

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO OPERANDO COM R-22 E CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS SOBRE A SUBSTITUIÇÃO DO REFRIGERANTE POR PROPANO (R-290)

Jacqueline Biancon Copetti

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Ciências Exatas e Tecnológicas – Eng. Mecânica
Av Unisinos, 950 – São Leopoldo - RS
jcopetti@unisinos.br

Mario Henrique Macagnan

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS
mhmac@unisinos.br

Lierson de Bona

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Cristiane Schweinberger

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

***Resumo.** Na área de refrigeração, atualmente, tem-se um enfoque muito grande na busca por fluidos refrigerantes substitutos para o R22 nas diversas aplicações, que possam fornecer um desempenho equivalente, sem excessiva modificação nos componentes do ciclo. O hidrocarboneto propano (R290) aparece neste cenário como uma alternativa a ser investigada, dadas as suas propriedades termodinâmicas e de transporte e características operacionais. Este trabalho apresenta os resultados de um estudo teórico-experimental em um sistema de ar condicionado que convencionalmente opera com R22. Analisou-se e comparou-se o funcionamento do sistema e, em específico, o comportamento do evaporador operando com o R290. O estudo teórico foi realizado com o auxílio dos softwares Cycle-D para análise do ciclo e Evap_Cond (NIST) para avaliação do evaporador. Foram comparados o COP, capacidade de refrigeração, capacidade volumétrica, potência do compressor e relação de pressões, de modo a caracterizar o comportamento do sistema com este refrigerante para uma faixa de temperaturas de evaporação e verificar possíveis necessidades de modificação de equipamentos. No evaporador estudou-se a transferência de calor, perda de carga e distribuição de temperatura do ar e do refrigerante. Experimentalmente, analisou-se o sistema com R22 e os resultados permitiram validar o software e simular o comportamento do sistema com R290. Foi verificada as distribuições de temperatura e troca térmica no evaporador em função das condições operacionais testadas. Uma carga de R290 menor garante uma mesma capacidade de refrigeração, pois é superior ao R22 em termos de transferência de calor e isto é positivo em relação aos aspectos de segurança, pois os hidrocarbonetos são inflamáveis e devem ser utilizados em quantidades reduzidas. Quanto ao desempenho do ciclo, foi equivalente para os dois refrigerantes.*

Palavras chave: refrigeração, ar condicionado, análise experimental, hidrocarbonetos.

1. Introdução

Atualmente, na área de refrigeração muitos trabalhos vem sendo realizados na busca de substitutos para os refrigerantes a base de cloro, como é o caso do HCFC-R22, em função dos impactos ambientais resultantes de sua utilização. A dificuldade de substituição está em que este refrigerante é muito versátil e, devido a suas propriedades, se aplica aos mais diversos sistemas. Há mais de uma década vem sendo considerada a possibilidade de voltar a utilizar hidrocarbonetos, como o propano (R290) e o isobutano (R600a) em sistemas de refrigeração (Lorentzen, 1995, Domanski, 1999, Calm, 2004), principalmente de pequeno porte. Na Tab. 1 se apresentam alguns dados comparativos do R22 e do R290 em termos de impacto ambiental e propriedades termodinâmicas, que mostram as vantagens do propano em relação aos índices que medem o impacto ambiental e ao mesmo tempo a equivalência entre suas propriedades termodinâmicas relacionadas ao ponto crítico, temperatura crítica (T_c) e pressão crítica (p_c), as quais são particularmente importantes na análise do desempenho do refrigerante no ciclo de compressão a vapor.

Tabela 1. Dados do impacto ambiental e propriedades termodinâmicas dos refrigerantes.

Refrigerante	Tempo na atmosfera (anos)	Potencial de aquecimento global (GWP) [†]	Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP)	M (kg/kmol)	Tc (°C)	pc (MPa)
R22 (CHClF ₂)	12	1700	0,05	86,48	96,10	4,97
R-290 (C ₃ H ₈)	<1	<20	0	44,10	96,70	4,25

[†]GWP relativo ao CO₂, como base 100 anos, de acordo com WMO, 1999.

Com base nesta primeira avaliação de dados entre os dois refrigerantes, foi realizada uma simulação do comportamento do ciclo de compressão a vapor com uso do software CYCLE_D (Copetti et. al, 2005). Este programa foi desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology – NIST (Domanski, Didion e Chi, 2003) e validado em inúmeros trabalhos publicados. Para o propósito da comparação, os cálculos foram feitos para uma potência de refrigeração unitária (1 kW) e foram considerados o rendimento volumétrico e o rendimento isoentrópico do compressor, bem como o rendimento elétrico do motor do compressor todos iguais a 100%. O superaquecimento na saída do evaporador e o subresfriamento na saída no condensador não foram considerados nesta análise. Para a comparação foram utilizadas as mesmas faixas de temperatura, no evaporador -20°C a 10°C, enquanto a temperatura no condensador foi mantida fixa, em 40 °C, com pressões de saturação correspondentes a estas temperaturas. Estas condições foram consideradas por serem representativas de faixa operacional dos equipamentos de refrigeração domésticos de pequeno porte.

O programa de simulação fornece dados de propriedades em cada ponto do ciclo e dados do sistema como o coeficiente de performance, COP, capacidade de refrigeração, capacidade volumétrica, superaquecimento do compressor, potência do compressor e fluxo de massa do refrigerante, para condição estabelecida. Na Tab. 2 se apresentam os dados gerais comparativos do ciclo com os refrigerantes R22 e R290.

Tabela 2. Dados de desempenho dos refrigerantes no ciclo de refrigeração a temperaturas do evaporador de -10°C e do condensador de 40°C.

Refrigerante	COP	W (kW/kW)	Relação de pressão (descarga/sucção)	Super aquecimento no compressor (°C)	Efeito de refrigeração (kJ/kg)	Capacidade volumétrica (kJ/m ³)	Volume específico (m ³ /kg)
R22	4,11	0,244	4,32	23,7	151,55	2322,1	0,0653
R290	3,96	0,253	3,97	5,9	255,22	1949,4	0,131

É desejável que o refrigerante substituto tenha pressões mais ou menos iguais a do refrigerante convencional. Estes parâmetros influem na necessidade ou não da substituição, e portanto reprojeto, dos equipamentos e acessórios. Comparando os dados da Tab. 2 do R290 com o R22, se verifica que o consumo de energia do R290 é em torno de 3,7% superior ao do R22, sua pressão de condensação é aproximadamente 10,7% menor (1369 kPa em relação a 1534kPa do R22), capacidade volumétrica de resfriamento é 16% menor e a relação de pressão em torno de 8% menor, o que resulta em compressores menores.

Além disso, a transferência de calor na refrigeração ocorre, principalmente, na troca de calor latente entre o refrigerante e o fluido a ser refrigerado. No caso do propano na sua mudança de fase o calor latente liberado é maior do que no R22 (360 kJ/kg do R290 contra 197 kJ/kg do R22 a temperatura de vaporização de 10°C). Isto indica a possibilidade de usar trocadores de calor mais compactos e, juntamente com o maior volume específico indicado na Tab. 2, resulta na diminuição da carga de refrigerante dentro do sistema. Este fato é particularmente importante para o uso seguro dos hidrocarbonetos HC devido sua inflamabilidade (Goetzler et. al, 2000). Estudos mostram que a carga de hidrocarboneto pode ser reduzida entre 1/3 a 1/2 em relação ao R-22 (Riffat et al, 1997).

Neste trabalho se propõe avançar na análise realizando um estudo experimental a partir da montagem de um sistema de refrigeração. Isto tem por objetivo comparar e avaliar o desempenho do ciclo com o hidrocarboneto e, em particular, verificar o comportamento dos refrigerantes no evaporador. Foram realizadas medidas com o R22 e os resultados encontrados foram comparados com resultados fornecidos pelo software Evap-Cond, que simula evaporadores e condensadores com diferentes refrigerantes. Isto serve para validar o software e assim, inicialmente, estudar teoricamente o comportamento do R290 para numa segunda etapa proceder à análise experimental.

2. Análise experimental e teórica

2.1. Bancada experimental e condições operacionais

A fim de analisar o comportamento dos fluidos refrigerantes foi montada uma bancada experimental que permite avaliar as condições de operação do evaporador tipo serpentina aletada. Esta bancada, apresentada na Fig. 1, foi adaptada de um condicionador de ar comercial tipo janela (Springer, 51TQS330-B-761-62, capacidade de 8776 W). O equipamento foi remontado de forma a isolar o evaporador, posicionando-o dentro de um duto metálico, onde está montado um sistema de exaustão em uma das extremidades. Esta montagem permite expor o evaporador a uma ventilação uniforme. Duas velocidades de rotação são permitidas para os testes. Os testes foram programados para inicialmente analisar o sistema com o R22, pois é o fluido original. Deste modo o sistema será ajustado, para na segunda etapa substituí-lo pelo R290.

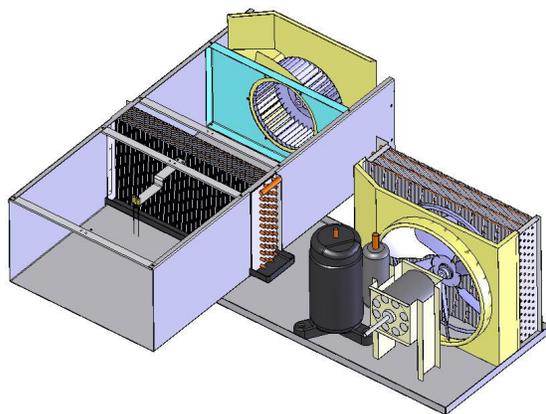


Figura 1. Esquema da bancada experimental – sistema de ar condicionado.

Foram instalados medidores de pressão e temperatura nas entradas e saídas dos equipamentos do sistema para acompanhar o funcionamento do ciclo. No evaporador foi instalado um transdutor de pressão diferencial com sensor indutivo (ABB - 600T), com 0,30% de precisão na faixa de 10 a 600 kPa e saída 4-20 mA, e na saída um transdutor de pressão (Wika Eco-tronic) com escala de 0 a 6 bar e precisão de 0,5%. Na saída do compressor há um transdutor de pressão (ABB – 600T), escala de 120 a 2400 kPa, saída 4-20 mA com precisão de 0,3%, enquanto que na saída do condensador foi acoplado um manômetro analógico (Shine Yea) para medidas na faixa de 0 a 3400 kPa.

As temperaturas de bulbo seco (TBS) de bulbo úmido (TBU) do ar na entrada e saída do evaporador foram feitas com termopares tipo K, um deles devidamente preparado para medir a TBU, e a partir deste par de medidas se obteve a umidade relativa do ar. Os sensores de temperatura foram calibrados em banho termostático (Isocal 6 Venus 2140) usando um termômetro de precisão de 0,1°C, resultando numa incerteza de $\pm 0,5^\circ\text{C}$. A velocidade do ar foi medida através de um anemômetro de fio quente (Alnor- CompuFlow 8525), com precisão de $\pm 3\%$. As medidas foram realizadas em diversos pontos no duto de entrada e da saída do evaporador para determinar a distribuição tanto da velocidade, quanto da temperatura do ar nestas condições. Os pontos de medida foram distribuídos de modo a obter um total de vinte e quatro pontos de medida na entrada e vinte e quatro pontos na saída do evaporador.

No lado do refrigerante, as temperaturas no evaporador foram realizadas com sensores de temperatura fixados na parte externa do tubo ao longo do circuito, conforme Fig. 2a. Foram utilizados termopares tipo T (cobre-constantã) cuja montagem utiliza o próprio tubo como um dos elementos do par. Os fios de constantã, fixados sobre a superfície do tubo, e um termopar de referência, localizado na saída do evaporador, formaram um sistema diferencial de medida de temperatura. Testes mostraram que este sistema minimiza erros, quando comparado a um sistema convencional de termopares, já que todos os termopares medem a temperatura em relação a uma mesma referência (Souza, 2001).

No evaporador o circuito de tubos tem quatro entradas e quatro saídas, Fig. 2b e 2c. A alimentação é feita através de dois capilares que, cada um deles, alimenta dois conjuntos de tubos. Para analisarmos o comportamento do fluido foi distribuído uma seqüência de sensores do tipo termopar em dois dos quatro circuitos que compõem o evaporador. As linhas do circuito escolhidas, devido à facilidade de colocação dos sensores, foram as mais externas do evaporador, ou seja, a primeira linha que entra em contato com o ar a resfriar e a última linha. Ao todo foram vinte e quatro medidores de temperatura.

No esquema do evaporador da Fig. 2c os tubos estão representados por círculos e o caminho do refrigerante por linhas, onde as linhas tracejadas representam as bengalas do lado do evaporador que tem a entrada e saída do fluido, e

as linhas cheias representam as bengalas do outro lado do evaporador. A entrada do fluido ocorre nos tubos em vermelho e a saída nos tubos em azul.

Todos os transdutores de pressão e temperatura foram conectados a um sistema de aquisição de dados, composto por um computador com um multímetro HP 34970A, através de uma interface HP-IB. O programa BenchLink Data Logger-HP foi usado para a aquisição de dados, o qual nos permitiu registrar a variação dos diferentes parâmetros testados.

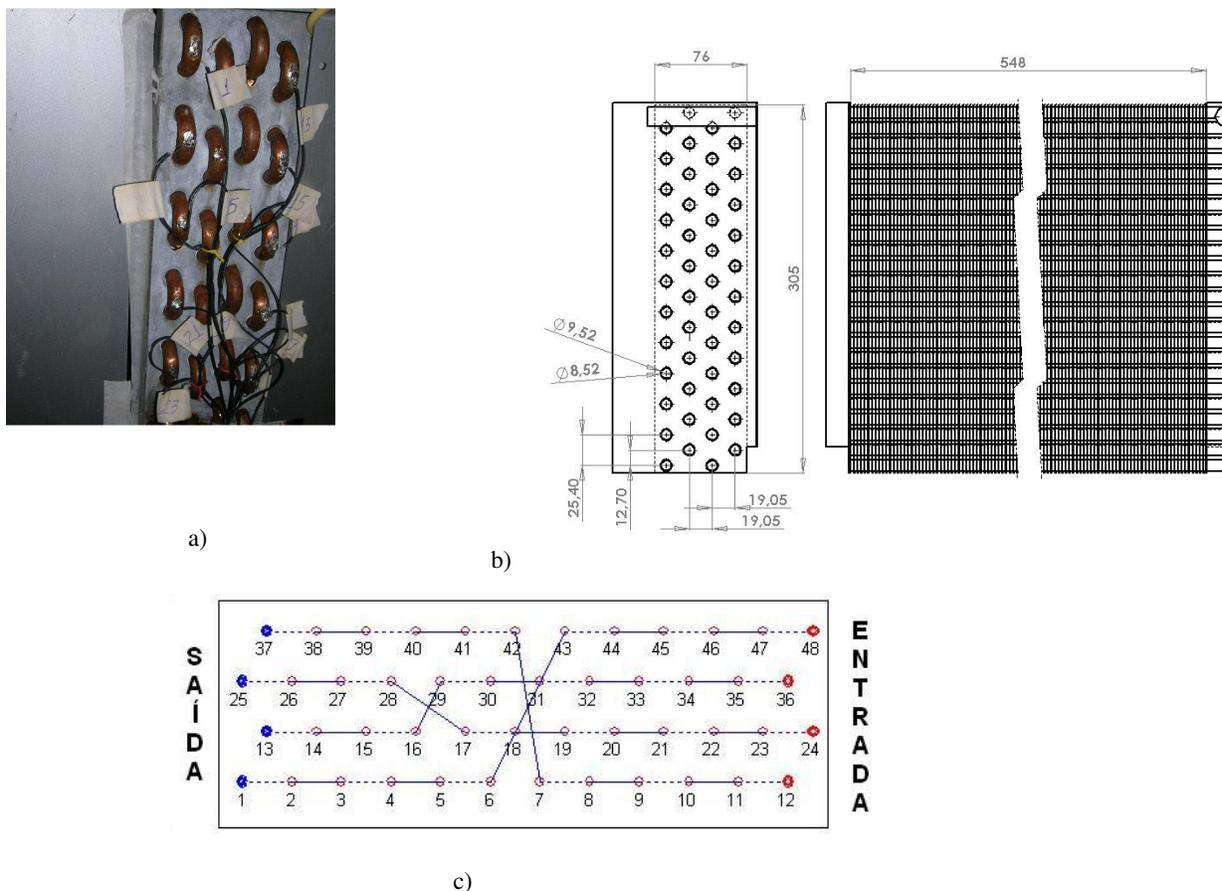


Figura 2. Detalhes do evaporador: a) posicionamento dos sensores para medidas de temperatura, b) dimensões do evaporador e c) circuito do refrigerante, entradas e saídas de fluido.

Complementando os dados do evaporador apresentados na Fig. 2b, a Tab. 3 fornece informações adicionais do evaporador e do condensador.

Tabela 3 . Características do evaporador e do condensador.

	Evaporador	Condensador
Dimensões L x A x P (mm)	544 x 304 x 76	561 x 430 x 95
Diâmetros dos tubos: externo e interno (mm)	9,52/8,52	8,4/7,4
Número de fileiras de tubos	4	5
Número de tubos por fileira	12	17
Espaçamento entre o centro das filas	19,5	19,5
Passo (mm)	25,4	25,4
Tipo de aletas	Lisas	Lisas
Espessura da aleta (mm)	2	2
Espaçamento das aletas (mm)	2	1,8
Número de aletas	252	312

Uma vez estabelecida a configuração e instalados os sensores de medição, foi acertada a carga de 2,12 kg do refrigerante R22 no sistema com base na temperatura de superaquecimento na entrada do compressor de 10°C. Foram feitos vários testes de funcionamento para duas velocidades do ventilador (vazões de ar de 13,4 m³/min e 19,08m³/min). Na Fig. 3 se apresentam os resultados de um dos testes através das variações de temperatura no evaporador com o tempo, onde se pode observar o período transiente e depois a estabilização das condições. As medidas de temperatura do refrigerante em vários pontos do circuito apresentaram incertezas na ordem de $\pm 0,10^{\circ}\text{C}$ a $\pm 0,76^{\circ}\text{C}$, dadas através do cálculo do desvio padrão sobre toda a faixa de valores medidos em regime estacionário. As medidas de temperatura do ar também se encontram dentro desta faixa de incertezas. Já a medida de pressão diferencial apresentou uma incerteza de $\pm 0,23$ kPa e a medida de pressão absoluta (na saída do evaporador) de $\pm 2,48$ kPa.

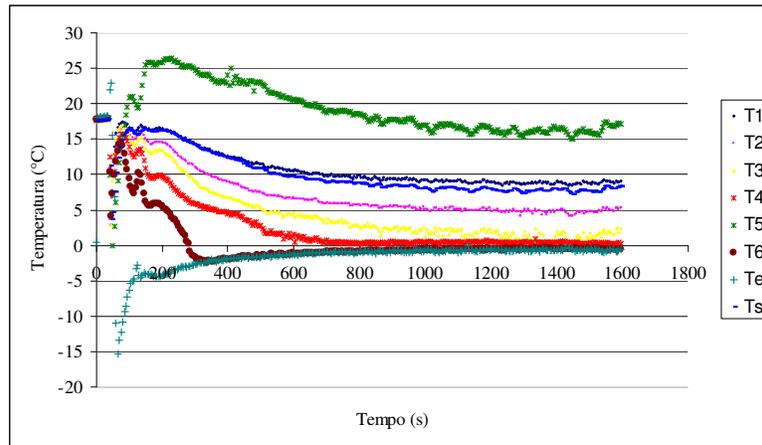


Figura 3. Distribuição de temperatura do R22 no evaporador (T1 a T6 são as temperaturas no circuito; Te a temperatura de entrada e Ts a temperatura de saída).

2.2. Simulação teórica

O objetivo do estudo teórico foi validar uma ferramenta de simulação, a partir de dados medidos, que servirá posteriormente para estudar o comportamento de diferentes refrigerantes para um determinado sistema. Isto permite ajustar as condições operacionais do sistema para sua utilização com estes refrigerantes e inclusive propor ajustes ou redimensionamento dos equipamentos para seu funcionamento.

Como o objeto deste trabalho é o evaporador, foi selecionado o software Evap-Cond v2.1- Simulation models for finned-tube heat exchangers, desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology – NIST (Domanski, 2004a, 2004b). Este software permite simular trocadores de calor aletados com diferentes configurações e tipos de aletas, possibilitando também especificar o circuito de refrigeração, identificando graficamente tubo a tubo (Fig. 2c), assim como especificar o fluxo do refrigerante e o perfil do ar que passa pelo trocador. O software possui uma interface com o programa REFPROP-NIST (McLinden, 1998), que permite avaliar as propriedades termodinâmicas e de transporte dos refrigerantes. A transferência de calor e a perda de carga no trocador de calor são calculadas através de correlações específicas.

Assim, a partir do software foram realizadas as simulações no evaporador com base nos dados obtidos no experimento com o R22, comparando a troca térmica dos dois refrigerantes.

3. Resultados experimentais e teóricos - comparações

A Figura 4 apresenta a distribuição de temperatura do R22 nos dois circuitos externos do evaporador, conforme Fig. 2c (circuito 1- pontos de 48 a 1 e circuito 2 – pontos de 12 a 37), comparando os dados medidos com os dados teóricos obtidos a partir da simulação.

Os valores medidos, como as temperaturas, pressões e vazão do ar, ou calculados através de balanços de energia e propriedades termodinâmicas, como o título do refrigerante na entrada do evaporador, a taxa de massa de refrigerante e a umidade relativa do ar, foram os dados de entrada no software Evap-Cond e são apresentados na Tab.4. Nesta tabela também se encontram os valores da capacidade de refrigeração do sistema, calculados através dos dados medidos e fornecidos pelo programa.

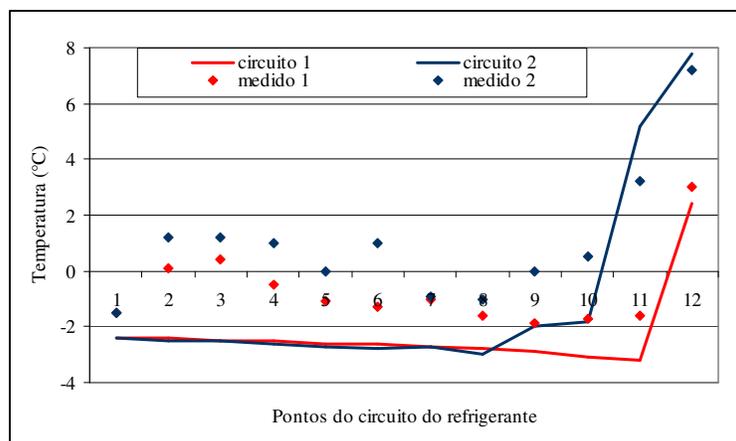


Figura 4. Distribuição de temperatura do R22 em dois circuitos do refrigerante no evaporador.

Tabela 4. Dados medidos e simulados do R22 no evaporador.

Refrigerante – R22	Vazão de Ar: 13,4 m ³ /min [*]		Vazão de Ar: 19,08 m ³ /min [*]	
	Medido	Teórico Evap-Cond	Medido	Teórico Evap-Cond
Taxa de massa de refrigerante (kg/h) [*]	82,68	-	111,42	-
Te (°C)	-1,5	-2,8 (saturação)		-
Ts (°C)	10,03	21,9	15,42	21,5
Título na entrada do evaporador (%) [*]	20,8	-	22,4	-
pe (kPa) [*]	454,8	-	466,7	-
ps (kPa)	448,0	447,4	461	442,4
Δp (kPa)	6,8	7,4	5,7	24,3
AR				
Te (°C) [*]	23,8	-	25,9	-
Umidade relativa (%) [*]	54,3	-	51,4	-
Ts (°C)	16	16,6	17,1	16,9
Umidade relativa (%)	62	64	70	66
Capacidade de Refrigeração (kW)	3,98	4,08	5,36	5,53

^{*} Estes dados foram fornecidos como dados de entrada ao software Evap-Cond para simular as condições do evaporador medido.

Da análise da Tab. 4, se observam diferenças na predição das temperaturas de saída do refrigerante e na pressão, principalmente para vazões maiores de ar, onde a perda de carga foi muito superior à medida. Como o software utiliza correlações para o cálculo da transferência de calor em mudança de fase e para a perda de carga, estes erros podem estar relacionados ao tipo de correlação. Mesmo assim se pode dizer que o software pode representar adequadamente o comportamento dos refrigerantes no evaporador quando analisada a distribuição de temperatura ao longo do trocador, conforme os dados da Fig. 4, onde neste caso as diferenças podem estar associadas aos sensores. Com o aumento da vazão de ar a capacidade de refrigeração aumenta e a temperatura de saída do ar aumenta, sendo o efeito de refrigeração menor.

Para o R290, em um primeiro momento foram feitas simulações utilizando as mesmas condições iniciais do R22 fixadas como: taxa de massa = 82,7 kg/h; temperatura de entrada no evaporador = -2,8 °C; título na entrada do evaporador = 20,8%; temperatura de entrada do ar = 23,8°C e umidade relativa = 54,3%. A Tab. 5 mostra os dados comparativos dos dois refrigerantes.

Tabela 5. Dados comparativos dos refrigerantes R22 e R290 no evaporador.

Dados obtidos da simulação com Evap-Cond	Vazão de Ar: 13,4 m ³ /min*	
Refrigerante	R22	R290
Ts (°C)	21,9	9,0
pe (kPa)	454,8	435,9
ps (kPa)	447,4	423,3
Δp (kPa)	7,4	12,6
AR		
Ts (°C)	16,6	8,2
Umidade relativa (%)	64	85,4
Capacidade de Refrigeração (kW)	4,08	7,27

A partir do software se obteve a distribuição da temperatura do ar ao longo do evaporador para as duas vazões de ar medidas, conforme se vê na Fig. 5.

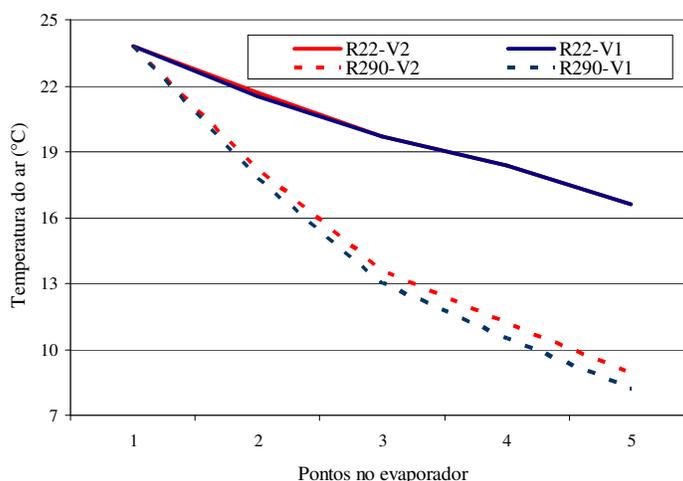


Figura 5. Distribuição da temperatura do ar no evaporador para o R22 e o R290 para duas vazões de ar.

Foram realizadas simulações para uma faixa de temperatura do ar de 20 a 30°C, típica do funcionamento de um ar condicionado, já que no experimental este dado não foi possível variar. Com isto foi analisado o efeito da temperatura do ar na capacidade de refrigeração e na perda de carga para os dois refrigerantes, como se pode observar através das Figs. 6 e 7.

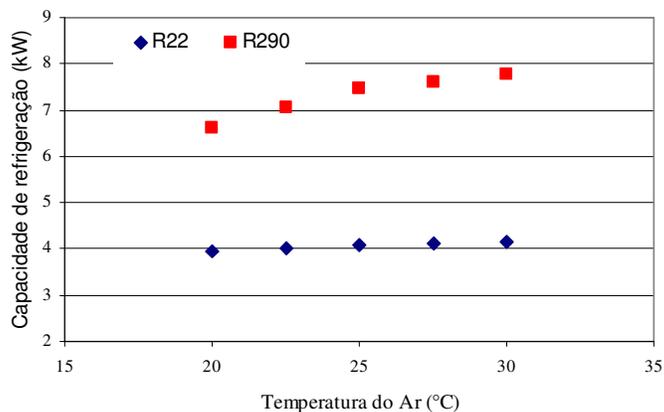


Figura 6. Capacidade de refrigeração do R22 e do R290 em função da variação da temperatura de entrada do ar.

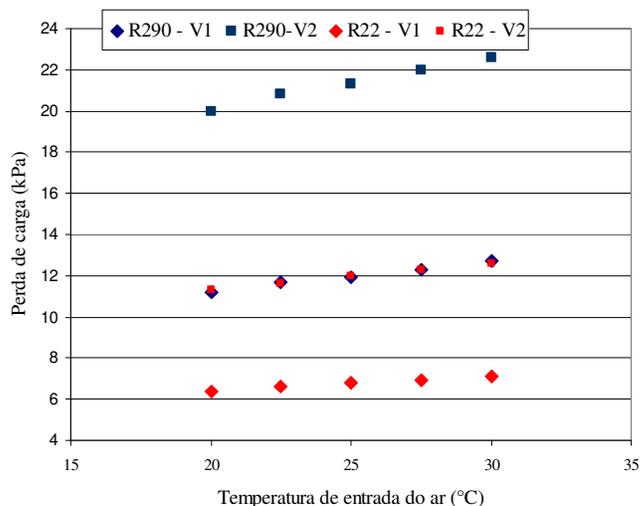


Figura 7. Perda de carga no evaporador para o R22 e o R290 em função da variação de temperatura do ar e para duas vazões de ar (V1=13,4 m³/min e V2=19,08 m³/min).

4. Conclusões

Com este trabalho analisamos alguns parâmetros importantes do desempenho do hidrocarboneto propano para efeito de substituição do R22 em sistemas de ar condicionado. Foi montada e instrumentada uma bancada de ensaios, que inicialmente operou com o fluido convencional R22 e serviu de base para ajustar o sistema e fornecer dados para simular o comportamento do R290 no evaporador, de modo a ter subsídios para realizar os ajustes na bancada para testá-la com este refrigerante. Foi verificado que para uma mesma taxa de massa de refrigerante pode-se obter uma capacidade de refrigeração maior com o R290. Se poderá trabalhar com uma carga menor de refrigerante obtendo uma capacidade equivalente. A perda de carga do R290 é maior que a do R22, principalmente relacionada ao seu volume específico. No entanto o ganho em transferência de calor (em função de seu calor de vaporização) ainda é superior. Em termos de modificação de equipamentos os resultados do estudo indicam que se poderia utilizar trocadores de calor mais compactos, que são convenientes para o uso seguro deste refrigerante.

5. Referências

- Calm, J.M.; Domanski, P.A., 2004, "R22 Replacement status", ASHRAE Journal, Vol. 46, No.8, pp. 29-39.
- Copetti, J.B.; Macagnan, M. H.; Geyer, M.; Oliveski, R.C., 2005, "The use of hydrocarbons propane and isobutane in refrigeration systems", 18 th International Congress of mechanical Engineering-COBEM 2005, Ouro Preto, MG.
- Domanski, P.A, 1999, " Evolution of refrigerant application", International Congresso on Refrigeration, Milan, Italy, May 4.
- Domanski, P.A., Didion, D.A.; Chi, J., 2003, "CYCLE D: NIST Vapor compression cycle design program V3.0: Users' Guide", NIST Standard Reference Database; 49p.
- Domanski, P. A.; Yashar, D.; Kaufman, K. A.; Michalski, R. S., 2004a, "Optimized design of finned tube evaporators using the learnable evolution model", HVAC&R Research, Vol. 10, No. 2, 201-211.
- Domanski, P. A.; Yashar, D.; Kim, M. , 2004b, "Performance of HC and HFC refrigerants in a finned-tube evaporator and its effect on system efficiency" Natural Working Fluids Conference, 6th IIR Gustave Lorentzen. Proceedings, pp.1-8.
- Goetzler, W.J.; Dieckmann, J., 2000, "Assessment of the commercial implications of ASHRAE A3 flammable refrigerants in air-conditioning and refrigeration systems",ASHRAE Transactions: Symposia, HI-02-7-3, pp. 757-768.
- Lorentzen, G., 1995, "The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament". International Journal of Refrigeration, Vol. 18 (3), pp. 190-197.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W.; Peskin, A.P., 1998, "NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures – REFPROP: Users' Guide", U.S. Department of Commerce, NIST, Gaithersburg.
- Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C.; Reay, D.A., 1997, "Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems", Applied Thermal Engineering, Vol.17, No. 1, pp.33-42.

- Souza, D.; Copetti, J.B., 2001, Sistema de medição de temperatura diferencial, Estudos Tecnológicos da Engenharia. Unisinos, pp. 28-33.
- WMO, 1999. "Scientific assessment of stratospheric ozone". Report 44, Global Ozone Research and Monitoring Project, Geneva.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AN AIR CONTINIONING SYSTEM OPERATING WITH R-22 AND THEORETICAL CONSIDERATIONS ABOUT ITS SUBSTITUTION BY PROPANE (R290)

Jacqueline Biancon Copetti

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Ciências Exatas e Tecnológicas – Eng. Mecânica
Av. Unisinos, 950 – São Leopoldo - RS
jcopetti@unisinos.br

Mario Henrique Macagnan

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS
mhmac@unisinos.br

Lierson de Bona

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS

Cristiane Schweinberger

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Abstract

In seeking alternative environmentally friendly refrigerants to substitute R22 in many refrigeration applications, attention have been made in natural refrigerants, mainly propane (R290). This refrigerant is very convenient for small refrigeration units and heat pumps: its salient thermodynamics and transport characteristics. The aim of this paper is to investigate, both experimentally and theoretically, the performance of propane (R290) as refrigerant in a domestic air conditioning, originally made for using R22. In the theoretical study we used two simulation packages to evaluate the evaporator: NIST Cycle-D and NIST EVAP_COND. The coefficient of performance (COP), refrigeration capacity, volumetric capacity, compressor power and pressure ratio were compared for both refrigerants. In the evaporator side, we analyze the heat transfer, pressure drop and air-refrigerant temperature distributions. An experimental setup was constructed to measure the operational parameters and evaluate the air conditioning system performance. The experimental results were compared with the theoretical values obtained from the two software, showing a good agreement.

Keywords: refrigeration, air conditioning, experimental analysis, hydrocarbons