

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO OPERANDO COM R600a e R290

Jacks Alexandre Pitman Carvalho¹

jackspitman@outlook.com

Eduardo Manfredini Ferreira¹

eduardomanfredini@ufgd.edu.br

¹Universidade Federal da Grande Dourados-UFGD

RESUMO: Os sistemas de refrigeração são essenciais para a vida moderna, e a eficiência energética desses sistemas é de suma importância, dada a representatividade desses sistemas no consumo de energia elétrica, sendo que no setor residencial, refrigeração e ar-condicionado chegam a representar 35% do consumo total de energia. No presente trabalho, analisou-se o impacto do uso de um trocador de calor intermediário em um sistema simples de compressão de vapor, e a substituição do largamente utilizado R134a, um HFC de alto GWP (1300), por dois hidrocarbonetos, R600a – o isobutano – e R290 – o propano – (GWP<10), estudando o impacto no COP e na carga de refrigerante, além da viabilidade de uso destes hidrocarbonetos para temperaturas do evaporador de 0°C até -20°C. Os resultados foram positivos, mostrando um COP maior com o uso do trocador de calor interno e equivalente ao substituir o fluido de trabalho. Além disso, uma redução na vazão de refrigerante no sistema (cerca de 80%) e pressões de trabalho viáveis, quando usando hidrocarbonetos.

Palavras-chave: DWSIM, refrigeração, R600a, R290, R134a.

1. INTRODUÇÃO

Dentro dos aspectos referentes à eficiência energética, os sistemas de refrigeração desempenham um papel de grande importância. No ano de 2017, mais da metade do consumo de energia elétrica no Brasil se deu no setor de edificações (residências, comércios e repartições públicas), sendo que apenas o setor residencial foi responsável por 26% do total de energia consumida no país neste ano [1].

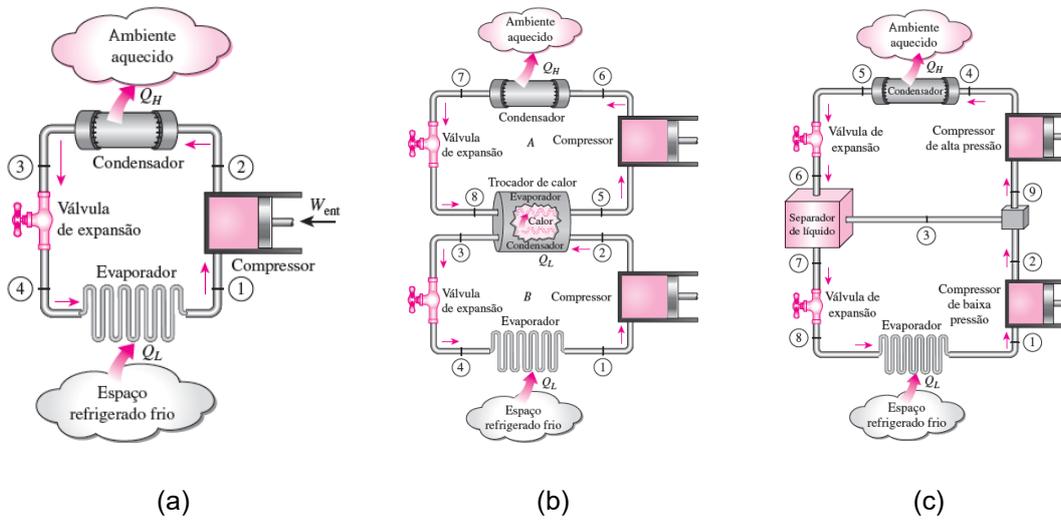
Analisando este setor mais a fundo, estima-se que cerca de 35% do consumo de energia do setor refere-se a gastos com refrigeração (geladeiras, freezers e condicionadores de ar). No setor industrial o consumo energético corresponde a 38% [1] e em suas instalações são utilizadas extensas linhas de refrigeração no setor frigoríficos, apenas como exemplo. No setor comercial o cenário se repete, como em supermercados, de modo que os custos com refrigeração se concentram na conservação e exposição de alimentos, além da climatização do ambiente.

Concatenando as informações apresentadas anteriormente, nota-se que qualquer melhoria aplicada aos ciclos de refrigeração, gera um efeito em cascata que afeta todos os setores de consumo de energia no Brasil, levando a um decréscimo de consumo e, por consequência, aumento da eficiência energética.

1.1 Visão geral das configurações de um sistema de compressão de vapor

No âmbito do aumento de eficiência em sistemas de refrigeração, é possível melhorar o sistema a partir da mudança de configuração do ciclo padrão de 4 estágios de compressão de vapor (Fig. 1a). Alguns deles são os ciclos em cascata (Fig. 1b), ciclos com multi-estágios de compressão e separador líquido (Fig. 1c).

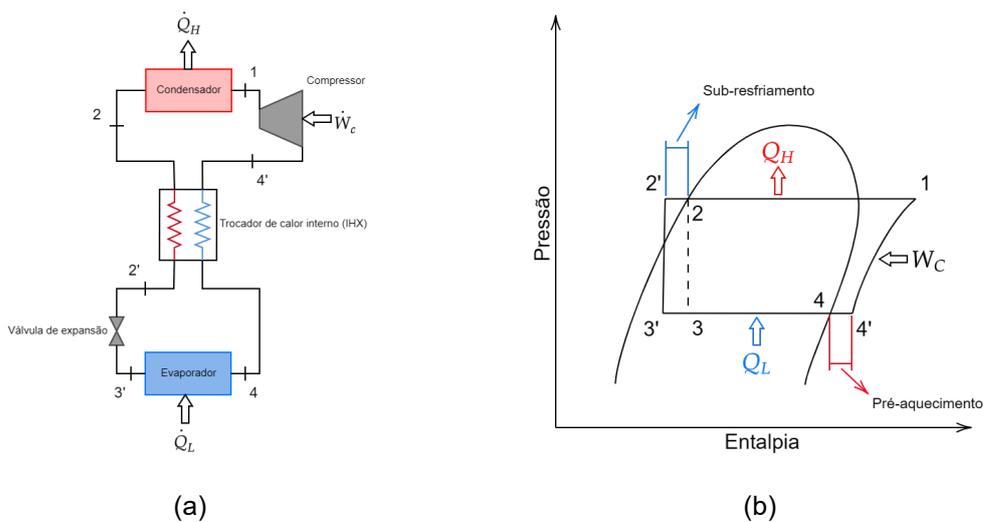
Figura 1. (a) Ciclos de compressão a vapor, (b) em cascata (c) e compressão em dois estágios com separador de líquido.



Fonte: ÇENGEL e BOLES (2011)

Um dos métodos mais simples para aumentar a eficiência dos ciclos de refrigeração, sem considerar os citados anteriormente, é o ciclo com trocador de calor interno, que permite resfriar mais o líquido antes de entrar na válvula de expansão, diminuindo o título da mistura após a expansão, permitindo uma maior troca térmica no evaporador (Fig. 2a). A Fig. 2b mostra o efeito conseguido, sendo que o ciclo original é representado pelo processo (1 – 2 – 3 – 4). Ao invés do ponto de entrada no evaporador ser 3, ele se torna 3', com a diferença de entalpia entre 4 e 3' maior do que 4 e 3, permitindo uma maior capacidade de refrigeração.

Figura 2. Ciclo com trocador de calor interno, configuração (a) e diagrama (b)



Fonte: Autor (2023)

Essa adição não necessariamente faz com que a eficiência do sistema aumente, dado que o ponto 4' está mais na região de superaquecimento do que o ponto original 4. Nesse ponto, o volume específico (m^3/kg)

é maior, levando a uma aspiração em massa do compressor menor, requerendo um trabalho maior para manter o fluxo mássico de refrigerante no sistema [3].

1.2 Tipos de gás refrigerante e seu impacto ambiental

Com as crescentes pressões acerca do aquecimento global, não apenas a eficiência do sistema deve ser levada em consideração, mas também o tipo de refrigerante que será usado. No Brasil já existem diversos decretos controlando e colocando um prazo limite no uso de alguns tipos de refrigerante, apresentados na Tab. 1.

Um dos refrigerantes mais usados hoje em dia no Brasil é o R134a que, embora não seja a opção mais vantajosa para os outros países, encontrou um mercado que sua capacidade de ser usado em lugares com altas temperaturas ambientes é essencial [4].

Tabela 1. Situação atual dos refrigerantes no Brasil (Adaptado IBAMA, 2022)

Classe	Importação	Observação
CFCs	Proibido	Em acordo com a Resolução Conama nº 267, 14/09/2000
HCFCs	Restrito	Permitido para empresas que tem uma quota de importação, com aprovação do IBAMA, em acordo com a Instrução Normativa do nº 4, 14/02/2018, é esperado uma redução de 100% até 2040 (atualmente está em 51,6%)
HFCs	Permitido	Permitido para empresas que seguem a legislação ambiental vigente, também com aprovação do IBAMA, é esperado uma redução de 80% até 2045 (Emenda de Kigali, 2016)

Todos os gases refrigerantes que se encaixam nas classificações da Tab. 1, possuem um alto GWP (*Global Warming Potential* ou Potencial de Aquecimento Global), sendo milhares de vezes maior do que o do grande vilão do aquecimento global, o dióxido de carbono (CO₂). Uma boa opção para esses gases são os refrigerantes naturais, mais especificamente os hidrocarbonetos. A Tab. 2, mostra uma comparação entre algumas características destes refrigerantes, sendo que nenhum dos citados possui toxicidade relevante.

Analisando a compatibilidade das tecnologias já usadas nos sistemas de refrigeração, os hidrocarbonetos se tornam uma opção ainda mais atrativa. Estes são miscíveis tanto com os óleos minerais (usados com CFC) tanto com os sintéticos (HFC), sendo que a miscibilidade é uma propriedade de grande importância, pois permite que o óleo se misture com o refrigerante e retorne para o compressor. Além disso, estes são totalmente compatíveis com os materiais usados na construção dos sistemas de refrigeração (metais e vedações), diferente da amônia, por exemplo, que é uma outra opção de refrigerante natural [6]. A

amônia exige tubulações em aço e compressores semi-herméticos, ou seja, o mesmo sistema usado para um HFC pode não ser adequado para o uso com amônia [7].

Tabela 2. Características de hidrocarbonetos em comparação com o R134a

Refrigerante	Flamabilidade	GWP ⁽¹⁾
R134a	Nula	1300
Isobutano (R600a)	Alta	3
Propano (R290)	Alta	3

⁽¹⁾ GOETZLER et al. (2014)

2. OBJETIVOS E METODOLOGIA

O objetivo do presente trabalho é analisar o ganho de eficiência energética de um sistema de refrigeração operando com R134a, avaliando seu COP, ao se utilizar um trocador de calor intermediário. Assim visa-se analisar a diferença deste ciclo melhorado operando com os hidrocarbonetos R600a e R290, discutindo a viabilidade da troca de refrigerante, baseando-se nas características de COP, capacidade de refrigeração, pressões de trabalho e vazão mássica.

2.1 Modelagem no DWSIM

Os sistemas foram modelados utilizando o *software* de simulação de processos DWSIM, uma alternativa *opensource* disponível no mercado, que já foi testado e validado perante experimentos e outras opções comerciais [9].

A temperatura de operação do evaporador (constante durante todo o processo), foi variada de **-20°C até 0°C**, para analisar vários pontos de funcionamento do sistema. As condições de contorno para as simulações, seguem na Tab. 3.

Tabela 3. Condições de contorno das simulações

Ponto	Condição
Compressor	$P_1 = P_{@35^\circ\text{C}}$
Condensador	$T_2 = 35^\circ\text{C}$, $X_2 = 0$ (líquido saturado)
Trocador de calor interno	Eficiência de troca térmica = 60%
Válvula de expansão	$P_3 = P_{3'} = P_{@T_4}$
Evaporador	$X_4 = 1$ (vapor saturado)
Vazão mássica	1 kg/s (unitário)

A eficiência de troca térmica do trocador de calor [10] é calculada baseando-se na maior troca térmica possível, definida como mostrado na Eq. 1.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (1)$$

Com C_{min} representando a menor taxa de capacidade térmica entre os dois fluidos, definido como o produto da vazão mássica do fluido por seu calor específico, $\dot{m}c_p$. $T_{h,e}$ é a temperatura de entrada do fluido quente, e $T_{c,e}$ a temperatura de entrada do fluido frio.

A efetividade do trocador de calor (ou eficiência de troca térmica) é definida pela Eq. 2:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2)$$

Após determinar a eficiência de troca térmica, possibilita calcular a taxa de transferência de calor, permitindo estimar as temperaturas de saída de ambos os fluidos.

O valor escolhido para a eficiência de troca térmica (60%) foi baseado em estimativas experimentais, de maneira que o valor da efetividade do trocador de calor interno variou de 30% até 80%, representando uma estimativa otimista, mas ainda sim dentro dos intervalos pesquisados [11] [12].

Como a eficiência isentrópica do compressor é um fator importante na eficiência do ciclo (assim como seria a eficiência da turbina em um Ciclo Rankine), esta pode ser estimada pela correlação da Eq. 3 [13]:

$$\eta_s = 0,9343 - 0,04478 \theta \quad (3)$$

Sendo θ é a razão de compressão (razão entre pressão de saída e entrada do compressor, sendo definida para o R134a e R744 - CO₂). Como os fluidos possuem propriedades completamente diferentes, é razoável estender a correlação para os HC's, que possuem características operacionais semelhantes ao R134a.

Para análise dos sistemas, foi calculado a capacidade frigorífica, definida pela Eq. 4 (no ciclo da Fig. 1a, $h_{3'} = h_3$), a potência demandada pelo compressor, dada pela Eq. 5 (no ciclo da Fig. 1a, $h_{4'} = h_4$), bem como o cálculo do COP, Eq. 6:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_4 - h_{3'}) \quad (4)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_1 - h_{4'}) \quad (5)$$

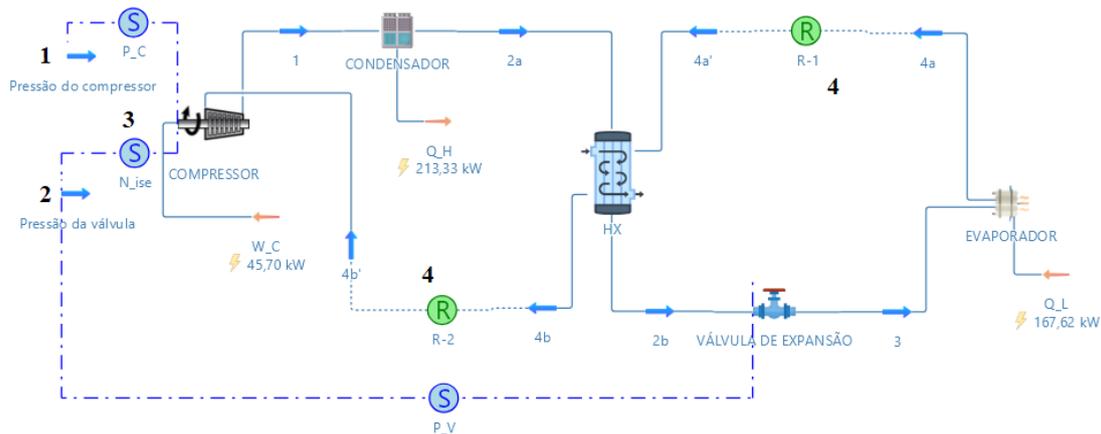
$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} \quad (6)$$

Para estimar as propriedades dos fluidos de trabalho escolhidos foi usada a equação de estado de Peng-Robinson, que já se encontra implementada no DWSIM. Acerca da confiabilidade da equação de estado para as substâncias escolhidas, o maior erro médio absoluto nas estimativas para os valores de COP foi de apenas 1,06%, comparando com as equações de alta precisão do software comercial REFPROP [14].

Por fim, a modelagem resultou no sistema mostrado na Fig. 3. O item “1” refere-se a pressão de saída do compressor, tal que o bloco lógico “P_C” coleta a pressão de saturação calculada na linha “Pressão do compressor”, e aplica como condição de saída do bloco “Compressor”. O mesmo ocorre para a pressão de saída da válvula de expansão, sendo “P_V” o bloco responsável, indicado em “2”. O item “3” representa o cálculo da eficiência isentrópica do compressor, usando a pressão de saída da válvula (variável entre as temperaturas do evaporador) e a pressão do compressor (constante para a mesma substância). Os itens “4” são apenas os blocos que realizam o cálculo do erro da iteração.

É importante ressaltar que, por se tratar de um simulador de processos baseado em uma equação de estado, os valores de entalpia e entropia específica não tem grande relevância e, sim, apenas suas diferenças. A equação de estado permite calcular a entalpia e entropia através da diferença entre o valor real e o valor do gás ideal, dentro de uma correlação já existente chamada de **função de partida**, definida pela Eq. 7, para a entalpia [15].

Figura 3. Sistema final no DWSIM



Fonte: Autor (2023)

$$h - h^* = RT(Z - 1) + \int_{\infty}^v \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv \quad (7)$$

O valor de entalpia mostrado no DWSIM (serve também para a entropia), é equivalente a função de partida mais a entalpia calculada para o gás ideal naquele estado, como mostrado na Eq. 8.

$$h = h - h^* + h^* \quad (8)$$

Entretanto, esse valor final de entalpia em nada é semelhante aos valores que poderiam ser obtidos de uma tabela de propriedades termodinâmicas, dado que o ponto de “referência” usado no DWSIM para o cálculo das propriedades é a própria substância, tratada como gás ideal, nas condições de **298,15 K e 101325 Pa** (nesse ponto, $h = 0$ kJ/kg).

Na Tab. 4, comparou-se o resultado de entalpia de líquido saturado e vapor saturado do R134a para temperaturas de -20°C, -10°C e 0°C, bem como a diferença entre essas entalpias, e o erro relativo obtido comparando-se com os valores disponíveis em [2].

Tabela 4. Erro relativo nas diferenças de entalpia de vaporização

T (°C)	h_líq. (kJ/kg)	h_vap. (kJ/kg)	Dif. (kJ/kg)	Erro (%)
-20	DWSIM = -252,36	DWSIM = -37,99	DWSIM = 214,37	0,7
	Tabela = 25,49	Tabela = 238,41	Tabela = 212,91	
-10	DWSIM = -239,63	DWSIM = -31,41	DWSIM = 208,22	1,1
	Tabela = 38,55	Tabela = 244,51	Tabela = 205,96	
0	DWSIM = -226,51	DWSIM = -24,95	DWSIM = 201,57	1,5
	Tabela = 51,86	Tabela = 250,45	Tabela = 198,60	

O erro relativo máximo foi de 1,5% em relação ao valor obtido pelas tabelas termodinâmicas da referência, ou seja, embora o valor absoluto da entalpia de cada estado não tenha concordância com os dados disponíveis da literatura, o valor de importância, que são as diferenças entre os estados, estão aceitáveis.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A primeira análise se deu por meio da comparação do desempenho dos ciclos com R134a com e sem o trocador de calor interno. O termo **R134a (1)** refere-se ao ciclo sem trocador de calor. A Tab. 5 representa os resultados obtidos. Nota-se que o ciclo com trocador de calor interno teve um aumento de COP na faixa entre 4 e 11% e, considerando a simplicidade e o custo de implementação do dispositivo, a sua inserção é recomendável.

Em equipamentos mais modestos que usam tubos capilares ao invés de válvulas de expansão, a linha de sucção é sobreposta, ou enrolada, sobre o dispositivo de expansão, a fim de realizar a troca térmica [16], permitindo uma configuração ainda mais simplificada.

Tabela 5. Resultados do cálculo do COP para o ciclo padrão e com trocador de calor

T_evaporador (°C)	-20	-10	0
COP R134a (1)	2,27	3,53	4,97
COP R134a	2,41	3,67	5,52
Elevação % do COP	6,17	3,97	11,07

Como uma próxima análise, considerando a vantagem do ciclo com trocador de calor, substituiu-se o fluido de trabalho (R134a) pelos dois hidrocarbonetos com baixa GWP escolhidos, o R600a e o R290, ambos. A Fig. 4 mostra o COP relativo entre os HC's e o R134a, em função da temperatura de trabalho do evaporador.

Ou seja, o COP relativo igual a 1 indica que o fluido proposto e o R134a apresentam valores idênticos. Valores menores que 1, o R134a apresenta o COP superior, e o raciocínio é inverso para valores maiores que 1.

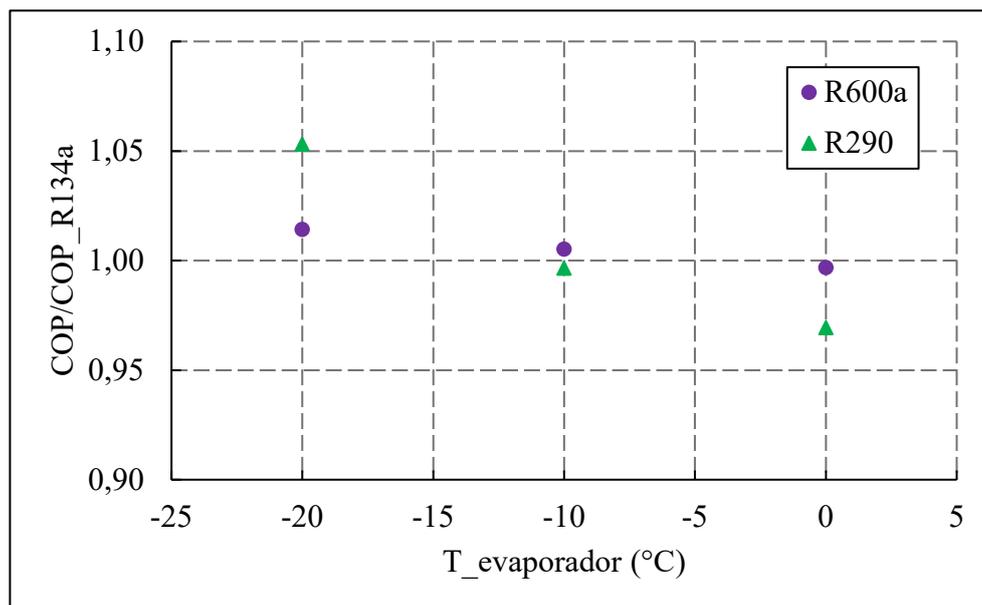
O desempenho é semelhante entre as três substâncias. De modo geral, os dois hidrocarbonetos se mostraram superiores para as temperaturas abaixo de -10°C , com um destaque para o R290, que obteve um COP até 5% maior com a temperatura do evaporador em -20°C . Para temperaturas acima de -10°C a vantagem é do R134a, mas a diferença não atinge 5%.

Para continuar analisando a viabilidade de uso dos fluidos, a próxima etapa foi a análise da capacidade frigorífica (Eq. 4). Os resultados estão apresentados na Fig. 5.

Do mesmo modo, a capacidade frigorífica está em escala relativa em relação ao R134a. Percebe-se que durante todo o intervalo de ensaio, as curvas do R290 e R600a são praticamente constantes. O Q_L de ambos é em torno de 80% a 90% maior do que do R134a. Isso indica que, para manter uma capacidade frigorífica, uma menor vazão mássica é necessária, reduzindo a carga de refrigerante no sistema.

Para sistemas de pequeno porte (residenciais e pequenas máquinas comerciais), a carga máxima permitida é de 150g de refrigerante quando usando hidrocarbonetos, o que é tipicamente mais do que suficiente. Em geral, ao se substituir o R134a pelo R290, sem alterar o design do circuito de refrigeração, a carga de refrigerante cai em mais de 40% [17].

Figura 4. COP relativo dos hidrocarbonetos em relação ao R134a

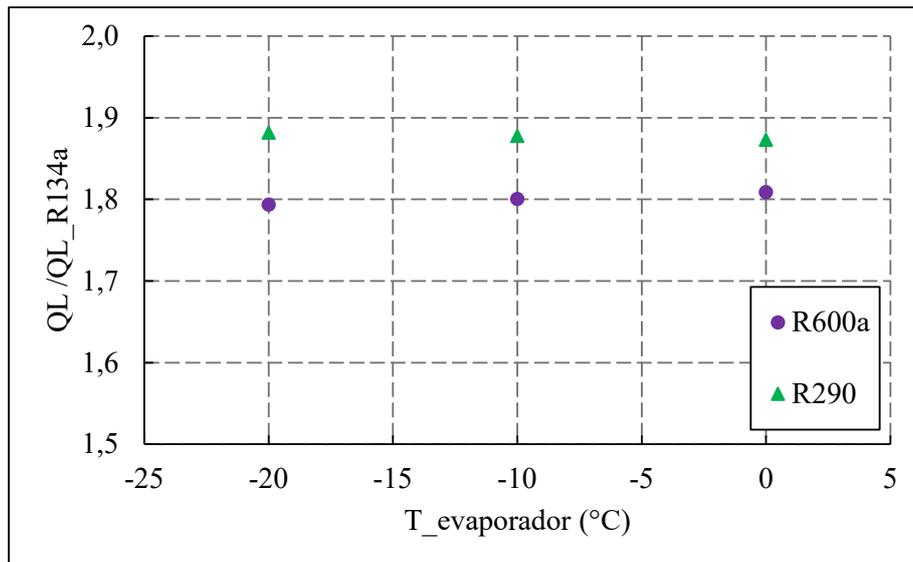


Fonte: Autor (2023)

Considerando que os hidrocarbonetos são inflamáveis essa informação é um ponto positivo, dado que cargas mais baixas aumentam a confiabilidade e segurança do sistema para possíveis vazamentos desses fluidos

Em geral, ao se realizar a substituição de um fluido por outro inflamável, deve-se garantir a impossibilidade da formação de uma atmosfera inflamável, e de possíveis pontos de ignição (faíscas, fugas de corrente etc.).

Figura 5. Capacidade frigorífica relativa



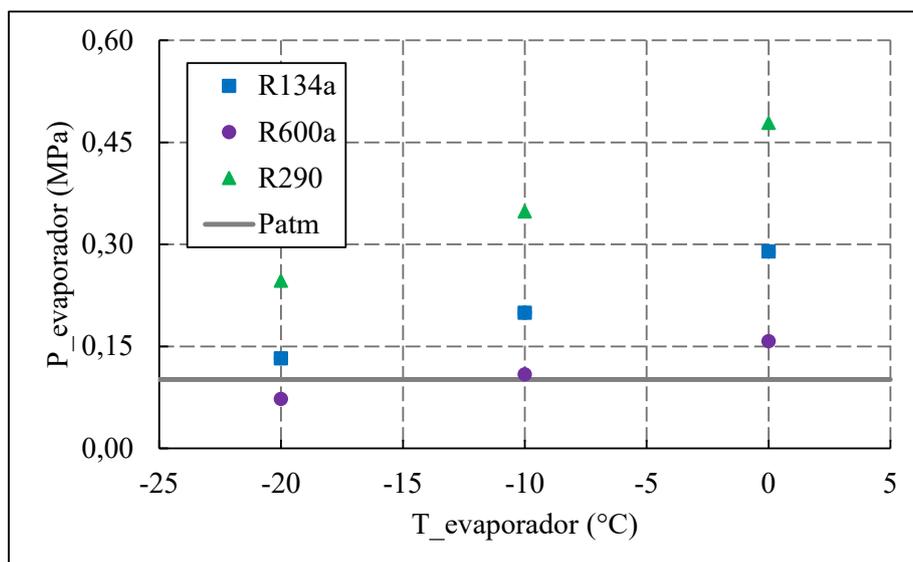
Fonte: Autor (2023)

Além disso, o fluido precisa de várias propriedades, como a troca de calor isotérmica no condensador, ou seja, a pressão no condensador precisa estar longe de sua pressão crítica, permitindo a mudança de fase do fluido de trabalho. É recomendado que a menor pressão do sistema esteja acima da pressão atmosférica, impedindo que ar infiltre no sistema, se misturando com o refrigerante [2].

Na Fig. 6 nota-se que o R290 apresenta um distanciamento da pressão atmosférica comparativamente melhor em relação ao R134a e R600a, respectivamente. Dentro dos dados apresentados nota-se que o fluido R600a se torna impraticável para temperaturas de trabalho no evaporador abaixo de -10°C , enquanto o R134a se aproxima da pressão atmosférica para temperaturas próximas a -20°C .

Os resultados obtidos com as simulações, para os quatro casos, a saber, R134a sem e com o trocador de calor, e R600a e R290 com trocador de calor, estão dispostos nos Apêndices I a IV, respectivamente.

Figura 6. Pressão de evaporação



Fonte: Autor (2023)

4. CONCLUSÃO

As principais conclusões deste trabalho são que a inserção de um equipamento simples, como um trocador de calor interno para essas condições, promove um leve aumento do COP do sistema e que a substituição do HFC R134a pelos hidrocarbonetos R600a e R290 é totalmente plausível, como um importante empecilho a inflamabilidade das substâncias, sendo necessário novas práticas de segurança para garantir o bom uso das substâncias.

A vazão mássica reduzida dos hidrocarbonetos é outro ponto positivo quando se analisa a segurança dos sistemas. Em uma situação ideal, a vazão pode ser até 80% menor, diminuindo a carga de refrigerante consideravelmente. Além disso, sua compatibilidade com os sistemas já existentes para os HFCs permite uma substituição quase que imediata do fluido de trabalho, respeitadas as questões de segurança.

Os hidrocarbonetos estudados conseguem níveis de desempenho equivalentes, e até melhores, com o R290 se destacando ao ser usado em temperaturas mais baixas, mantendo a pressão do evaporador acima da pressão atmosférica.

Pontos não abordados neste trabalho, e com potenciais de estudo futuro, ainda ficam abertas as possibilidades de aprofundamento nas características de segurança, entrando nos detalhes de como são os equipamentos de segurança necessários a se trabalhar com hidrocarbonetos atualmente. Uma análise exérgica também pode ser realizada, para definir quais são as etapas mais críticas para cada um dos fluidos (destruição de exergia).

Outro ponto a se analisar, sob um ponto de vista termodinâmico e numérico, é o comportamento da elevação porcentual do COP, em função da temperatura do evaporador. Observa-se que há um perfil parabólico, para o R134a, que pode ser devido ao próprio diagrama de fases termodinâmico do fluido ou outra situação operacional e/ou de limitação de equipamentos, os quais poderiam ser analisados. Caberia, ainda, questionar, se para os outros fluidos em análise o comportamento seria o mesmo e em que faixas de temperatura. Tal análise tem sua importância ao atuar de forma preditiva na implantação de sistemas.

Ressalta-se a importância do *software* DWSIM, uma alternativa de código aberto, transparente e confiável, que foi parte essencial para atingir os objetivos deste trabalho, principalmente por sua biblioteca que abrange as propriedades termodinâmicas e de objetos, com os equipamentos facilmente manipuláveis para simular desde um equipamento mais simples até uma unidade industrial.

Em próximos trabalhos é essencial a validação experimental dos dados aqui obtidos, pensando-se na substituição do R134a em equipamentos de pequeno porte, analisando-se quais as medidas precisariam ser tomadas para realizar essa substituição com a finalidade de uso do equipamento no mesmo local. Com a análise experimental é possível definir o consumo energético de cada fluido de trabalho, permitindo análises mais detalhadas, incluindo o custo de cada substância, bem como o *payback* da mudança de fluidos (considerando a carga do sistema) em caso de aumento de eficiência.

A sustentabilidade precisa andar lado a lado com o desenvolvimento de novas tecnologias. Nesse âmbito, um esforço para tornar o uso dos hidrocarbonetos mais seguro é essencial, enfatizadas as conclusões positivas retiradas ao final das análises e pesquisas realizadas.

REFERÊNCIAS

1. EPE (2018) Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética. Empresa de Pesquisa Energética - Ministério de Minas e Energia, Brasília - DF
2. Çengel YA, Boles MA (2011) Thermodynamics: an engineering approach, Seventh edition. McGraw-Hill, New York, NY
3. Stoecker WF, Jones JW (1982) Refrigeration and air conditioning, 2nd ed. McGraw-Hill, New York
4. Brasil (2020) Relatório com Informações sobre Tecnologias / Equipamentos de baixo GWP para ar-condicionado residencial. MMA - Ministério do Meio Ambiente, Brasília
5. IBAMA IB do MA e dos RNR (2022) Protocolo de Montreal. In: gov.br. <https://www.gov.br/ibama/pt-br/assuntos/emissoes-e-residuos/emissoes/protocolo-de-montreal>. Accessed 9 Jul 2023
6. Bolaji BO, Huan Z (2013) Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review. *Renew Sustain Energy Rev* 18:49–54. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.008>
7. Danfoss (2023) Amônia na refrigeração. In: Danfoss Eng. Tomorrow. <https://www.danfoss.com/pt-br/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerants-for-lowering-the-gwp/ammonia-nh3/#:~:text=A%20am%C3%B4nia%20%C3%A9%20um%20refrigerante%20natural.,um%20dos%20refrigerantes%20mais%20ecol%C3%B3gicos>. Accessed 2 Aug 2023
8. Goetzler W, Sutherland T, Rassi M, Burgos J (2014) Research and Development Roadmap For Next-Generation Low-Global Warming Potential Refrigerants. U.S. Department of Energy, Burlington, MA
9. Daniel Medeiros (2023) DWSIM - Literature. In: DWSIM. <https://dwsim.org/wiki/index.php?title=Literature>. Accessed 9 Jul 2023
10. Çengel YA, Ghajar AJ (2020) Heat and mass transfer: fundamentals & applications, Sixth edition. McGraw-Hill Education, New York, NY
11. Navarrosabri J, Cabello R, Torrella E (2005) Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C. *Energy* 30:621–636. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.05.019>
12. Santana LS, Castro J, Pereira LM (2019) THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A VAPOR-COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE WITH A HEAT EXCHANGER BETWEEN THE SUCTION AND LIQUID LINES. *Rev Eng Térmica* 18:19. <https://doi.org/10.5380/reterm.v18i2.70783>
13. Brown JS, Yana-Motta SF, Domanski PA (2002) Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. *Int J Refrig* 25:19–32. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00011-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00011-1)
14. Brown JS (2007) Predicting performance of refrigerants using the Peng–Robinson Equation of State. *Int J Refrig* 30:1319–1328. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.04.006>
15. Peng D-Y, Robinson DB (1976) A New Two-Constant Equation of State. *Ind Eng Chem Fundam* 15:59–64. <https://doi.org/10.1021/i160057a011>
16. BUNDY (2019) Heat Exchanger. In: Bundy Refrig. <https://www.bundyrefrigeration.com/heat-exchanger-manufacturers/>. Accessed 20 Jul 2023
17. EMBRACO EBDACS (2020) GUIDE FOR THE USE OF HCs REFRIGERANTS R600a AND R290

APÊNDICE I – Simulações para o R134a - Sem trocador de calor

Estado	4	3	2	1	
Temperatura	-20,00	-20,00	35,00	63,34	°C
Pressão	0,13	0,13	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	6,70	18,80	852,29	34,78	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-37,99	-176,69	-176,69	23,09	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,16	-0,71	-0,74	-0,09	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	0,35	0,00	1,00	

Estado	4	3	2	1	
Temperatura	-10,00	-10,00	35,00	49,30	°C
Pressão	0,20	0,20	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	9,86	32,04	852,29	37,09	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-31,41	-176,69	-176,69	9,69	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,16	-0,72	-0,74	-0,13	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	0,30	0,00	1,00	

Estado	4	3	2	1	
Temperatura	0,00	0,00	35,00	44,94	°C
Pressão	0,29	0,29	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	14,05	54,94	852,29	37,90	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-24,94	-176,69	-176,69	5,57	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,17	-0,72	-0,74	-0,14	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	0,25	0,00	1,00	

APÊNDICE II – Simulações para o R134a - Com trocador de calor

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	13,75	-20,00	-20,00	16,76	35,00	98,53	°C
Pressão	0,13	0,13	0,13	0,84	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	5,83	6,70	28,90	1110,98	852,29	30,30	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-11,16	-37,99	-203,51	-203,51	-176,69	57,63	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,06	-0,16	-0,81	-0,83	-0,74	0,01	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,23	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	17,48	-10,00	-10,00	19,91	35,00	77,32	°C
Pressão	0,20	0,20	0,20	0,84	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	8,79	9,86	49,02	1075,21	852,29	32,81	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-9,06	-31,41	-199,03	-199,03	-176,69	36,64	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,08	-0,16	-0,80	-0,81	-0,74	-0,05	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,19	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	21,27	0,00	0,00	23,12	35,00	63,77	°C
Pressão	0,29	0,29	0,29	0,84	0,84	0,84	MPa
Massa específica (Mistura)	12,82	14,05	83,29	1035,40	852,29	34,72	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-7,21	-24,94	-194,42	-194,42	-176,69	23,51	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,11	-0,17	-0,79	-0,80	-0,74	-0,09	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,16	0,00	0,00	1,00	

APÊNDICE III – Simulações para o R600a - Com trocador de calor

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	14,06	-20,00	-20,00	13,04	35,00	85,92	°C
Pressão	0,07	0,07	0,07	0,47	0,47	0,47	MPa
Massa específica (Mistura)	1,81	2,07	10,28	567,21	539,55	9,78	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-20,51	-74,02	-370,91	-370,91	-317,41	101,14	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,02	-0,22	-1,39	-1,41	-1,23	0,10	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,20	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	17,69	-10,00	-10,00	16,82	35,00	68,43	°C
Pressão	0,11	0,11	0,11	0,47	0,47	0,47	MPa
Massa específica (Mistura)	2,70	3,01	17,45	562,67	539,55	10,41	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-15,61	-60,21	-362,01	-362,01	-317,41	66,25	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,06	-0,22	-1,37	-1,38	-1,23	0,00	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,17	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	21,40	0,00	0,00	20,68	35,00	57,39	°C
Pressão	0,16	0,16	0,16	0,47	0,47	0,47	MPa
Massa específica (Mistura)	3,91	4,26	29,91	557,93	539,55	10,87	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-10,87	-46,25	-352,78	-352,78	-317,41	44,85	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,09	-0,22	-1,34	-1,35	-1,23	-0,06	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,14	0,00	0,00	1,00	

APÊNDICE IV – Simulações para o R290 - Com trocador de calor

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	13,94	-20,00	-20,00	15,80	35,00	91,35	°C
Pressão	0,25	0,25	0,25	1,23	1,23	1,23	MPa
Massa específica (Mistura)	4,77	5,52	23,84	508,34	476,81	20,28	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-25,27	-79,89	-391,37	-391,37	-336,75	97,65	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,25	-0,45	-1,68	-1,71	-1,52	-0,15	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,22	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	17,59	-10,00	-10,00	19,06	35,00	75,43	°C
Pressão	0,35	0,35	0,35	1,23	1,23	1,23	MPa
Massa específica (Mistura)	6,78	7,67	37,66	503,31	476,81	21,69	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-21,99	-67,77	-382,53	-382,53	-336,75	64,12	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,30	-0,46	-1,66	-1,68	-1,52	-0,24	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,19	0,00	0,00	1,00	

Estado	4b	4a	3	2b	2a	1	
Temperatura	21,32	0,00	0,00	22,39	35,00	63,77	°C
Pressão	0,48	0,48	0,48	1,23	1,23	1,23	MPa
Massa específica (Mistura)	9,43	10,41	59,84	498,05	476,81	22,89	kg/m ³
Entalpia Específica (Mistura)	-19,34	-55,91	-373,33	-373,33	-336,75	40,00	kJ/kg
Entropia específica (Mistura)	-0,34	-0,47	-1,63	-1,65	-1,52	-0,31	kJ/[kg.K]
Fração de Massa (Vapor)	1,00	1,00	0,16	0,00	0,00	1,00	