



XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR
São Paulo Expo - 10 a 13 de setembro de 2019

Estudo de Caso – Redução da Carga de uma Chopeira com R-22 (1,2 kg) para Propano (90 gramas)

Ítalo Franco Guilherme¹; David Fernando Marcucci Pico¹; Edgard Soares Pinto Neto²; Enio Pedone Bandarra Filho¹

1.Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia

2.Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial (UNIDO)

RESUMO

O presente artigo trata de um estudo de caso para o processo de conversão e otimização de um resfriador de líquido (Chopeira) operando com R-22 e substituindo pelo R-290 (Propano). A chopeira original era composta basicamente de um compressor hermético, condensador do tipo tubo-aleta, tubo capilar e evaporador inundado. Já a chopeira otimizada se diferencia pela introdução do condensador do tipo microcanal e evaporador de expansão direta, com objetivo de reduzir a carga de fluido refrigerante. Os principais parâmetros foram variados com objetivo de verificar a faixa de operação e desempenho para cada refrigerante. Os testes foram realizados na chopeira original como referência e os resultados foram comparados com os sistemas otimizados. Os resultados experimentais mostraram que o desempenho energético da chopeira otimizada apresentou valores em média de 10% superior à chopeira original. Em relação ao impacto ambiental, utilizando a metodologia TEWI, a chopeira otimizada apresentou os melhores resultados, como seria de esperar. O destaque foi a redução na carga de refrigerante de 1,2 kg para 0,09 kg.

Palavras-chave: Chopeira, R-22, Propano, COP, Resfriador de Líquido.

ABSTRACT

The present paper reports on case study of a conversion process and optimization of a chiller used as beer cooler originally operating with R-22 and then replaced by the hydrocarbon propane, R-290. The original beer cooler was composed basically a hermetic compressor, fin and tube condenser heat exchanger, use of capillary tube as an expansion device and flooded evaporator. The optimized system was characterized by use of microchannel condenser and direct expansion evaporator to focus on the reduction of refrigerant charge. The main parameters were varied to verify the range and performance of each refrigerant and then compared to the reference, R22. The tests were performed in two steps, first just replace the fluid and the other one using optimized components. The experimental results showed that the

propane presented similar coefficient of performance, COP, using less than half of the R-22 charge. In the optimized one, the COP was 10% higher using an impressive reduced refrigerant charge, 90 grams. Regarding the environmental impact, using TEWI, propane presented the best results.

Keywords: Beer draft, R-22, Propane, COP, Chiller.

1 INTRODUÇÃO

O fluido refrigerante R-22, é atualmente o refrigerante mais utilizado nos sistemas de refrigeração dos países em desenvolvimento como o Brasil, China, Índia, entre outros. Desde os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) muitos esforços foram feitos para avaliar candidatos para substituir o R-22 em suas diversas aplicações. Muitos motivos foram relatados como barreiras para a busca de um novo substituto, já que o novo candidato deve ser ambientalmente amigável e suas propriedades devem ser próximas às características do R-22, evitando assim, muitas intervenções nas instalações.

Devido ao último acordo sobre a eliminação do R-22, seu preço vem aumentando gradativamente e as indústrias químicas estão oferecendo uma ampla lista de possíveis substitutos, porém muitas dessas opções possuem maiores valores de GWP e rendimentos inferiores ao R-22. Pesquisas recentes mostram que os HCFCs e HFCs estão gradualmente sendo substituídos por misturas de HFCs, HFOs ou por refrigerantes naturais. Em geral, fluidos naturais como água (R-718), amônia (R-717) e CO₂ (R-744) apresentam valor de ODP zero e reduzido valor de GWP. Além disso, essas substâncias naturais são encontradas em abundância na natureza, entretanto hidrocarbonetos tendem a ser menos disponíveis.

A economia de energia elétrica está diretamente relacionada ao desempenho do sistema de refrigeração. A utilização racional da energia elétrica aliada às técnicas de controle condiciona sistemas de refrigeração automatizados a trabalharem de forma contínua por várias horas de forma inteligente. A utilização de uma válvula de expansão eletrônica (VEE) promove rendimentos superiores aos sistemas (SCHMIDT, 1999). Antunes (2011) realizou testes experimentais em um sistema de refrigeração de 9 kW, operando em temperaturas de condicionamento de ar. O sistema automatizado (operando com uma válvula de expansão eletrônica e um inversor de frequência) em comparação ao sistema operando à frequência nominal e com válvula de expansão termostática, apresentou maiores eficiências. Os resultados experimentais mostraram um COP superior quando o sistema operou com R-1270 (propileno).

Durante os últimos anos, alguns estudos comparando o desempenho de refrigerantes sintéticos e naturais foram publicados. Domanski e Yashar (2006) apresentaram um estudo analítico abrangendo os refrigerantes R-600a, R-290, R-134a, R-22, R-410A e R-32 aplicados a um sistema de refrigeração em condições condicionamento de ar para conforto térmico. A comparação utilizou o sistema com R-22 como base e ocorreu sem substituição de qualquer componente do sistema original. Os autores otimizaram os modelos dos

trocadores de calor e o sistema operou com os refrigerantes R-290 e R-32 apresentando os maiores COPs.

O objetivo deste estudo de caso é comparar o desempenho dos refrigerantes R-22 e R-290, além de avaliar o impacto ambiental com base no TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*).

2 ESCOLHA DO FLUIDO REFRIGERANTE

Na Fig. 1 é apresentada a curva de pressão de saturação em função da temperatura de evaporação para os fluidos refrigerantes R-290, R-1270 e R-22. Da figura, é possível observar que ambos os fluidos alternativos escolhidos possuem uma pressão de vapor similar à do R-22, sendo que o propano é mais indicado para temperaturas mais baixas. O R-290 apresenta uma menor pressão de saturação, em relação ao R-1270 e o R-22, para uma temperatura dada. Isto permite que um sistema operando com R-290 opere a menores taxas de compressão, em relação ao R-1270 e R-22, impactando favoravelmente no consumo de energia do compressor e no desempenho do sistema.

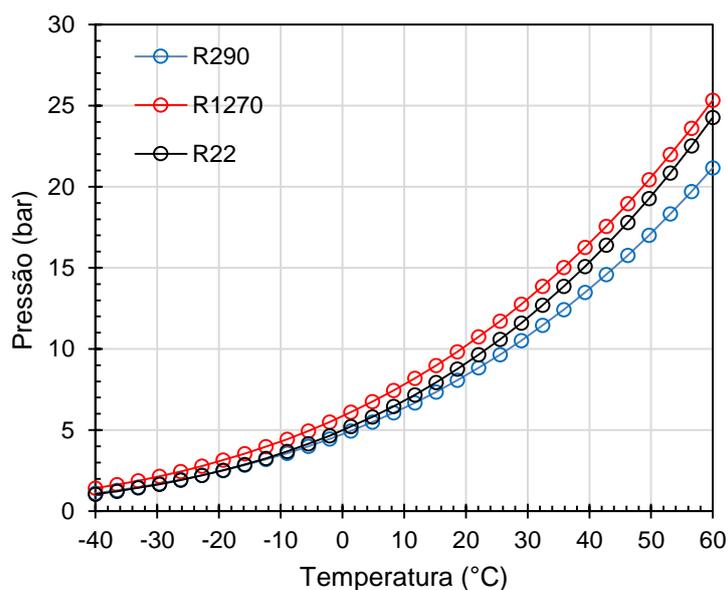


Figura 1 – Curva de pressão de saturação em função da temperatura para os fluidos R290, R1270 e R22.

Nas Fig. 2 (a) e (b) é apresentado o calor específico dos fluidos refrigerantes em análise, respectivamente nas fases líquido e vapor. Nas figuras pode ser observado que os fluidos refrigerantes R-290 e R-1270 apresentam um calor específico maior em relação ao R-22 ao longo de todas as temperaturas apresentadas, tanto na fase líquida como vapor. O calor específico do vapor está relacionado de forma inversamente proporcional à temperatura de descarga do compressor. Assim, é esperado que o R-290 apresente menor

temperatura de descarga do compressor, o que favorece a vida útil e preserva as características do óleo lubrificante. Adicionalmente, devido ao elevado calor específico dos fluidos hidrocarbonetos, os mesmos tendem a apresentar maior capacidade de transportar energia que o R22.

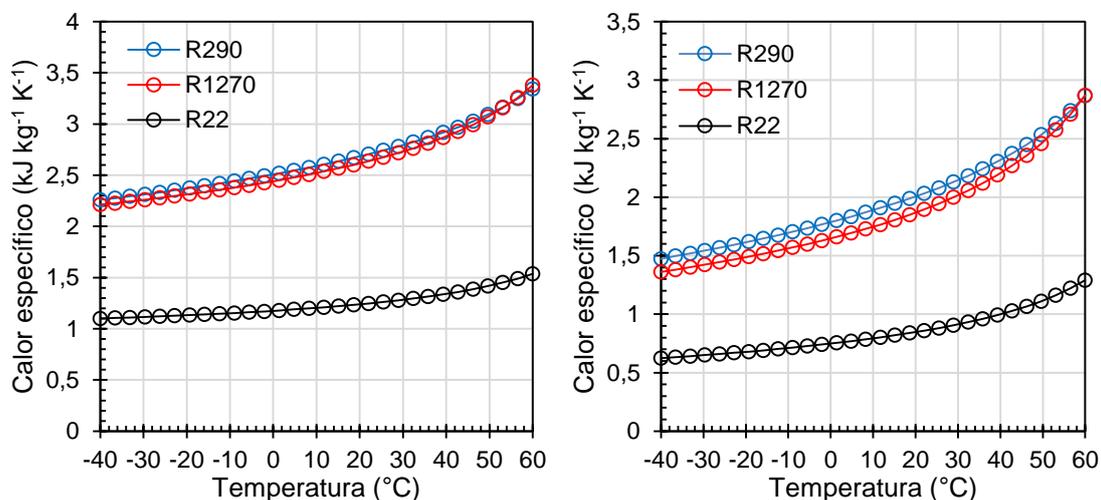


Figura 2. Calor específico do líquido (a) e do vapor (b) em função da temperatura de evaporação para os fluidos R-290, R-1270 e R-22.

Ao comparar a massa específica dos fluidos R-290 e R-1270 foi encontrado que o R-290 apresenta essa propriedade levemente inferior do que a do R-1270, isto contribui de forma favorável à redução de carga de fluido refrigerante no sistema, com reduções na faixa de 5% (Park, et al., 2008). Outras propriedades termodinâmicas como a viscosidade e a condutividade térmica dos fluidos R-290 e R-1270 são similares e podem ser consideradas em uma análise mais profunda sobre qual seria o fluido refrigerante ótimo para uma dada aplicação. No entanto, a disponibilidade de compressores no mercado brasileiro projetados e otimizados para operar com R-1270 é muito reduzida.

3 FUNCIONAMENTO DO RESFRIADOR DE CHOPP

O resfriador de chopp está fundamentado no ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional, conforme apresentado na Fig. 3. O ciclo de refrigeração está composto por quatro processos: o processo de compressão, o fluido refrigerante, no estado de vapor saturado, entra no compressor, onde sua pressão e temperatura são incrementadas, atingindo o estado de vapor superaquecido, e segue para o condensador. O fluido refrigerante, após deixar o compressor entra no condensador onde ocorre o processo de troca de calor a pressão praticamente constante, rejeitando calor para o meio externo, deixando o mesmo no estado de líquido comprimido. Garantindo que o fluido refrigerante esteja na fase líquida, o

mesmo segue para o dispositivo de expansão (tubo capilar), onde é imposta uma elevada perda de carga no escoamento, passando por um processo isoentálpico, entra no evaporador a baixa pressão e baixa temperatura, absorvendo o calor do meio circundante até evaporar completamente, processo.

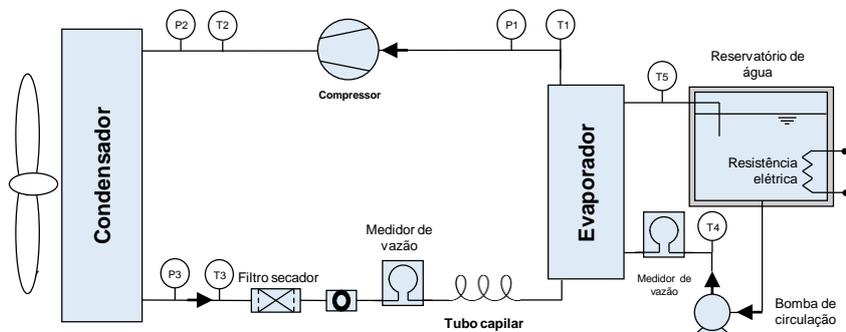


Figura 3. Ciclo de refrigeração que utiliza o resfriador de chopp.

Dentro das principais características construtivas do equipamento, encontrou-se que o processo de compressão é realizado utilizando um compressor alternativo, do tipo hermético de média e baixa pressão de sucção; o processo de condensação é realizado em um trocador de calor de fluxo cruzado, que troca calor com o ar exterior; a expansão do fluido refrigerante é realizada por um tubo capilar; por fim, o processo de evaporação se dá dentro de um evaporador do tipo inundado. Esse tipo de evaporador demanda uma grande quantidade de fluido refrigerante na fase líquida

O condensador utilizado no resfriador é um trocador de calor de fluxo cruzado, em que o fluido refrigerante circula por tubos de cobre. As aletas externas do trocador de calor são de alumínio. O escoamento de ar é gerado por um ventilador axial, localizado acima do condensador.

O fluido refrigerante circula pelo sistema de refrigeração por meio de tubulações de cobre, tanto na linha de alta pressão como a de baixa pressão. Já o chopp, em todas as partes do sistema, circula por uma tubulação de aço inox, com diâmetro nominal de 3/8" (~10 mm) e espessura de 1/32" (0,8 mm). A capacidade do resfriador está definida pela vazão máxima de chopp que o equipamento consegue fornecer com o fluido entrando a 25 °C e saindo a ∓ 1 °C.

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A fim de obter todas as informações possíveis e assim permitir a caracterização do sistema de refrigeração em análise, foi desenvolvido um aparelho experimental que permitiu a medição das principais variáveis de operação do sistema (temperatura, pressão, vazão mássica etc), ver Fig. 3. Foi utilizada água para simular o resfriamento da cerveja, por possuir propriedades termofísicas similares. Todos os testes foram realizados na condição de regime permanente, condição na qual as propriedades termodinâmicas não mudam

de forma significativa com o tempo. Os testes realizados, além de visar um conhecimento geral do sistema, visaram principalmente a determinação da carga ótima de fluido refrigerante.

Foram testadas duas condições de operação do equipamento, dadas pelo controle da temperatura de entrada da água, (1) a 8 °C e (2) a 25 °C, mantendo constante a temperatura de saída a 0 °C. A fim de simular condições de operação convencionais, a temperatura da sala foi mantida em aproximadamente 30 °C. Para cada um dos resfriadores testados, foi variada a carga de fluido refrigerante no sistema de acordo com a massa usada pelo fabricante. Para finalizar, foi testado o resfriador convertido para R-290, para o qual foi desenvolvido um evaporador alternativo ao de tipo inundado. Esse evaporador visa a redução drástica de fluido refrigerante e ao aumento da segurança do sistema, via eliminação do uso de vasos de pressão e aumento da estanqueidade (menor quantidade de uniões brassadas).

5. RESULTADOS

Na Fig. 4(a) são apresentados os dados experimentais obtidos para o COP em função da carga de fluido refrigerante. Observa-se que o COP apresenta uma relação aproximadamente linear com a carga de fluido refrigerante, impossibilitando a determinação de um ponto ótimo nesse parâmetro. De acordo com o fabricante, o resfriador opera com uma carga de 1,2 kg. Durante a realização dos testes, notou-se constante passagem de bolhas pelo visor de líquido, mesmo na máxima carga de fluido refrigerante avaliada, 1,4 kg. Na Tabela 2 foram registrados os dados experimentais encontrados.

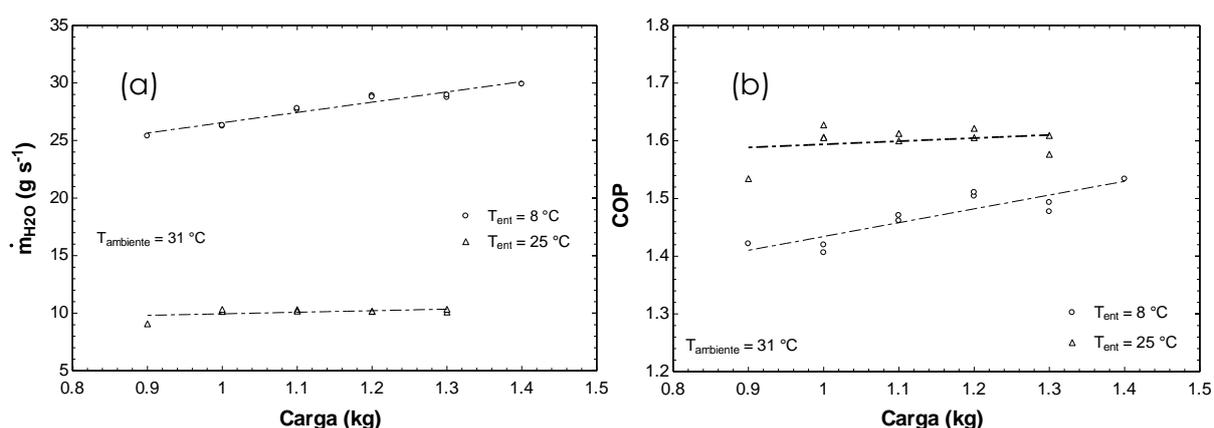


Figura 4. (a) Desempenho e (b) capacidade do resfriador de chope operando com R-22.

Conforme observado nos resultados obtidos para do resfriador com R-22 (Figura 4 e Tabela 2), o subresfriamento foi muito baixo e, durante os testes, houve passagem de bolhas. Nesse sentido, foi necessário redimensionar o tubo capilar, devido à constante passagem de bolhas. Os testes foram

iniciados com o tubo capilar de 0,991 mm de diâmetro interno e comprimento de 800 mm, e, após, foi substituído por um do mesmo diâmetro e comprimento de 1200 mm. Os testes foram realizados utilizando o mesmo equipamento, apenas alterando o fluido refrigerante e o tubo capilar. A carga inicial de fluido refrigerante utilizada no resfriador de R-290 foi estimada utilizando um fator de ajuste que relaciona a carga de R-290 com a de R-22, para uma dada aplicação, de 0,41 (GTZ/Proklima, 2007; MMA,2015). Assim, a massa equivalente de R-290 para essa aplicação foi 0,492 kg. Além disso, pelo quesito segurança, a carga de R-290 foi limitada a 0,600 kg.

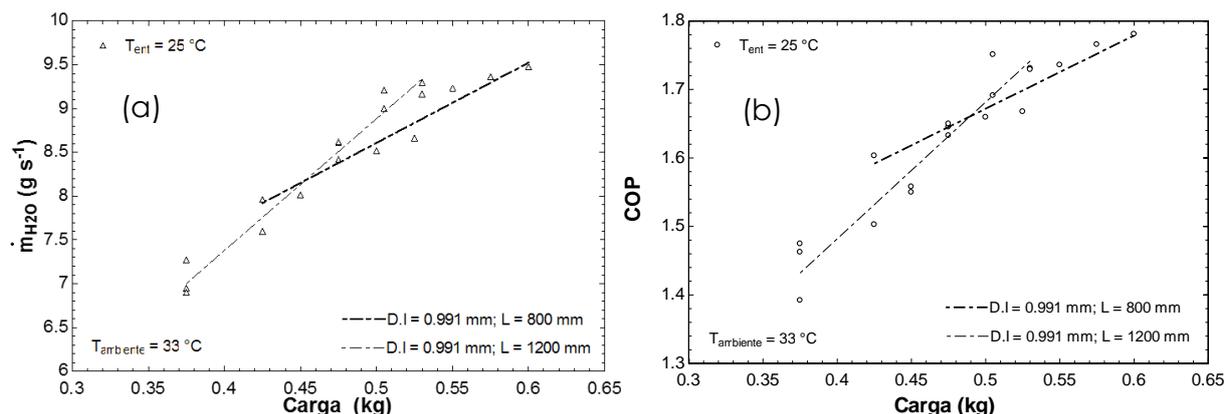


Figura 5. (a) Desempenho e (b) capacidade do resfriador de chope operando com R-290.

O coeficiente de desempenho do resfriador de chope operando com R-290 é apresentado na Fig. 5. Durante os ensaios, foi possível determinar que, ao utilizar o tubo capilar de menor comprimento, a passagem de bolhas foi eliminada após a carga de 0,55 kg. Para o capilar com maior comprimento, um subresfriamento significativo foi atingido após 0,45 kg. Além disso, ao comparar as Figs. 4 e 5, encontrou-se que o desempenho do resfriador operando com R-290 foi levemente superior, enquanto que a capacidade de refrigeração foi inferior. Na Tabela 3 foram registrados os dados experimentais encontrados.

Uma vez realizado o processo de substituição do R-22, encontrou-se que utilizando fluidos refrigerantes naturais, o desempenho e a capacidade de refrigeração podem ser comparáveis com as do R-22. No entanto, a carga de fluido refrigerante se torna um fator importante para o uso de fluidos inflamáveis, classificação A3, devido às limitações impostas pelas normas de segurança (IEC 60335-2-89:2010), de até 0,15 kg.

Com o intuito de viabilizar a utilização de R-290, como fluido alternativo, foi desenvolvido um evaporador seco, com expansão indireta, para realizar o resfriamento do chope. Esse evaporador junto com um condensador microcanal foram utilizados para realizar a conversão de um resfriador comercial com capacidade de 20 l/h. De acordo com o fabricante, esse resfriador opera com uma carga de 0,80 kg de R-22. Ao realizar a conversão

do equipamento, encontrou-se que, com as modificações realizadas, a carga do equipamento foi reduzida de 1,2 kg de R-22 para 0,09 kg (90 gramas) de R-290. Como pode ser observado na Tabela 4, foi observado um desempenho superior ao do resfriador original que opera com R-22.

Tabela 2 - Dados experimentais da chopeira de R-22 na condição de temperatura de entrada da água a 25 °C.

P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T _{ent,H2O} (°C)	T _{sai,H2O} (°C)	Carga (kg)	\dot{W}_{at} (W)	COP (-)	T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	\dot{Q}_{H2O} (kW)
4,21	16,55	1,9	91,6	40,9	25,1	-0,2	0,9	628,7	1,534	43,14	-5,07	0,964
4,69	17,52	2,7	90,8	43,1	25,1	-0,0	1,0	668,7	1,606	45,53	-2,24	1,074
4,61	17,41	2,7	92,2	42,9	25,0	-0,0	1,0	666,6	1,605	45,28	-2,33	1,07
4,64	17,34	2,6	91,8	42,7	25,0	0,0	1,0	667,4	1,627	45,11	-2,19	1,086
4,68	17,77	2,5	92,8	43,8	25,1	0,1	1,1	671,9	1,612	46,13	-1,92	1,083
4,65	17,69	2,5	92,3	43,6	25,0	-0,1	1,1	671,3	1,6	45,95	-2,11	1,074
4,64	17,48	2,5	93,4	43,1	25,0	-0,1	1,2	666,0	1,605	45,44	-2,156	1,069
4,64	17,52	2,2	92,5	43,1	25,1	-0,1	1,2	665,7	1,622	45,54	-2,16	1,08
4,68	17,92	2,4	94,9	44,1	25,1	0,0	1,3	673,1	1,576	46,49	-1,90	1,061
4,70	17,95	2,3	92,2	44,0	25,1	0,1	1,3	673,9	1,609	46,56	-1,76	1,085

Tabela 3 - Dados experimentais da chopeira de R-290 com tubo capilar de D.I = 0,991 mm, L = 1200 mm e na condição de temperatura de entrada da água a 25 °C.

P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T _{ent,H2O} (°C)	T _{sai,H2O} (°C)	Carga (kg)	\dot{W}_{at} (W)	COP (-)	T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	\dot{Q}_{H2O} (kW)
3,33	13,77	0,3	72,8	39,3	25,1	1,0	0,375	502,8	1,463	40,23	-11,09	0,7354
3,31	13,81	0,4	72,9	39,5	25,0	-0,4	0,375	502,6	1,475	40,36	-11,29	0,7413
3,45	15,17	0,9	76,1	43,8	25,2	0,4	0,375	517,8	1,392	44,49	-10,06	0,7209
3,67	15,58	0,9	76,3	44,5	25,2	0,1	0,425	534,1	1,503	45,68	-8,147	0,8026
3,84	15,9	1,1	76,2	44,8	25,2	0,2	0,450	545,3	1,55	46,59	-6,735	0,8452
3,84	15,87	1,0	76,0	44,8	25,2	0,0	0,450	544,0	1,558	46,5	-6,784	0,8477
4,02	16,15	1,6	75,6	43,8	25,3	0,1	0,475	555,1	1,645	47,29	-5,343	0,9132
4,02	16,14	1,6	75,4	43,8	25,2	0,1	0,475	556,6	1,633	47,27	-5,318	0,9089
4,13	16,31	2,1	75,3	43,1	25,2	-0,0	0,505	564,8	1,691	47,74	-4,489	0,9553
4,11	15,88	1,9	73,7	41,5	25,2	-0,1	0,505	559,4	1,751	46,53	-4,607	0,9797
4,17	16,22	2,3	74,5	42,5	25,2	0,1	0,530	566,5	1,731	47,51	-4,151	0,9807
4,15	16,13	2,1	74,6	42,2	25,2	-0,1	0,53	564,0	1,729	47,26	-4,288	0,9754

Tabela 4 - Dados experimentais da chopeira de R-290, convertida, na condição de temperatura de entrada da água a 25 °C.

P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T _{ent,H2O} (°C)	T _{sai,H2O} (°C)	Carga (kg)	\dot{W}_{at} (W)	COP (-)	T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	\dot{Q}_{H2O} (kW)
-------------------------	-------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------------	------------------------------	---------------	-----------------------	------------	---------------------------	---------------------------	-------------------------

3,97	13,59	2,4	71,6	34,1	25,7	0,2	0,09	370,6	1,701	39,7	-5,7	0,6306
3,98	13,54	3,7	72,7	33,8	25,7	0,3	0,09	360,7	1,731	39,5	-5,6	0,6244
3,95	13,27	2,8	71,61	32,8	25,7	0,1	0,09	367,4	1,761	38,7	-5,9	0,6472
3,99	13,03	-4,5	62,5	31,4	25,3	0,0	0,09	351,8	1,793	37,7	-5,5	0,6306
3,99	13,03	-4,5	64,7	31,2	24,9	0,2	0,09	350,0	1,784	37,7	-5,6	0,6242
3,98	13,02	-4,3	64,5	31,2	25,7	0,1	0,09	348,0	1,812	37,8	-5,7	0,6306

5 AVALIAÇÃO DO IMPACTO AMBIENTAL – TEWI

A avaliação do impacto ambiental do resfriador de chope será realizada utilizando a metodologia TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*). Essa metodologia relaciona os impactos gerados pelo sistema de refrigeração em kg de CO₂ equivalente. O TEWI está dividido em duas parcelas a primeira relacionada às emissões diretas, que são causadas pelo vazamento do fluido refrigerante na atmosfera. A segunda parcela está relacionada com as emissões indiretas, relacionadas à geração de CO₂ durante a operação e o final da vida útil do equipamento. O TEWI de um equipamento é calculado por meio da Eq. 1.

$$TEWI = GWP_m L_{anual} n + GWP_m (1 - \alpha_{rec}) + E_{anual} \beta n \quad (1)$$

Em que:

GWP: Potencial de aquecimento global do fluido refrigerante relativo ao CO₂ a 100 anos;

m: Carga de fluido refrigerante no sistema (kg);

L_{anual}: Taxa e vazamento anual (%/100);

n: Vida útil do sistema (anos);

α_{rec} : Fator de recuperação, reciclagem do fluido (0 - 1);

E_{anual}: Consumo de energia anual (kWh);

β : Fator de emissões indiretas

Para realizar uma análise justa do TEWI de cada um dos resfriadores foram realizadas as seguintes considerações:

Os dados para do TEWI foram tomados de dados experimentais (Tabelas x, y, z);

Para o valor do GWP₁₀₀ de cada fluido toma-se o valor da quinta avaliação (AR5);

Por possuírem capacidades em condições de operação similares, os sistemas operam a mesma quantidade de horas por dia, igual a 8 horas;

O fator de recuperação para o propano é zero, pois durante manutenções feitas em sistemas que operam com HCs, convencionalmente não é realizado o recolhimento (AHAM, 2017);

Considera-se que os sistemas possuem vida útil similares, igual a 7 anos.

Os dados de GWP para o cálculo do TEWI dos fluidos em análise é listado na Tabela 1.

Tabela 1 - Valor de GWP dos fluidos refrigerantes. Fonte: (MMA, 2017)

Fluido refrigerante	GWP ₁₀₀ (kgCO ₂)
R-22	1760
R-290	~3

A taxa de vazamento anual para diferentes tipos de sistemas foi classificada pela AIRAH (2012). O resfriador de chope em análise é um sistema de refrigeração do tipo *self-contained*, para o qual a taxa de vazamento corresponde a um valor de 2%. Foi utilizado como fator de recolhimento do sistema de R-22 o valor 70% (MMA, 2015), e 0% para o sistema com R-290.

Em relação ao fator de emissões indiretas, que se encontra diretamente relacionado à matriz energética brasileira, foi o correspondente a 0,065 kWh/kgCO₂ (MMA, 2017). A energia consumida pelo resfriador foi calculada a partir da potência líquida, compressor mais ventilador (ver Tabela 2, 3 e 4), para o qual foi assumido um tempo de operação de 8 horas por dia.

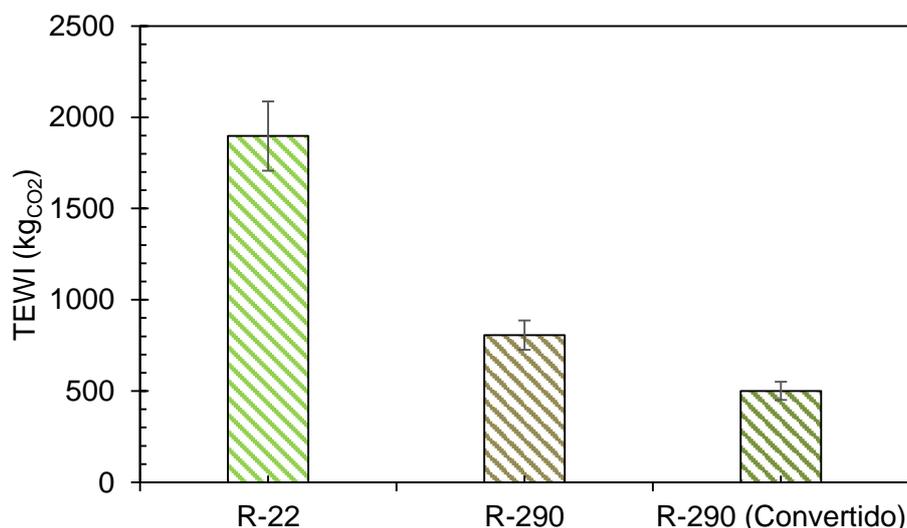


Figura 5 - Valores calculados de TEWI para o resfriador de R22 e de R290.

A Fig. 5 apresenta o valor obtido no cálculo do TEWI dos sistemas em análise. Assim, para uma substituição de R-22 para R-290, o impacto ambiental do equipamento é significativamente reduzido. Na Figura, também é apresentado o TEWI do resfriador de chopp convertido. É possível realizar essa

afirmação, uma vez que a diferença entre o TEWI do R-22 e do R-290 está acima do 10% de incerteza, conforme recomendado pela AIRAH (2012) para análises comparativas.

CONCLUSÕES

Quando comparadas as propriedades termodinâmicas do R-22 aos fluidos alternativos propostos, pouco pode ser concluído a respeito da operacionalidade de um *drop-in* imediato. Alguns modelos matemáticos contribuem positivamente para a previsão da melhor opção de substituição do mesmo;

Encontrou-se que o *drop-in*, substituição do fluido refrigerante sem alterações no resfriador de chope, não foi viável devido à elevada demanda de carga de fluido refrigerante, superior ao permitido pelas normas de segurança atuais (150 g de hidrocarboneto);

Foi realizada a conversão de um equipamento com capacidade de 20 l/h para operar com R-290, com carga reduzida (abaixo de 150 gramas), e com desempenho energético superior ao resfriador original.

Finalmente, a comparação do TEWI provou que desempenho superior e processos amigáveis ao meio-ambiente podem ser aplicados simultaneamente, a fim de reduzir efeitos diretos e indiretos ao aquecimento global. A utilização de um refrigerante com baixo GWP reduz os impactos diretos ao meio ambiente.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Ministério do Meio Ambiente, por intermédio do Programa Brasileiro de Eliminação de HCFC (PBH), a Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial pela implantação do projeto de conversão da chopeira, a CAPES, CNPq, FAPEMIG pelo suporte e, também, à empresa Chopeiras Ccitti, na pessoa do Sr. Márcio José Fonsatti.

REFERÊNCIAS

- AHAM. 2017. Safe Servicing of Household Appliances with Flammable Refrigerants: Recommended Practices. [Online] Setembro de 2017. <http://www.aham.org/DownloadableFiles/AHAM%20Guidance%20for%20Safe%20Servicing%20Appliances%20with%20Flammable%20Refrigerants.pdf>.
- AIRAH. 2012. Methods for calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI). S.I.: The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating, 2012.
- Antunes, A. H. P., Bandarra Filho, E. P., 2011, "Experimental analysis of a commercial refrigeration system operating with R22 and the hydrocarbon

- R1270", Proceedings of the 42th International Congress and Exhibition on Heating, Refrigeration & Air Conditioning. Breograd, Serbia.
- ASHRAE Standard 34: Designation and Safety Classification of Refrigerants, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010.
- EN 378, 2008, Refrigerating Systems and Heat Pumps e Safety and Environmental Requirements, BSI, London.
- Colbourne, D. e Suen, K. O., 2000, Assessment of performance of hydrocarbon refrigerants, Proceedings of the IIR Gustav Lorentzen fourth conference on natural working fluids, Purdue, USA.
- Corberán, M. J., Insured, J., Colbourne, D., González, J., 2008, Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, n. 1, pp. 748-756.
- Domanski, P. A. e Yashar, D., 2006, Comparable Performance Evaluation of HC and HFC Refrigerants in an Optimized System. IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 7th. Proceedings. May 28-31, Tondheim, Norway, 2006.
- GTZ/Proklima. 2007. Manual de Segurança, Recolhimento e Reciclagem de Fluidos Refrigerantes. Latin América & Caribbean : União do Protocolo de Montreal, 2007.
- MMA, 2015. Orientações para uso seguro de fluidos frigorigênicos hidrocarbonetos: um manual para engenheiros, técnicos, instrutores e formuladores de políticas – para uma refrigeração e climatização mais sustentável. Brasília : Brasil: Ministério do Meio Ambiente, 2015. p. 344p. 978-85-7738-250-7.
- Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012, The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating, 2012.
- Mohanraj, M., Jayaraj, S. e Muraleedharan, C., 2009, Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—a review, International Journal of Greenhouse Gas Control 3, pp. 108–119.
- Park, K. J., Jung, D., 2007, "Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications", Applied Energy, Vol. 84, pp. 985-991.
- Schmidt, F. Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. In: THE 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, IIR/IIF, Sydney, 1999.