

MERCOFRIO 2008 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM CONDICIONADOR DE AR TIPO JANELA UTILIZANDO FLUIDOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

José de Castro Silva, castrojsilva@oi.com.br

José Junio Urbano, juniourbano@yahoo.com.br

Reginaldo Soares de Oliveira, reginaldosoares2001@yahoo.com.br

Ana Rosa Mendes Primo, armprimo@ufpe.br

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cid. Universitária, 50740-530, Recife-PE, Brasil.

S4601 - Condicionadores de Ar Individuais e Compactos

Resumo: Vários estudos vêm sendo realizados para encontrar substitutos dos fluidos refrigerantes que possuem cloro em sua composição química. Estes gases possuem um alto poder destruidor da camada que protege a terra do excesso de raios solares. O isobutano (R-600a) e o propano (R-290) são opções de substituição, pois além de não possuírem o cloro na sua fórmula química, seu potencial de efeito estufa (GWP) é muito pequeno. O desempenho térmico de um condicionador de ar tipo janela (ACJ) com capacidade de refrigeração correspondente a 7.500 BTU/h foi analisado em um calorímetro inovador construído em módulos, onde estão localizados sensores de temperatura e umidade relativa, bateria de resistências, sistema de umidificação, laminadores de ar e um ventilador auxiliar. Todos os dados fornecidos pelos sensores mencionados foram registrados por um sistema de aquisição de dados. Neste experimento foram utilizados como fluido refrigerante o propano e isobutano, com performances comparadas a ensaios com o R22. A capacidade de refrigeração, a potência de compressão e o Coeficiente Operacional de Performance (COP) foram avaliados através da análise dos dados obtidos. Os resultados indicaram que o R-290 e o R-600a são uma boa alternativa para a substituição do R-22.

Palavras-chave: propano, isobutano, R22, condicionador de ar, calorímetro.

1. Introdução

O setor de refrigeração e ar condicionado tem enfrentado nos últimos anos um grande movimento de discussão e avaliação dos seus impactos ambientais (proteção da camada de ozônio e a eliminação dos CFCs e HCFCs). Isto tem originado diversas modificações nos fluidos refrigerantes, nos projetos dos seus produtos e equipamentos, nos processos de fabricação e procedimentos de manutenção. Recentemente um outro problema ambiental, também de dimensões globais, vem sendo analisado: o efeito estufa e o processo de aquecimento global. No caso de condicionamento de ar, foco deste trabalho, foi analisado o desempenho térmico de condicionadores de ar utilizando fluidos refrigerantes que não agridem a camada de ozônio tais como o propano (R-290) e o isobutano (R-600a).

O desempenho térmico de unidades condicionadoras de ar pode ser medido através de calorímetros calibrados e balanceados ou através de calorímetros psicrométricos. Através destes equipamentos pode-se averiguar as condições psicrométricas necessárias à determinação do desempenho do condicionador de ar. Considerando que os fabricantes são detentores de dados valiosos sobre a performance de condicionadores de ar, principalmente com resultados obtidos em calorímetros calibrados e balanceados, e que os resultados ficam arquivados para evitar que o concorrente descubra detalhes de projeto, para a determinação do desempenho térmico, foi utilizado neste trabalho experimental o Túnel de Ensaio Climatizador (TEC) da Universidade Federal de Pernambuco (Departamento de Engenharia Mecânica), descrito em Oliveira, 2003.

2. Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

O diagrama de propriedades termodinâmicas *pressão versus entalpia* Fig. (1) é bastante útil no estudo de ciclos de refrigeração de compressão de vapor, sendo de fácil visualização para indicar as variações que ocorrem quando o refrigerante passa de uma parte do ciclo para outra. Nele são traçadas várias propriedades físicas de um refrigerante em dois eixos de pressão (p) e entalpia (h). Os quatro componentes principais de um ciclo de refrigeração de vapor são identificados com facilidade no diagrama pressão versus entalpia pelos processos de expansão, evaporação, compressão e condensação.

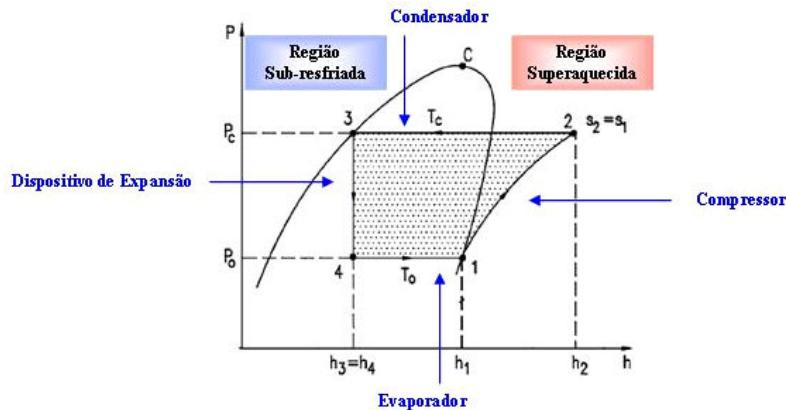


Figura 1 - Diagrama *pressão versus entalpia* do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e a identificação de seus principais componentes.

2.1. Balanço de energia do ciclo refrigeração

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e vaporização (T_e). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho inferior. Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica aos principais componentes do ciclo, obtém-se, com $\dot{m}$ correspondendo ao fluxo de massa do refrigerante e h_1 a h_4 correspondendo às entalpias nos diferentes pontos do ciclo:

(a) Capacidade ou Potência Frigorífica do Ciclo ($\dot{Q}_e$)

Trata-se da quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar, através do evaporador do sistema frigorífico.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

(b) Potência Teórica de Compressão ($\dot{W}_c$)

Trata-se da quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao fluido refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao ciclo teórico.

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

(c) Rejeição de calor no Condensador ($\dot{Q}_c$)

Trata-se da quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser retirada do fluido refrigerante no condensador.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3)$$

(c) Dispositivo de Expansão

No dispositivo de expansão o processo é considerado adiabático ($h_3 = h_4$).

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m}(h_4 - h_3) = 0 \quad (4)$$

2.2 Coeficiente Operacional de Performance do Ciclo

É a razão entre a energia removida no evaporador (efeito refrigerante) e a energia de compressão, definindo a eficiência do compressor num determinado ciclo de refrigeração.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia consumida}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (5)$$

Quanto maior o COP, melhor o rendimento do condicionador de ar.

3. Instrumentação

A instrumentação utilizada nos experimentos é mostrada na Fig. (2). A Tab. (1) descreve os principais equipamentos utilizados e suas respectivas características.

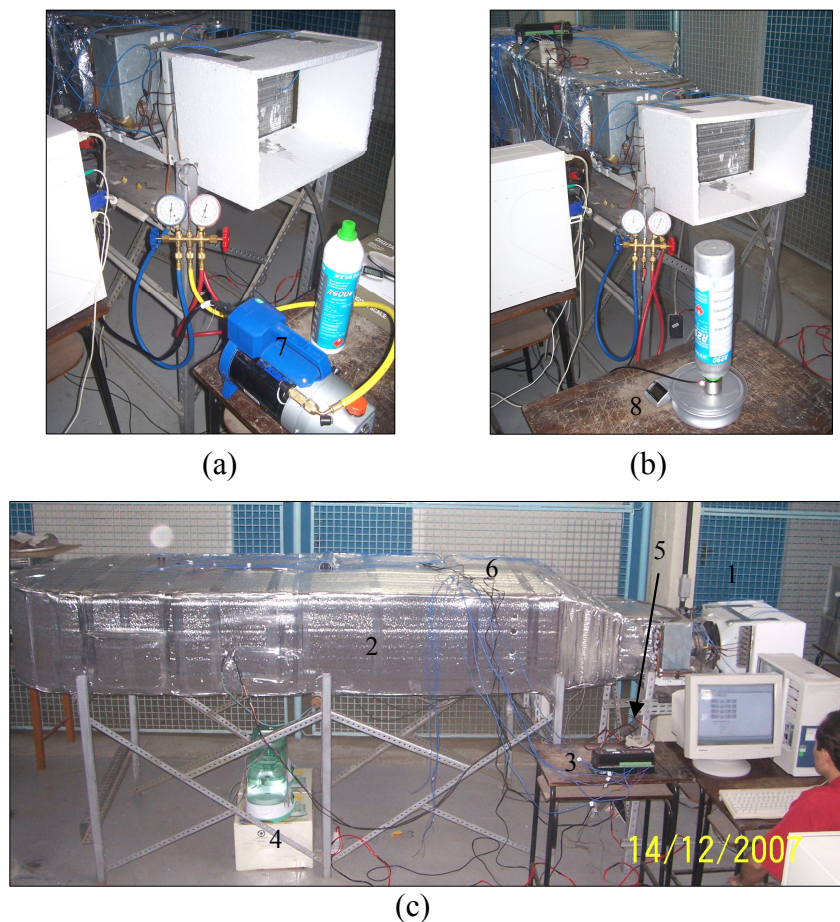


Figura 2 - Detalhes dos principais equipamentos utilizados no experimento. (a) Processo de vácuo. (b) Processo de carga de fluido refrigerante. (c) Coleta de dados no TEC.

Tabela 1. Dados dos principais equipamentos utilizados no experimento.

Ítem	Equipamentos	Características
1	Condicionador de ar	Marca: Cònsul, Modelo: <i>CCB07ABBNA</i> (7500 BTU/h)
2	Túnel de Ensaio Climatizador – TEC	Módulos em chapa galvanizada e isolada termicamente
3	Sistema de Aquisição de Dados	Marca: Data-taker, Modelo: 605
4	Umidificadores de Ar	Marca: <i>Humid Air</i> , Modelo: Ultra-sônico (potência: 400 W, frequência ultra-sônica: 1,7 MHz, débito de névoa: 400 ml/h.)
5	Sensores de Umidade	Marca: LMPT, Modelo <i>HIH3610</i> (Tipo capacitivo)
6	Sensores de Temperatura	Termopares tipo T (3 mm)
7	Bomba de Vácuo	Marca: <i>DOSIVAC</i> , Modelo: <i>DVR 30</i>
8	Balança de Precisão	Marca: <i>DIGITAL SCALE</i> , Capacidade de 5 kg

4. Resultados e Discussões

Para os testes do condicionador de ar realizados no TEC a carga de fluido refrigerante (R-22) foi utilizada conforme valor estipulado pelo fabricante Consul para condicionador de ar de 7.500 BTU/h. Para o R-290 (propano) e o R-600a (isobutano), a carga de fluido foi definida de forma gradual até atingir os valores definidos na Tab. (2), isto é, com o condicionador de ar instalado em um ambiente real (sala). Durante o processo de carga de fluido refrigerante, vários dados foram coletados como parâmetro para certificar a quantidade ideal. Sendo que a temperatura de insuflamento e retorno, a corrente elétrica, e as pressões de sucção e descarga foram os mais importantes. Depois de definida as cargas de fluido refrigerante em ambiente real, repetiu-se os valores com o condicionador de ar instalado no TEC, isto é, de forma gradativa para acompanhar o desempenho do mesmo.

Tabela 2 – Carga de fluido refrigerante, pressões médias de sucção e descarga para o R-22, R-290 e R-600a em testes realizados no TEC com uma resistência e um umidificador.

Fluido Refrig- erante	Carga de gás em gramas	Pressão de sucção em PSIG	Pressão de descarga em PSIG
R-22	415	69 (474,7 kPa)	260 (1,8 MPa)
R-290	160	65 (448 kPa)	225 (1,55 MPa)
R-600a	270	30 (206,8 kPa)	85 (586,1 kPa)

O TEC possui três resistências de 1000 watts cada uma e dois umidificadores de ar, porém os dados foram coletados com uma resistência e um umidificador ligados. Foi verificado que com duas resistências ligadas houve um aumento excessivo da pressão de sucção conforme Tab. (3).

Tabela 3 – Pressões médias de sucção e descarga para o R-22, R-290 e R-600a em testes realizados no TEC com duas resistências e dois umidificadores.

Fluido Refrigerante	Pressão de sucção normal em PSIG	Pressão de sucção Anormal em PSIG	Pressão de descarga Normal em PSIG	Pressão de descarga Anormal em PSIG
R-22	69 (474,7 kPa)	90	260 (1,8 MPa)	270
R-290	65 (448 kPa)	80	225 (1,55 MPa)	250
R-600a	30 (206,8 kPa)	40	85 (586,1 kPa)	100

Este aumento na pressão de sucção é bastante elevado para o tipo de compressor utilizado (rotativo) que trabalha com pressões de sucção na faixa de 60 a 70 PSIG (R-22). Esta condição não condiz com as condições reais de operação, e sendo assim, pode diminuir a vida útil do mesmo, provocar quebra de algum componente interno ou aquecer muito a ponto de desligar frequentemente pelo protetor térmico, que não é recomendável.

O compressor, quando trabalhando com o R-290, mostrou menor ruído comparado com o R-22 e R-600a. Possivelmente, isto ocorre devido à pequena quantidade de fluido refrigerante (160 g) quando se compara ao R-22 (415 g) e R-600a (270 g).

As diferenças de temperatura (ΔT) entre a insuflação e o retorno medidos durante os experimentos para os três fluidos refrigerantes foram: $\Delta T = 4,6^\circ \text{C}$ para o R-22, $\Delta T = 8,2^\circ \text{C}$ para o R-290 e $\Delta T = 6,3^\circ \text{C}$ para o R-600a. Neste requisito o R-290 obteve um maior ΔT , ou seja, este conseguiu repor o ar no sistema com temperaturas menores comparado com o R-22 e o R-600a.

As Figuras (3) a (6) foram obtidas para temperaturas evaporação de 5°C para o R22, 5°C para o R-290 e 21°C para o R-600a. Essas temperaturas foram conseguidas para cargas de refrigerante para as quais não havia congelamento na saída do tubo capilar. As temperaturas de condensação foram 49°C para o R22, 48°C para o R-290 e 50°C para o R600a.

A Figura (3) mostra a potência de compressão para o R-22, R-290 e o R-600a em função do tempo. A potência de compressão foi obtida utilizando-se a equação (2). Nota-se que a potência de compressão para o R-22 e para o R-600a possuem valores muito próximos e ambos estão bem abaixo dos valores do R-290, ou seja, uma maior quantidade de energia é consumida no processo de compressão do R-600a em comparação com o R-22 e do R-600a.

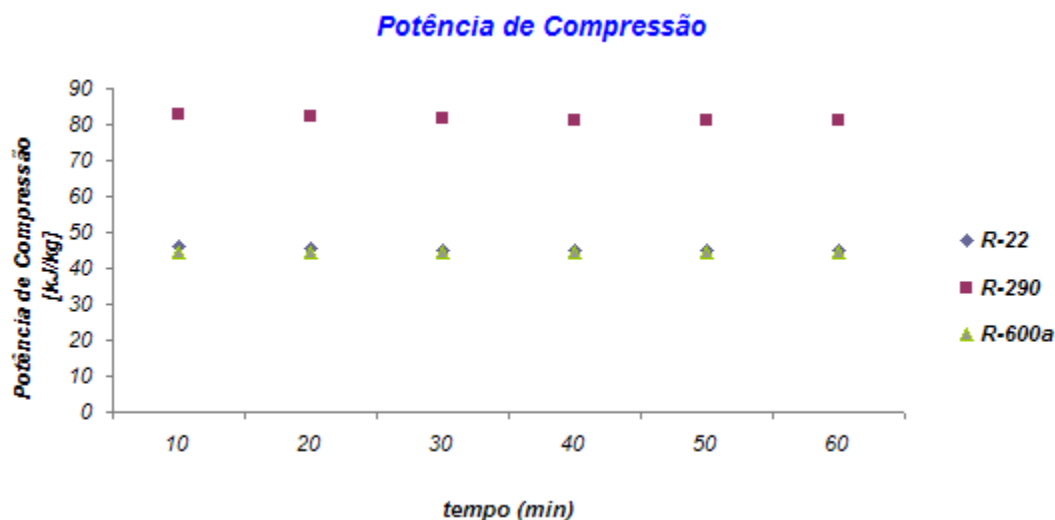


Figura 3 - Potência de Compressão para o R-22, R-290 e R-600a.

A Fig. (4) mostra a capacidade frigorífica para o R-22, R-290 e R-600a em função do tempo. Percebe-se que a capacidade frigorífica dos hidrocarbonetos R-290 e R-600a é praticamente o dobro da capacidade frigorífica do R-22, com uma carga de fluido refrigerante bem inferior àquela do R-22 (ver Tab. 2). Entretanto, salienta-se que o custo do R-290 foi 11% mais alto que o do R-600a.

A Fig. (5) mostra o COP para o R-22, R-290 e o R-600a. Percebe-se que o COP do R-22 e do R-290 possui valores similares enquanto que o COP do R-600a é superior a estes. Após as análises das Fig. (3) a (5), notou-se que o R-290 seria uma alternativa realista para a substituição do R-22, pois mantém praticamente o mesmo desempenho. O R-290 apresentou um COP comparável ao R-22, apesar de apresentar uma maior potência de compressão esta é compensada pela grande capacidade frigorífica. O R-600a apresentou uma potência de compressão similar à do R-22 e a melhor capacidade frigorífica dos refrigerantes testados com isso obteve também o melhor COP, sendo, portanto a melhor alternativa de substituição do ponto de vista energético.

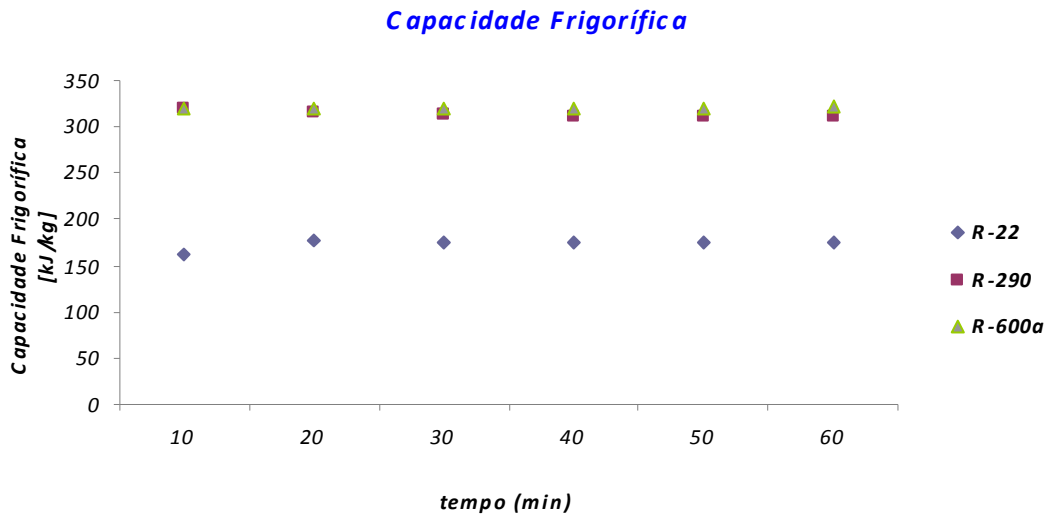


Figura 4 - Capacidade Frigorífica para o R-22, R-290 e R-600a.

Pimenta e Teixeira (2004) também obtiveram valores superiores de efeito de refrigeração (capacidade frigorífica) e do COP para o isobutano (R-600a) quando comparado com outros fluidos refrigerantes, dentre eles o R-22, R-12 e -134a.

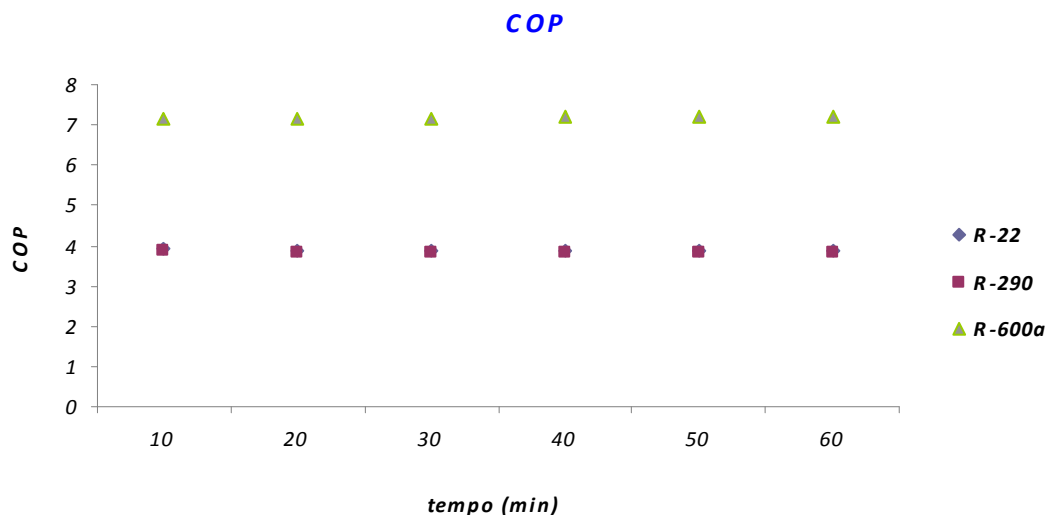


Figura 5 - COP para o R-22, R-290 e R-600a.

Procedeu-se também a uma análise termodinâmica utilizando o EES (*Engineering Equation Solver*), como indicado em Arora e Kauschik, 2008, tendo-se gerado as fig. (6), (7) e (8). Na fig. (6) tem-se o COP versus temperatura de evaporação para os três refrigerantes testados. A temperatura de evaporação para o R-600a foi de 21°C, para o R-290 e o R-22 foi de 5°C, conforme previamente observado. Nota-se que para a temperatura de evaporação de 5°C os COPs do R-22 e do R-290 são aproximadamente iguais (COP = 4) e para a temperatura de evaporação de 21°C referente ao R-600a o COP corresponde a aproximadamente sete, estes valores correspondem aos valores obtidos nos testes práticos. É importante salientar que não foram feitas alterações nos componentes do circuito de refrigeração durante os experimentos.

A Figura (7) representa a capacidade frigorífica versus temperatura de evaporação para os três fluidos refrigerante testados. Nota-se que a capacidade frigorífica dos hidrocarbonetos (R-290 e R-600a) é bem superior à capacidade frigorífica do R-22 para qualquer temperatura de evaporação.

A fig. (8) mostra a variação da potência de compressão com a temperatura de evaporação. Neste aspecto os hidrocarbonetos apresentaram maior potência de compressão em relação ao R-22.

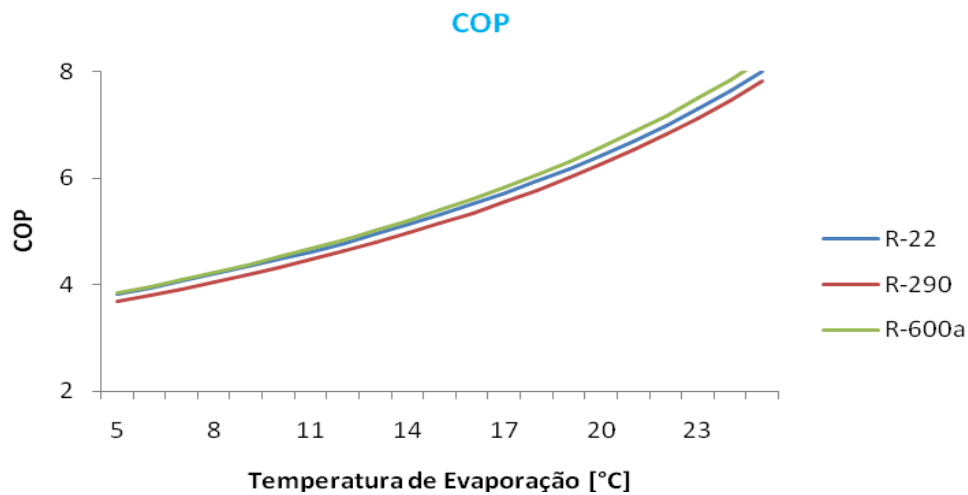


Figura 6 - COP versus temperatura de evaporação para o R-22, R-290 e R-600a.

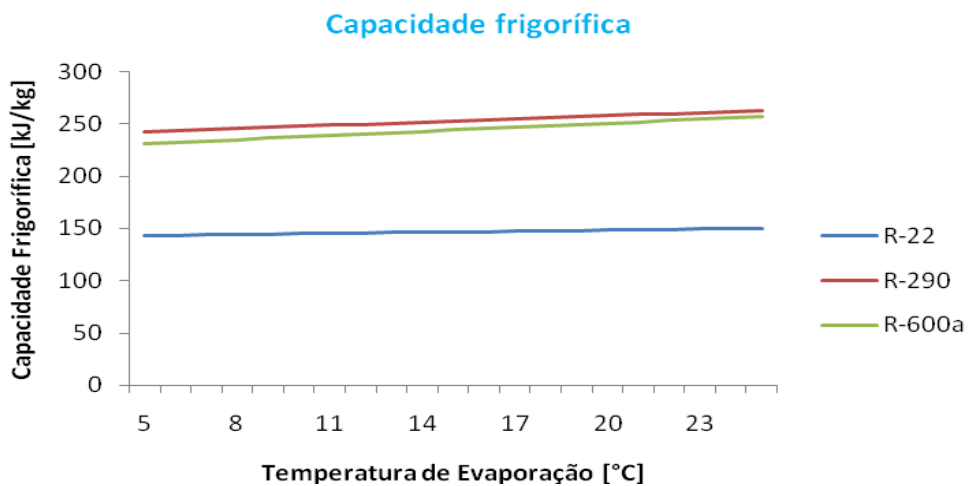


Figura 7 - Capacidade frigorífica versus temperatura de evaporação para o R-22, R-290 e R-600a.

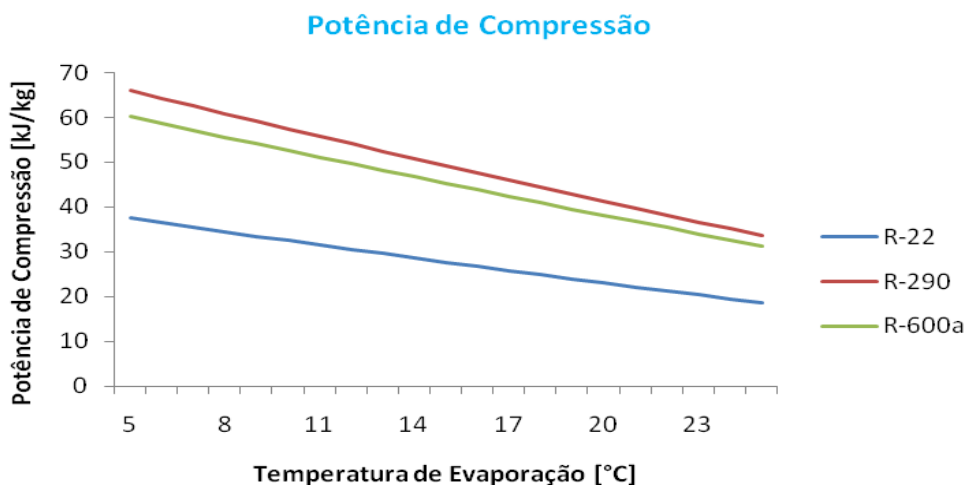


Figura 8 - Potência de Compressão versus temperatura de evaporação para o R-22, R-290 e R-600a.

5. Conclusões

Este trabalho teve o propósito de estudar o comportamento térmico de uma unidade condicionadora de ar tipo janela usando os hidrocarbonetos R-290 e R-600a. Os testes foram feitos em um túnel de ensaio climatizado previamente desenvolvido para atuar como calorímetro, para o estudo da performance de aparelhos de ar condicionado tipo janela. Os testes foram procedidos de maneira a se obter a capacidade frigorífica, a potência de compressão e o COP desses refrigerantes alternativos, testados em comparação ao R-22.

O propano e o isobutano apresentaram resultados animadores em relação à capacidade frigorífica, praticamente o dobro daquela apresentada para o R-22, mas o propano apresentou um maior trabalho de compressão. Qualitativamente, o isobutano teve o COP mais elevado entre os três gases estudados. Entretanto, as comparações mais próximas da realidade estão entre o R-290 e o R-22, obtidas com praticamente as mesmas temperaturas de evaporação e condensação.

As equações de energia foram simuladas com o EES (Engineering Equation Solver), mostrando resultados coerentes com os obtidos na análise experimental.

Portanto, este estudo confirma que os hidrocarbonetos R-290 e R-600a são candidatos realistas a fluidos refrigerantes para aparelhos de ar condicionado tipo janela.

6. Referências

- Arora, A & Kaushik, S.C., 2008, "Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A", Int. J.of Refrig., Article in press.
- Oliveira R. S., 2003, "Metodologia para Caracterização do Desempenho de Unidades Condicionadoras de Ar Tipo Janela", dissertação de mestrado, UFPE.
- Pimenta J. e Teixeira S., 2004, "Estudo da aplicação de hidrocarbonetos como fluido refrigerante", Instituto Politécnico de Nova Friburgo.

THERMAL PERFORMANCE OF A WINDOW AIR CONDITIONING UNIT WITH ALTERNATIVE REFRIGERANTS

Abstract: Several studies were carried out to find substitutes for refrigerants that have chlorine in their chemical composition. These gases present a high destructive power of the ozone layer, which protects the earth from excess sunlight. The isobutane (R-600a) and propane (R-290) are options for replacement, because they do not have chlorine in their chemical formula and their potential greenhouse effect (GWP) is very small. The thermal performance of an window air-conditioner (ACJ) with a cooling capacity of 7,500 BTU/h was analyzed in an innovative calorimeter, which was built in modules, where sensors of temperature and relative humidity are located, besides electrical resistances, a humidification system and ventilators. All data provided by the mentioned sensors were recorded by a data acquisition system. Three refrigerants were tested: R-22, propane and isobutane. The cooling capacity, the work for compression and the coefficient of performance (COP) were evaluated by analysis of the obtained data. The results indicated that the refrigerants R-290 and R-600a are a good alternative for replacement of R-22.