



XVIII CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR
São Paulo Expo – 13 à 15 de setembro de 2023

DESEMPENHO DO R1234yf E R436A COMO FLUIDOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AO R134a EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO TIPO CASCATA COM CO₂

RESUMO

Os impactos ambientais causados pelos sistemas de refrigeração, tem impulsionado diferentes normativas europeias que limitaram a utilização de gases fluorados, tendo como o objetivo principal a utilização de fluidos refrigerantes com um GWP inferior a 150. Nesse sentido, sistemas de refrigeração em cascata que operam com R134a no ciclo alta temperatura serão proibidos. Portanto, este trabalho apresenta uma análise experimental no desempenho energético dos fluidos refrigerantes R436A e R1234yf (caracterizados por seu baixo GWP), como fluidos alternativos ao R134a em um ciclo de refrigeração do tipo cascata que opera com CO₂ no ciclo de baixa temperatura. Nesta pesquisa, os testes foram conduzidos em temperaturas de condensação de 34, 37 e 40 °C e carga térmica variando entre 2 e 3 kW. O objetivo foi avaliar e comparar os efeitos da temperatura de descarga, capacidade de refrigeração e o COP total, dos fluidos refrigerantes alternativos em relação ao R134a. Os resultados mostraram um aumento médio no COP total de até 2,4 % para o R436A, enquanto para o R1234yf apresentou um decréscimo de -2,5 %. Nessas condições, é possível concluir que tanto o R1234yf quanto o R436A apresentam resultados promissores para a substituição do R134a em um ciclo de refrigeração em cascata.

Palavras-chave: R134a, R1234yf, R436A, CO₂, Refrigeração.

ABSTRACT

The environmental impacts caused by refrigeration systems have driven different European regulations that limit the use of fluorinated gases, with the main objective being the use of refrigerants with a GWP of less than 150. In this sense, cascade refrigeration systems that operate with R134a in the high temperature cycle will be prohibited. Therefore, this paper presents an experimental analysis on the energy performance of R436A and R1234yf refrigerants (characterized by their low GWP) as alternative fluids to R134a in a cascade-type refrigeration cycle operating with CO₂ in the low-temperature cycle. In this research, tests were conducted at condensing temperatures of 34, 37 and 40 °C, with heat load ranging from 2 to 3 kW, to evaluate and compare the effects of discharge temperature, cooling capacity and the total COP, of the alternative refrigerants compared to R134a. The results showed an average increase in total COP of up to 2.4 % for R436A, while for R1234yf it showed a decrease of -2.5 %. Under these conditions, it can be concluded that both R1234yf and R436A show promising results for the replacement of R134a in a cascade refrigeration cycle.

Keywords: R134a, R1234yf, R436A, CO₂, Refrigeration.

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento das emissões de carbono, são necessárias ações rápidas e de longo alcance para combater o aquecimento global. Nesse sentido, os impactos ambientais na sociedade moderna estão relacionados à geração de energia, aquecimento e refrigeração. Este último, desempenha um papel

importante na vida cotidiana, sendo aplicado na refrigeração industrial, comercial e na criopreservação de vacinas. Entretanto, os ciclos de refrigeração são caracterizados pelo elevado impacto ambiental que são relacionados às emissões diretas que ocorrem pelo vazamento de refrigerante, enquanto as emissões indiretas são associadas à produção e consumo energético, sendo estas emissões estreitamente ligadas à eficiência do equipamento.

Nessa perspectiva, políticas intergovernamentais como o protocolo de Kyoto e o tratado de Montreal procuram reduzir os impactos ambientais causados pelos sistemas de refrigeração, sustentando a geração de novas tecnologias que permitam um maior rendimento energético aliado à utilização de fluidos alternativos que sustentem a preservação do meio ambiente. Nesse sentido, recentemente o Brasil ratificou a Emenda de Kigali para combater o aquecimento global prevendo a redução no consumo dos hidrofluorcarbonetos (HFCs) de modo escalonado até 80% no ano de 2045 ICS, (2023). Com o cumprimento desse acordo, a expectativa é de que haja um decréscimo de até 0,4 °C na temperatura global. Segundo o ministério de meio ambiente MMA, (2022) atualmente, o Brasil já eliminou 63% do consumo de substâncias que destroem a camada de ozônio. Além dos benefícios ao meio ambiente, a ratificação dessa emenda permitirá à indústria brasileira acesso a recursos internacionais para atualização das linhas de produção e competitividade nacional com o aumento da eficiência. Adicionalmente, com a implementação da regulamentação europeia REGULATION (EU) N° 517/2014, (2014) são aumentados os custos dos refrigerantes de elevado índice de potencial de aquecimento global (GWP, do inglês: *Global Warming Potential*), com o intuito de reduzir a competitividade dos sistemas que operam com HFCs. Desde o ponto de vista do Brasil essas normativas incentivam ao Brasil a fomentar e implementar novas tecnologias na indústria da refrigeração que sejam sustentáveis com o meio ambiente.

Nesse sentido, o CO₂ ou R744 é um refrigerante promissor dado que é um refrigerante natural de fácil disponibilidade que não destrói a camada de ozônio e possui com baixo GWP. Este refrigerante possui propriedades termofísicas atraentes que equivalem em uma menor queda pressão, maior transferência de calor e equipamentos de menor em tamanho quando comparados aos HFCs. Conseqüentemente, uma forma de utilizar e aproveitar as propriedades do CO₂ é através do ciclo de refrigeração em cascata (CRC), sendo utilizado no ciclo de baixa temperatura (CBT), enquanto no ciclo de alta temperatura (CAT) são utilizados diferentes refrigerantes que garantem a condensação do CO₂. O CRC é amplamente aplicado em sistemas de congelamento rápido e em câmaras frigoríficas (CHI et al., 2023).

Diversos estudos foram realizados no CRC para encontrar o refrigerante adequado no CAT quando é utilizado o CO₂ no CBT. CABELLO et al., (2023) concluíram que o R290 e R1270 diminuem o impacto indireto do sistema de refrigeração devido a que esses fluidos são ligeiramente eficientes em comparação ao R134a. SÁNCHEZ et al., (2019) constataram que o R152a é a melhor opção como substituto ao R134a em um sistema de expansão indireta

com um aumento no consumo de potência de 2,5 a 4,4% e uma diminuição do impacto TEWI de até 30 %. CHEN et al., (2022) perceberam uma diminuição de 10 °C na temperatura de descarga do compressor do CBT e um aumento no COP total de 4,58 %, utilizando um trocador intermediário entre os dois ciclos para aumentar o subresfriamento no CBT. DEYMI-DASHTEBAYAZ et al., (2021) constataram no seu estudo que o par R161/R744 apresentou resultados satisfatórios em função do COP, no entanto seu custo inicial é intermediário em relação aos sistemas que operam com R1234yf/R744 (custo inicial mais elevado) e R1234ze/R744 (custo inicial mais econômico).

O principal objetivo neste trabalho é gerar conhecimento relacionado aos refrigerantes substitutos ao R134a em sistemas de refrigeração em cascata. Portanto, foram testados o R436A e o R1234yf como refrigerantes candidatos para verificar se experimentalmente existe um aumento na eficiência energética, que por sua vez repercute na diminuição do impacto ambiental. Além disso, como observado anteriormente na literatura existem inúmeros trabalhos teóricos enquanto existem poucos trabalhos experimentais. Portanto, esta pesquisa experimental irá contribuir e complementar a precisão dos modelos teóricos já existentes. Na tabela 1, são especificadas as principais propriedades termofísicas dos refrigerantes testados, é importante salientar que o R1234yf é um refrigerante levemente inflamável com classificação de segurança A2L enquanto o R436A é altamente inflamável com classificação de segurança A3.

Tabela 1 – Propriedades termofísicas dos refrigerantes testados. Dados obtidos pelo software CoolProp (BELL et al., 2014).

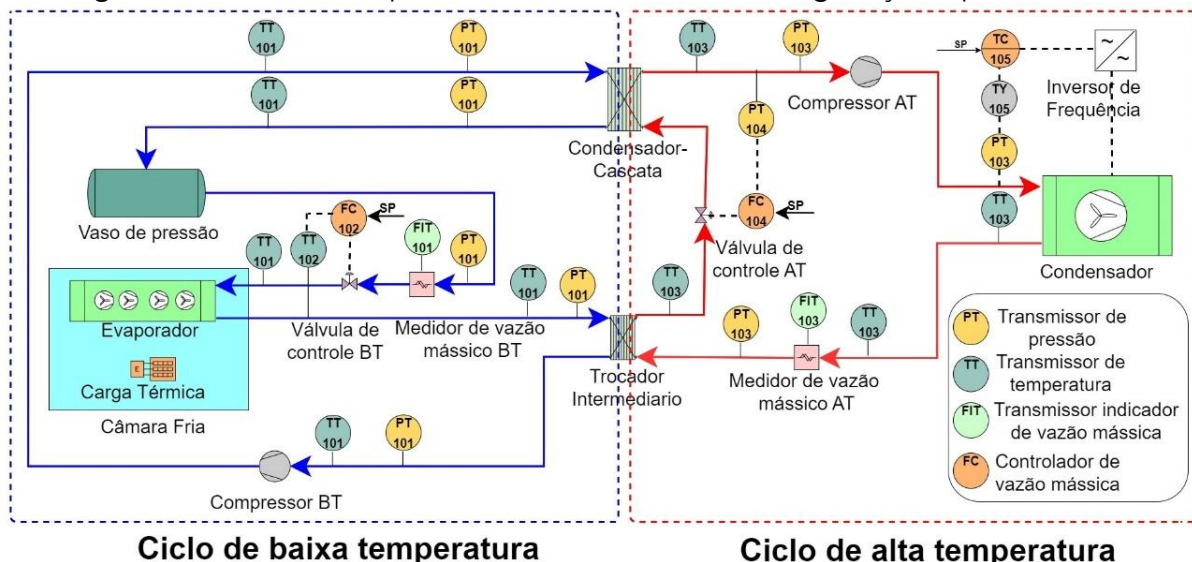
Propriedade	R744	R134a	R1234yf	R436A
GWP	1	1530	0,501	0,013
ODP	0	0	0	0
Massa específica na fase líquida [kg m ⁻³]	774,9	1225,9	1110,4	525,2
Massa molecular [kg kmol ⁻¹]	44,01	102	114	49,3
Capacidade de refrigeração volumétrica [kJ m ⁻³]	29520	5067	4933	3994
Entalpia de vaporização [kJ kg ⁻¹]	152,8	182,4	149,4	344
Calor específico na fase líquida [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	4,22	1,40	1,36	2,52
Vapor specific heat [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	0,84	0,84	0,89	1,66
Ponto de ebulição normal [°C]	-78,4	-26,1	-28,4	-34,2
Pressão Crítica [bar]	73,8	40,6	33,8	42,7
Temperatura crítica [°C]	31,1	101,1	94,7	115,9
Temperatura glide [K]	-	-	-	6,2
Classificação de segurança [ASHRAE Standard 34]	A1	A1	A2L	A3

2 MATERIAIS E MÉTODOS

A bancada foi desenvolvida e construída para simular condições de refrigeração em escala comercial, especificamente refrigeração de supermercados. Na Figura 1 é ilustrado o protótipo experimental utilizado, com os respectivos sensores que são utilizados para a avaliação experimental do sistema. Nesta Figura são observados os dois ciclos que compõem o sistema de refrigeração por compressão de vapor, CBT e CAT. No CBT é simulada a carga térmica no interior da câmara fria, através de um banco de resistências. No CAT é utilizada uma condensadora resfriada a ar que realiza a rejeição de

calor no sistema. Vale acrescentar, que neste sistema foi utilizado um trocador de calor intermediário (TCINT), que transfere o calor da linha de líquido do CAT à linha de sucção do CBT, proporcionando superaquecimento no CBT e subesfriamento no CAT. A Tabela 2 resume as principais características dos componentes do ciclo de refrigeração.

Figura 1 – Bancada experimental do sistema de refrigeração tipo cascata.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 2 - Características dos principais componentes.

Componente	Principais características
Compressor Semi-hermético - CAT	Compressor usado com o R134a, R436A e R1234yf Bitzer modelo: 2CC-4.2Y-20D. Deslocamento volumétrico de 19,60 m ³ .h ⁻¹ (1750 RPM) Óleo lubrificante utilizado em todos os casos: POE BSE32
Compressor Semi-hermético - CBT	Compressor usado com o R744 Bitzer modelo: 2MSL-07K-20D. Deslocamento volumétrico de 1,96 m ³ .h ⁻¹ (1750 RPM) Óleo lubrificante utilizado: POE BSE60K
Separador de óleo	Usado com o R134a, R436A e R1234yf RAC modelo SO ½" S Usado com o R744 Temprite modelo 922R
Condensador CAT	RAC modelo LH84-30 Fluido Secundário: ar
Condensador de calor cascata	Trocador de calor de placas isoladas SWEP modelo: B25Tx26H/1P, de 140 placas Vazão volumétrica: 9 m ³ .h ⁻¹
Trocador de calor intermediário	Trocador de calor de placas isoladas SWEP modelo: B5Tx4H/1P, de 60 placas Vazão volumétrica: 4 m ³ .h ⁻¹
Evaporador CBT	Guntner: modelo CDL 0168.0X7A, equipado com ventiladores modelo VT01173U
Tanque líquido	Usado no CBT Bitzer modelo: F302K, capacidade volumétrica de 30 litros e suporta até 24 kg de CO ₂ Pressão máxima de trabalho 45 Bar

Válvula de expansão	CAT - Válvula de expansão eletrônica E2V14B com controlador EVD EVD0000T50. Abertura da válvula depende do refrigerante a testar. CBT - Válvula de expansão eletrônica E2V35B com controlador EVD EVD0000T50. Superaquecimento de 6 K para todos os casos.
Câmara Fria	Câmara fria com dimensões internas de 2,3 x 2,6 x 2,5 m com painéis isolantes de com espessura de 15 cm.

Fonte: Elaborado pelos autores.

O ciclo de refrigeração em cascata é amplamente utilizado em aplicações em que existe uma ampla diferença de temperaturas de evaporação e condensação. Entretanto, dado à característica inerente do CRC, a diferença de temperaturas no condensador de calor em cascata desempenha um rol importante na relação de pressão em ambos os compressores, o que pode refletir em um maior consumo de potência no sistema. Portanto, nesta pesquisa foram realizados os testes para uma abertura de válvula que garante a condensação do CBT com níveis de temperatura variando de -15,8 a -8,7 °C, fazendo que que diferença de temperaturas no condensador de calor em cascata oscile de 3 a 5 K. Esses valores são recomendados na literatura para manter um baixo consumo de energia entre o CAT e CBT (BANSAL; JAIN, 2007; NEBOT-ANDRÉS et al., 2017). Nesse sentido, foram utilizadas aberturas de válvula de 22,1 % e 16,7 % para o R134a, 16,6 % e 10,4 % para o R436A e 37,9 % e 30,2 % para o R1234yf, sendo utilizadas para a carga térmica de 2 e 3 kW, respectivamente. Na Tabela 3 são descritas as características e precisão de cada dispositivo de medição.

Tabela 3 - Características e precisão dos elementos de medição.

Número	Variável	Tipo	Faixa de operação	Precisão
12	Temperatura	Termopar tipo T	-40 a 120 °C	± 0,6 °C
1	Vazão mássica CAT	Coriolis METROVAL RHM03-4FS1PN	4,2 a 41,7 g.s ⁻¹	± 0,1 % da leitura
1	Vazão mássica CBT	Coriolis METROVAL RHM06-1FS1SS	1,7 a 8,33 g.s ⁻¹	± 0,1 % da leitura
2	Pressão CAT	Transmissor Carel SPKT0013RO	-1 a 9,3 Bar	± 0,2 Bar
		Transmissor Carel SPKT0043RO	0 a 17,3 Bar	± 0,3 Bar
2	Pressão CBT	Transmissor Carel SPKT0033RO	0 a 34,5 Bar	± 0,4 Bar
2	Potência elétrica	Medidor digital	0 – 5 kW	± 3 % da leitura

Fonte: Elaborado pelos autores.

Antes de avaliar experimentalmente o R1234yf e R436A como possíveis substitutos ao R134a, é importante mencionar que esses fluidos foram testados em um compressor projetado para trabalhar com R134a. Portanto, devido às características de inflamabilidade desses fluidos, os testes foram realizados em um ambiente com renovação de ar forçado, concomitante a um detector de vazamentos de hidrocarbonetos, com o objetivo de evitar qualquer possibilidade de se gerar uma atmosfera explosiva em caso de vazamento. Diversos testes de estanqueidade foram realizados e somente a partir daí os

ensaios foram realizados com diferentes temperaturas de condensação e carga térmica. A temperatura de condensação foi mantida constante, através de um controlador de temperatura PID que modula a potência no ventilador do condensador. Entretanto, dado ao efeito inerente da temperatura ambiente na unidade condensadora resfriada a ar, os testes foram realizados com temperaturas de condensação de 34, 37 e 40 °C. A carga térmica variou entre 2 kW e 3 kW, por intermédio de um banco de resistores, resultando em temperaturas do ar no interior da câmara fria variando entre -21,4 e -12,1 °C.

Na análise energética do CRC, foi estipulado que todos os componentes se encontram operando em regime permanente, as trocas por energia potencial e energia cinética são negligenciados em ambos os ciclos de refrigeração, os processos de expansão são assumidos como isoentálpicos, as perdas de pressão e transferência de calor ao ambiente na tubulação são negligenciadas. Os dados foram coletados, quando se tem uma oscilação de até 5 % nas variáveis do processo (pressão, temperatura, vazão mássica etc.), demorando em média um tempo de 3 horas para atingir cada condição de teste. Uma vez atingida esta condição os dados foram adquiridos a cada 3 segundos em um intervalo de tempo de 30 minutos. As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes testados foram obtidas usando o software CoolProp 6.4.1 (BELL et al., 2014).

Na avaliação de desempenho do CRC foram realizados os cálculos de capacidade de refrigeração, por meio da Equação 1, onde \dot{m} e Δh correspondem à vazão mássica do refrigerante e a diferença de entalpias entre a saída e entrada do evaporador, respectivamente.

$$\dot{Q}_{CRC} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (1)$$

O coeficiente de desempenho COP_{sys} é determinado por meio da Equação 2. Na qual \dot{Q}_{CRC} corresponde à capacidade de refrigeração do CBT. Enquanto W_{CAT} e W_{CBT} representam respectivamente a potência consumida pelo compressor no ciclo de alta e baixa temperatura.

$$COP_{sys} = \frac{\dot{Q}_{CRC}}{W_{CAT} + W_{CBT}} \quad (2)$$

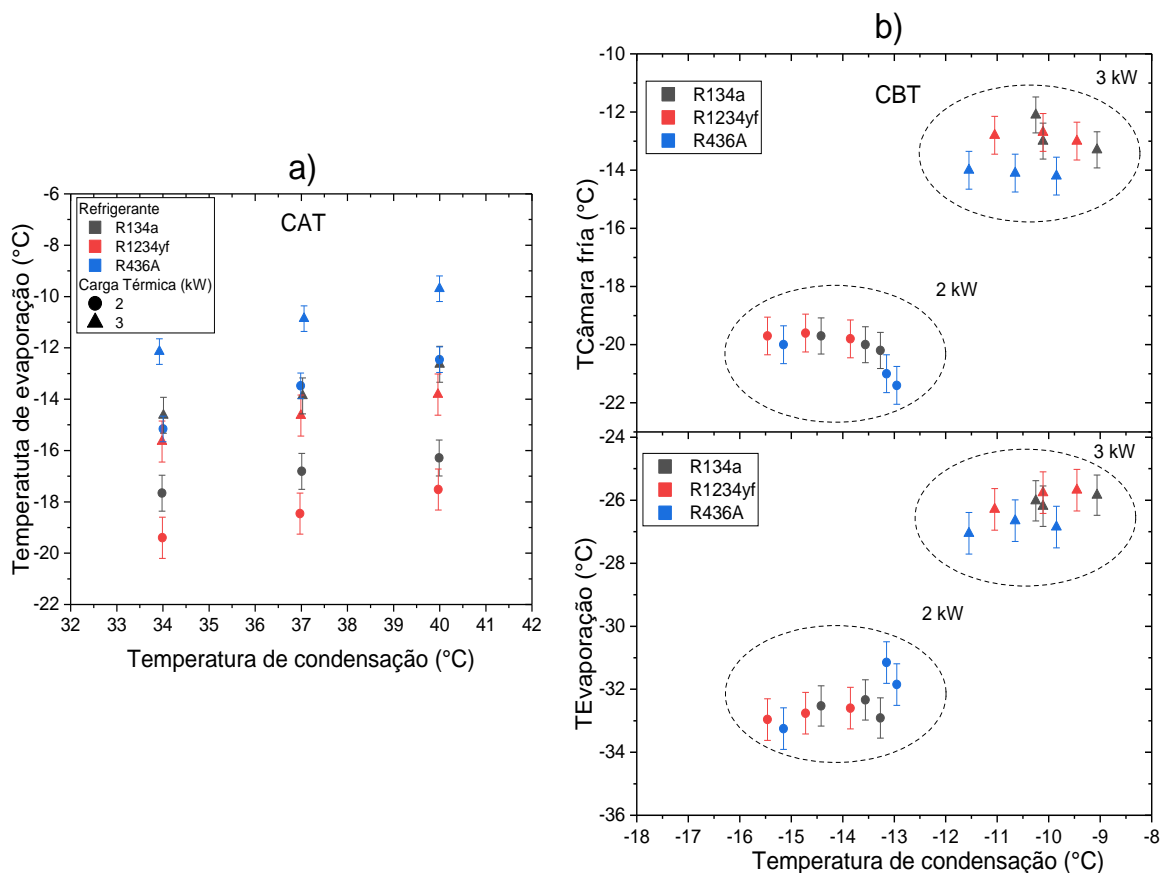
As incertezas expandidas associadas de cada medição foram estimadas combinando a incerteza pelo fabricante e o desvio padrão. As medições foram realizadas considerando um intervalo de confiança de 95 %. Para calcular a incerteza dos parâmetros calculados foi utilizada a lei de propagação de erros (Moffat, 1988). O detalhamento desses cálculos pode ser encontrado no trabalho de BLANCO OJEDA et al. (2022).

3 ANÁLISE DE RESULTADOS

Nesta seção são analisados e apresentados os principais parâmetros que descrevem o funcionamento do CRC, sendo ilustrados para cada refrigerante testado. Conforme nas Figuras 2a e 2b, é constatado que com o aumento da temperatura de condensação e da carga térmica a temperatura de evaporação é incrementada. Entretanto, Na Figura 2a é observado que existe uma maior influência da temperatura de condensação, tendo um crescimento maior na temperatura de evaporação em relação à Figura 2b, este comportamento é explicado pelo uso do condensador de calor em cascata, pois este último isola os dois ciclos de refrigeração fazendo que o CAT seja mais suscetível à variação da temperatura de condensação. Da mesma forma na Figura 2a é observado que as temperaturas de evaporação mais altas foram geradas com o R436A, enquanto as temperaturas mais baixas foram registradas pelo R1234yf.

Na Figura 2b é observado que existe uma menor variação na temperatura de evaporação, constatando-se que os refrigerantes testados se encontram dentro da mesma faixa de temperatura de evaporação. Por outro lado, de forma análoga à temperatura de evaporação é verificado que a temperatura da câmara fria aumenta quando a carga térmica muda de 2 a 3 kW.

Figura 2 - Temperaturas de mudança de fase no CAT e CBT.

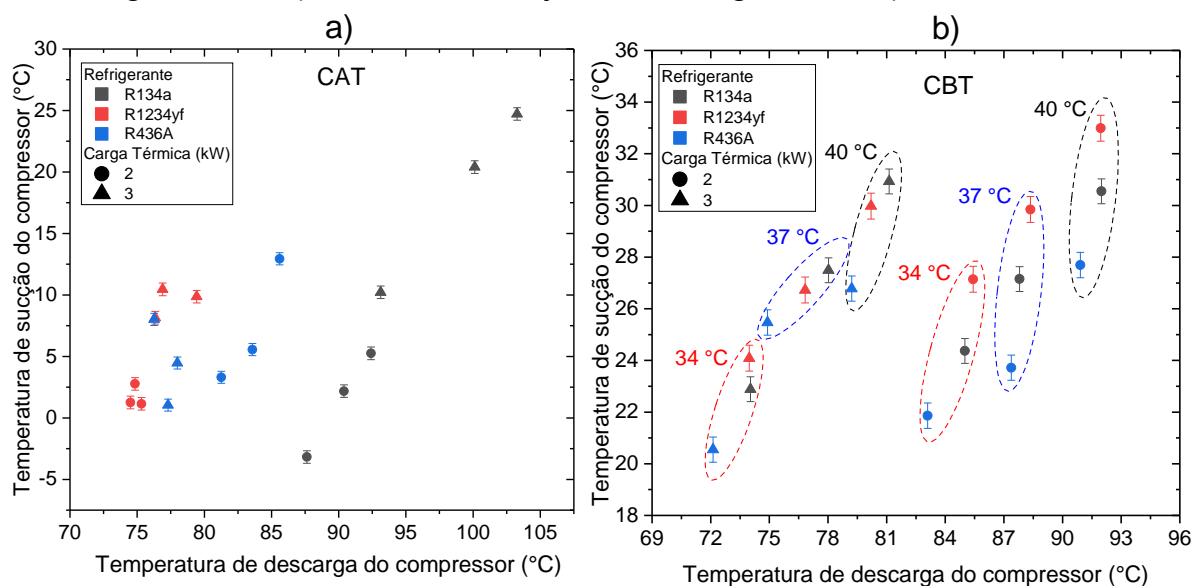


Fonte: Elaborado pelos autores.

Na Figura 3a é apresentado o gráfico da temperatura de descarga em função temperatura de sucção do compressor do CAT. Neste gráfico não existe uma tendência clara entre os valores da carga térmica em relação à temperatura de sucção do compressor, este comportamento é justificado pela abertura fixa da válvula expansão para garantir uma diferença de temperaturas no condensador de calor em cascata que oscilam entre 3 a 5 K. Entretanto, para toda a faixa de testes os refrigerantes testados mostraram uma menor temperatura de descarga, contribuindo na vida útil do compressor.

Na Figura 3b ilustra a temperatura de descarga em função da temperatura de sucção do compressor do CBT. Neste gráfico, é observado que quando a carga térmica varia de 3 a 2 kW, a vazão mássica de refrigerante de CO₂ diminui, acarretando um maior superaquecimento e por consequência uma maior temperatura de descarga no compressor. Além disso, também é constatada a influência direta da temperatura de condensação do CAT, causando maiores valores na temperatura de sucção e descarga do compressor CBT. Em relação aos refrigerantes testados, no compressor do CBT o R436A mostrou menores valores médios de temperaturas de descarga, enquanto o R1234yf foi refrigerante que obteve maiores valores em média de temperatura de descarga.

Figura 3 - Temperaturas de sucção e descarga do compressor no CAT.



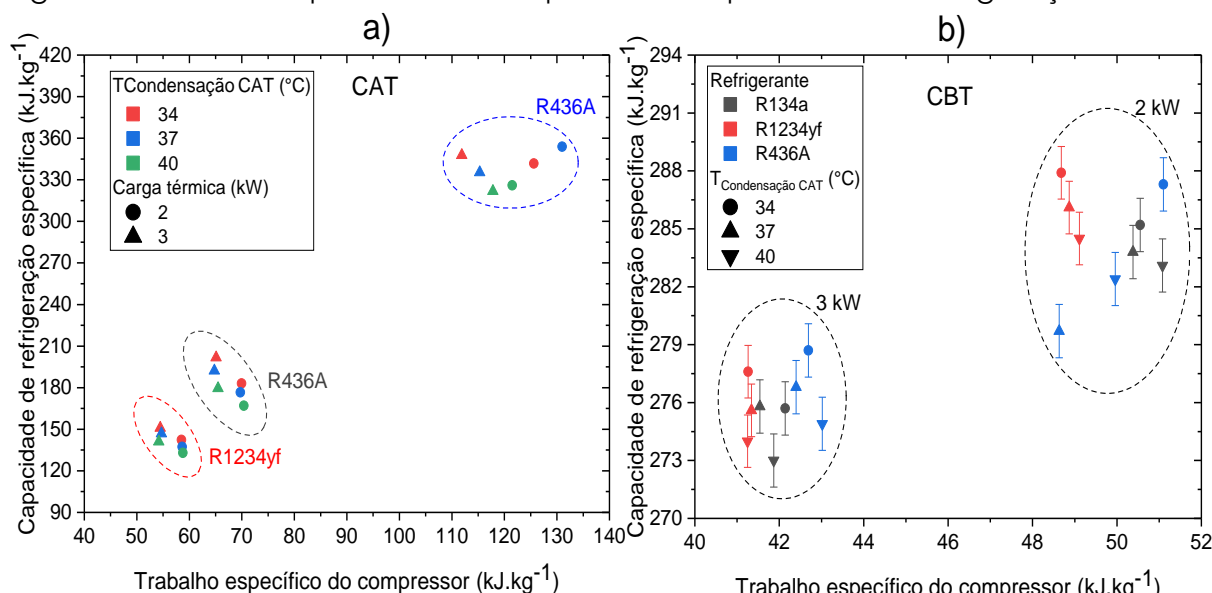
Fonte: Elaborado pelos autores.

A Figura 4a ilustra a capacidade de refrigeração específica em relação ao trabalho específico de compressão referente ao CAT, como pode ser contemplado no gráfico quanto menor for a carga térmica, maior é o trabalho específico do compressor. Adicionalmente, é observada a tendência de o sistema aumentar a capacidade de refrigeração conforme a temperatura de condensação do CAT diminui, esse comportamento é atribuído à diminuição da relação de compressão que aumenta a eficiência no compressor. Em relação aos fluidos refrigerantes testados, o R436A apresentou uma maior capacidade de refrigeração específica, isso é

fundamentado por suas propriedades termofísicas, dado que é um hidrocarboneto composto por uma mistura em massa de 54 % de R290 e 46 % de R600a. Em contrapartida o R1234yf apresentou uma menor capacidade de refrigeração específica, essas tendências também foram evidenciadas por CABELLO et al., (2023) os autores constataram uma maior capacidade de refrigeração específica para os hidrocarbonetos R290, R600a e R1270.

Na Figura 4b é observado de forma significativa o efeito da carga térmica, dado que esta é inserida diretamente no CBT, ocasionando valores expressivos da capacidade de refrigeração específica e trabalho específico do compressor. Por outro lado, é constatado que os valores da capacidade de refrigeração específica se encontram na mesma faixa de valores quando a carga térmica é de 3 kW, enquanto para a carga térmica de 2 kW os valores estão mais dispersos entre si.

Figura 4 – Trabalho específico de compressão e capacidade de refrigeração no CAT.



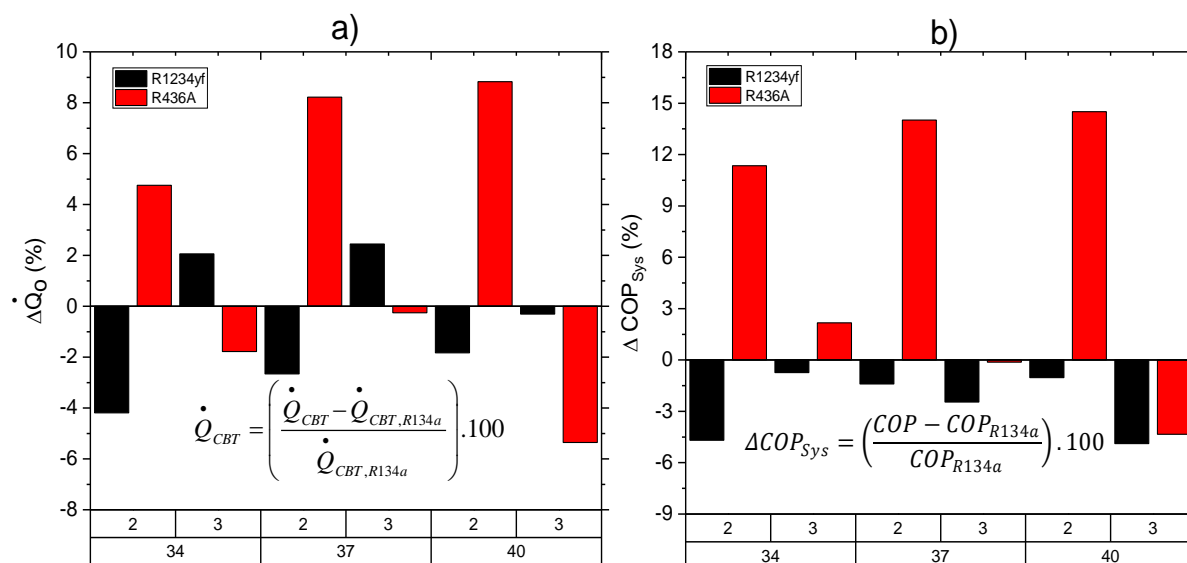
Fonte: Elaborado pelos autores.

Na Figura 5a são ilustrados os resultados normalizados para o R134a para os refrigerantes R436A e R1234yf, sendo organizados de acordo à capacidade de refrigeração em função da temperatura de condensação do CAT e à carga térmica. Como observado no gráfico, para a carga térmica de 2kW, o R436A melhorou a capacidade de refrigeração em relação ao R134a de 4,7 %, 8,2 % e 8,8 % em temperaturas de condensação do CAT de 34, 37, 40 °C, respectivamente. Por outro lado, para a carga térmica de 3kW, o R1234yf mostrou uma maior capacidade de refrigeração com valores de 2,0 %, 2,4 % e -0,3 % para as mesmas temperaturas de condensação do CAT. Em termos gerais, pode-se concluir que o R436A aumentou em média a capacidade de refrigeração 2,5 %, enquanto o R1234yf teve um leve decremento de 0,7 %.

De forma análoga, a Figura 5b os refrigerantes alternativos em termos do coeficiente de desempenho normalizado ao R134a. Os resultados revelam que para a carga térmica de 2kW o R436A incrementou o COP_{sys} 11,3 %, 14,0 % e 14,5 % para as temperaturas de condensação de 34, 37 e 40 °C,

respectivamente. Entretanto, para a carga de 3 kW o R1234yf não apresentou a tendência mostrada na Figura 5a, significando que o consumo de potência foi maior do que a capacidade de refrigeração em comparação ao R134a. Analisando os valores médios, o R436A teve um aumento médio de 2,4 % do coeficiente de desempenho geral, enquanto o COP_{sys} do R1234yf foi levemente inferior no que concerne ao R134a, sendo de -2,5 %.

Figura 5 – Variação da capacidade de refrigeração e COP relativos ao R134a.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4 CONCLUSÕES

Em conclusão, no ciclo de alta temperatura foram testados o R436A e R1234yf como fluidos alternativos ao R134a em um ciclo de refrigeração em cascata que utiliza o R744 no ciclo de baixa temperatura. Os testes foram conduzidos a temperaturas de condensação de 34, 37 e 40 °C a uma carga térmica de 2 a 3 kW, atendendo aplicações de refrigeração comercial em uma faixa de temperaturas na câmara fria de -21,4 a -12,1 °C.

Os pares ensaiados funcionaram corretamente com a mesma facilidade, sendo utilizado o mesmo compressor para todos os testes. O controlador da válvula de expansão eletrônica foi operado manualmente de acordo com o refrigerante testado, para garantir uma diferença de temperaturas no condensador de calor em cascata inferior a 5 K.

Em relação ao par R436A, foram atingidas menores temperaturas de descarga, variando de 12,3 a 26,3 °C do que as temperaturas alcançadas com o R134a. Além disso, o R436A apresentou um aumento médio na capacidade de refrigeração média de 2,5 %, aliado ao incremento no COP_{sys} de 2,4 %.

Em relação ao par R1234yf, foram atingidas de forma semelhante menores

temperaturas de descarga, variando de 4,7 a 22,1 °C do que as temperaturas conseguidas com o R134a. Entretanto, o R1234yf apresentou uma diminuição média na capacidade de refrigeração média de -0,7 %, aliado ao decréscimo no COP_{sys} de -2,5 %.

Em termos gerais, o R436A e o R1234yf podem ser considerados como alternativas potenciais para substituir o R134a nos sistemas de refrigeração do tipo cascata com CO₂, desde que realizada uma avaliação de risco, dado que os refrigerantes analisados são inflamáveis, sendo necessária a utilização de componentes ATEX. Além disso, como observado na Figura 3a a temperatura de descarga do compressor diminuiu em toda a faixa de testes, podendo-se afirmar que os refrigerantes testados não afetam a lubrificação do compressor e pode incrementar a vida útil do mesmo. Por outro lado, o uso de fluidos refrigerantes com classificação ASHRAE A2L ou A3, como os citados neste trabalho, exige o respeito às diretrizes estabelecidas pelas normas ABNT NBR 16069, ABNT NBR IEC 60079-10-1, EN-378 e ISO 5149-3, além da observância às orientações da Instrução Técnica 28/2018 do Corpo de Bombeiros do Estado de São Paulo, base das instruções técnicas dos demais estados.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às entidades de fomento à pesquisa CAPES, FAPEMIG e CNPq pelo apoio financeiro recebido. Assim como às empresas Carel e RAC pelo fornecimento dos equipamentos que permitiram o desenvolvimento desta pesquisa.

REFERÊNCIAS

APREA, C.; DE ROSSI, F.; MASTRULLO, R. The uncertainties in measuring vapour compression plant performances. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, v. 21, n. 3, p. 65–70, 1997.

BANSAL, P.; JAIN, S. Cascade systems past, present, and future. In: **ASHRAE Transactions**. DA-07-027 ed. [s.l: s.n.]. p. 245–252.

BELL, I. H. et al. **Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp**. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>>.

BLANCO OJEDA, F. W. A. et al. Experimental evaluation of low-GWP refrigerants R513A, R1234yf and R436A as alternatives for R134a in a cascade refrigeration cycle with R744. **International Journal of Refrigeration**, v. 144, n. March, p. 175–187, 2022.

CABELLO, R. et al. Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E) and the natural refrigerants R290, R1270, R600a. **International Journal of Refrigeration**, 2023.

CHEN, X. et al. Energy and exergy analysis of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with subcooling in the low-temperature cycle based on an auxiliary

loop of NH₃ refrigerants. **Energy Reports**, v. 8, p. 1757–1767, 2022.

CHI, W. et al. Advanced exergy analysis of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 145, n. June 2022, p. 185–195, 2023.

DEYMI-DASHTEBAYAZ, M. et al. Energy, exergoeconomic and environmental optimization of a cascade refrigeration system using different low GWP refrigerants. **Journal of Environmental Chemical Engineering**, v. 9, n. 6, p. 106473, 2021.

ICS. **Kigali Amendment is approved in the Chamber of Deputies**. Disponível em: <<https://climaesociedade.org/en/kigali-amendment-is-approved-in-the-chamber-of-deputies/>>.

MMA. **Brasil ratifica Emenda de Kigali para combater aquecimento global**. Disponível em: <<https://www.gov.br/mma/pt-br/brasil-ratifica-emenda-de-kigali-para-combater-aquecimento-global>>.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988.

NEBOT-ANDRÉS, L. et al. CO₂ with mechanical subcooling vs. CO₂ cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 7, n. 9, 2017.

REGULATION (EU) N° 517/2014. **Regulation of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) N° 842/2006**. Disponível em: <<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN>>.

SÁNCHEZ, D. et al. Energy assessment and environmental impact analysis of an R134a/R744 cascade refrigeration plant upgraded with the low-GWP refrigerants R152a, R1234ze(E), propane (R290) and propylene (R1270). **International Journal of Refrigeration**, v. 104, p. 321–334, 2019.