 8: Energia elétrica em Wh total gasta pelo compressor. Valor acumulado ao longo do dia.

Discussões dos resultados

A maioria dos gráficos apresentados já evidencia por si só o efeito do controle de rotação do compressor sobre o desempenho energético.

A figura 3 evidencia a característica do controle de capacidade de cada tipo de condicionador de ar. Na figura 4 é feita a comparação entre as taxas instantâneas de calor trocadas nos evaporadores. Apesar da taxa média ser a mesma, a distribuição é diferente, porque no condicionador *não-inverter* o sistema fica menos tempo ligado.

A figura 5 evidencia que a diferença média de temperatura entre o refrigerante e o ar nos dois trocadores de calor do ciclo de refrigeração é menor no condicionador de ar *inverter*. Esse é a principal causa de seu melhor desempenho energético (menos irreversibilidades).

Na figura 6, observa-se que a potência média consumida pelo compressor (considerando apenas os períodos em que ele está ligado) é menor no condicionador de ar *inverter*. Como consequência, o COP médio de seu ciclo em dia completo é maior (figura 7) e o consumo de energia diário em Wh é menor (figura 8).

Conclusões

A maioria dos trabalhos correlatos encontrados na literatura apresenta resultados experimentais comparativos entre os dois tipos de condicionadores de ar, e evidenciam a o menor consumo dos condicionadores de ar *inverter*, mas a justificativa analítica é poucas vezes apresentada. No

presente trabalho, a redução de consumo de 22% é justificada por meio de um equacionamento simples, e as principais causas e variáveis de interesse são destacadas por meio de gráficos. Os ganhos de eficiência energética do obtido em testes experimentais foram ainda maiores, provavelmente em virtude das simplificações efetuadas neste equacionamento e de diferenças nos perfis de carga térmica de cada situação.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia pela bolsa de Iniciação Científica concedida para desenvolvimento da pesquisa.

Referências

- Figueiredo, L. C. Simulador computacional de ciclo de refrigeração operando com vazão variável de refrigerante. XVI Conbrava, São Paulo, 2019.
- Carrier do Brasil, Hourly Analysis Program (HAP), 2018.
- 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.
- Stoecker, W. F.; Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. [S.l.]: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.