

ESTUDO COMPARATIVO DA PERFORMANCE DE GASES REFRIGERANTES R-22, R-134A E R-290 EM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Data de aceite: 02/06/2023

Geison Fabiano Rivetto

Centro Universitário Salesiano de São Paulo (UNISAL)
Campinas SP
<http://lattes.cnpq.br/8753841387843801>

Leo Fagner Lazarini de Godoi

Centro Universitário Salesiano de São Paulo (UNISAL)
Campinas SP
<http://lattes.cnpq.br/0137017476590822>

Patrícia Bogalhos Lucente Fregolente

Centro Universitário Salesiano de São Paulo (UNISAL)
Campinas SP
<http://lattes.cnpq.br/0137017476590822>

Zaida Jova Aguila

Centro Universitário Salesiano de São Paulo (UNISAL)
Campinas SP
<http://lattes.cnpq.br/8753841387843801>

RESUMO – Este estudo foi motivado principalmente pelas resoluções do Protocolo de Montreal, que prevê a eliminação gradativa dos compostos HCFCs e HFCs, conseqüentemente, impõem a necessidade da realização de estudos

sobre a performance de fluidos alternativos ecologicamente aceitáveis nos sistemas de refrigeração e seus componentes. O estudo apresenta resultados de várias simulações computacionais utilizando o software CoolPack, que visa comparar as características termodinâmicas, e demonstrar os resultados obtidos dos coeficientes de performance, dos fluidos refrigerantes R-22, R-134a e R-290, em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Também foram realizados testes práticos em equipamentos conhecidos no mercado como pré-resfriadores de chopp utilizando os fluidos refrigerantes R-134a e R-290, onde foi medido o tempo de abaixamento de temperatura e coletados dados de temperatura em diferentes pontos no circuito de refrigeração. Busca-se ao final do estudo constatar se o hidrocarboneto R-290 é um gás de boa eficiência energética, e que possam ser usados de forma segura em equipamentos de pequeno porte de refrigeração comercial em substituição dos gases que são usados atualmente e que poluem o meio-ambiente.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas de Refrigeração, Gases Refrigerantes, R290.

1 | INTRODUÇÃO

A refrigeração é o processo que envolve a redução de temperatura de fluidos ou corpos. Sua aplicação tem grande utilidade para conservação e armazenamento de alimentos, refrigerar bebidas, climatizar ambientes entre outras utilidades, e por onde este processo ocorre através da troca de calor. Atualmente os principais fluidos refrigerantes usados na indústria e comércio de equipamentos de refrigeração, são formados por compostos químicos como os CFCs, HCFCs e HFCs (clorofluorcarbonetos, hidrofluorcarbonos e hidrofluorcarbonos, respectivamente), substâncias já identificadas que tem grande potencial de destruição da camada de ozônio e contribuem com o aquecimento global, no entanto o Brasil em 1990, deu um passo importante neste assunto, aderindo ao Protocolo de Montreal, que se refere a um acordo global para proteger a camada de ozônio da terra e visa eliminar tais substâncias químicas que destroem a camada de ozônio.

O uso dos CFCs no Brasil está proibido desde 2007, porém em grande parte das aplicações na refrigeração foram substituídas pelos HFCs, que também contribuem para o aquecimento global. O gás refrigerante R-22 (monoclorodifluorometano) é caracterizado como HCFCs, e possui ampla aplicabilidade no setor de refrigeração, porém, na maioria dos países desenvolvidos seu uso já foi banido, mas ainda é comum encontrar este tipo de gás em uso nos países emergentes como o principal gás refrigerante. De acordo com o Protocolo de Montreal, 2022, foi estabelecido um novo cronograma para eliminação de HCFCs, que se iniciou em 2013, proibindo o consumo em novos equipamentos, seguindo por uma redução escalonada até a eliminação por completo e total até 2040 (TANIMOTO, SOARES, 1999).

Na refrigeração por compressão a vapor, o desempenho do equipamento depende em particular do fluido refrigerante utilizado, e seu sistema de controle, visando atender as normas vigentes para tal processo. Por este motivo, o objetivo principal deste estudo, visa analisar, quantificar e demonstrar os resultados de performance dos fluidos refrigerantes R-22, R-134a e R-290, respectivamente monoclorodifluorometano, tetrafluoretano e propano, em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, visando no fim do estudo, propor um refrigerante alternativo e ecológico que atenda um *retrofit* ou *drop-in*, para substituição destes gases poluidores em equipamentos de refrigeração de chope, conhecido como pré-resfriadores, que já estão em uso no mercado. Um dos gases selecionados para realização dos estudos e testes foi o R-22, um dos gases mais utilizados na refrigeração por décadas. Esse gás tem características físicas excelentes para trabalhos em temperatura média e alta, muito empregado na refrigeração devido ao baixo deslocamento volumétrico, o que possibilita equipamentos de tamanhos reduzidos. Segundo Calm e Domanski (2005) não existe atualmente substância pura que seja capaz de substituir o R-22 em toda sua faixa de aplicação, existem, entretanto, são misturas refrigerantes para substituir tanto em equipamentos existentes como para novos. Porém este possui um ODP (Poder de

Destruição da camada de Ozônio) alto, e será abolido totalmente seu uso até 2040 (CALM e DOMANSKI, 2005). O índice ODP varia de 0 a 1 e quanto mais próximo do zero, menor o impacto na camada de ozônio. Os dados de *The Linde Group, 2007*, o R22 apresenta ODP de 0,05 e tempo de vida na atmosfera de 13,3 anos, enquanto que o R-290 apresenta ODP de 0,0 e tempo de vida na atmosfera de 5 meses. Os HCs têm um baixíssimo impacto ambiental e, para as aplicações de refrigeração, são alternativas viáveis para substituir grande parte dos fluidos sintéticos (PEIXOTO, 2007).

A metodologia e resultados do presente trabalho contemplam a análise das temperaturas de entrada e saída do compressor, condensador, consumo elétrico, performance do equipamento, e suas contribuições e impactos ambientais que cada gás traz para o meio ambiente.

2 | METODOLOGIA

2.1 Materiais

Foram utilizados dois equipamentos de refrigeração da classe resfriador eletromecânico de chope, um operando com o gás R-134a, e o outro operando com o gás R-290.

Para os testes realizados, o equipamento operando com fluido refrigerante R-134a, utilizou a carga de gás de 300 g, e o equipamento operando com o fluido refrigerante R290 utilizou a carga de gás de 120g. Essa diferença de carga entre os dois fluidos é dada pelo fato da densidade do R-290 ser menos da metade em relação ao R-134a.

Os equipamentos de refrigeração empregados consistem de uma câmara fria constituída de compressor do tipo hermético MBP (Média Pressão de Retorno), potência 1/2 hp, fabricante Embraco modelo FFU160HAX. O condensador de serpentina tubo aleta de 3/4 hp, fabricante Elgin, modelo 2778. A expansão do fluido refrigerante é realizada por um tubo capilar de 1,80 mts x Ø0,064"; Condensador, Evaporador do tipo tubo serpentina de cobre de Ø3/8" x 25 metros. Um desenho contendo a vista explodida do equipamento de refrigeração modelado no Software Solid Edge é mostrado na Figura 1.

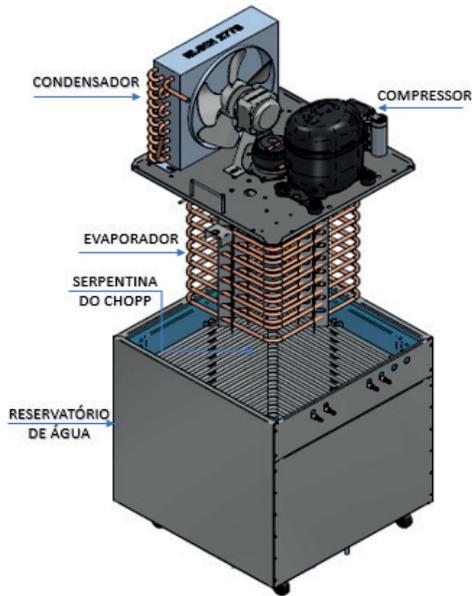


Figura 1 – Vista explodida do equipamento de refrigeração (Fonte: Autores, 2022).

Utilizou-se um modelo “default” de refrigerador, que opera com características pré-determinadas onde o evaporador opera a -10°C e o condensador a 50°C . O diferencial de superaquecimento e subresfriamento foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida de 100%, também foram desconsideradas as perdas de calor do compressor e perdas de pressão das linhas de sucção e descarga. Para analisar o efeito de apenas uma variável sobre o COP (Coeficiente de Performance), foram mantidas as demais temperaturas constantes do ciclo simulado (ÇENGEL e BOLES, 2013).

No caso dos ciclos de refrigeração, o objetivo é produzir um efeito de refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa aquela quantidade que deve ser paga, assim o COP, pode ser determinada pela equação (1):

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

O exame da equação mostra que uma redução na temperatura de condensação T_2 , implica uma elevação no COP, por outro lado o mesmo efeito poderia ser obtido com a elevação da temperatura de evaporação T_1 .

2.2 Métodos

Foi feita uma simulação computacional com o objetivo de comparar diversos fluidos refrigerantes para isso foi necessário o conhecimento de suas propriedades termodinâmicas. Foram feitas simulações para o ciclo de compressão a vapor ideal de único estágio, e utilizando-se do *software Coolpack*, que tem como base a plataforma *EES (Engineering*

Equation Solver). As grandezas analisadas foram a temperatura de evaporação, temperatura de condensação, superaquecimento, subresfriamento, trabalho do compressor e relação de pressão. Utilizou-se um modelo “default” de refrigerador, que opera com características pré-determinadas onde o evaporador opera a -10°C e o condensador a 50°C . O diferencial de superaquecimento e subresfriamento foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida de 100%, também foram desconsideradas as perdas de calor do compressor e perdas de pressão das linhas de sucção e descarga. Para analisar o efeito de apenas uma variável sobre o COP, foram mantidas as demais temperaturas constantes do ciclo simulado. As medições de temperatura foram registradas ao longo do circuito de refrigeração através de 7 pontos diferentes, sendo fixados na sucção e descarga compressor, entrada e saída condensador, entrada e saída do evaporador e no reservatório de água (Figura 2).

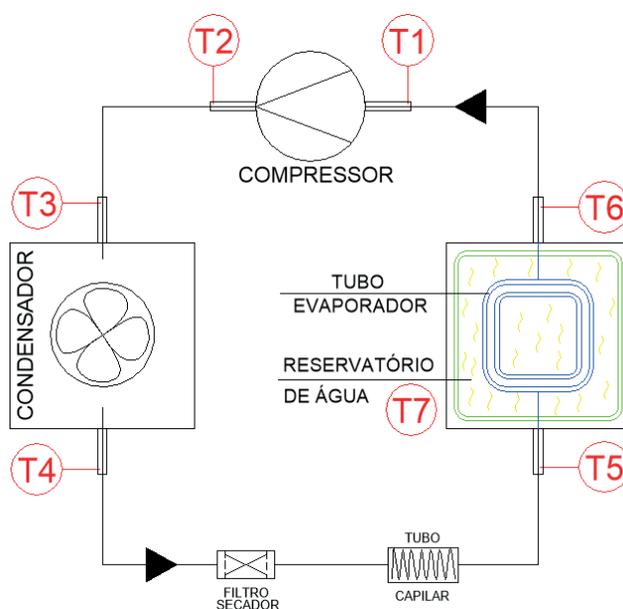


Figura 2 - Pontos dos sensores para a coleta de dados (Fonte: Autores, 2022). Sendo T1 – Temperatura de sucção do compressor; T2 – Temperatura de descarga do compressor; T3 – Temperatura de entrada do condensador; T4 – Temperatura de saída do condensador; T5 – Temperatura de entrada do evaporador; T6 – Temperatura de saída do evaporador; T7 – Temperatura da água do reservatório.

Para as medições e registros das temperaturas, geração de gráficos, consumo energia, foram realizadas com o auxílio de um *software Sitrad Pro* fornecido pela empresa *Full Gauge Controls*. Para realizar a interface dos dados registrados entre os sensores térmicos fixados no equipamento e o *software Sitrad Pro*, foram utilizados uma Jiga de testes com medições . Todas as medições de temperatura aferidas no sistema de refrigeração em

operação, utilizou-se sensores de temperatura tipo NTC com cabo de poliéster e isolamento individual.

Com relação às condições de teste para ambos os equipamentos testados, tanto o com R-134a quanto para o R-290, a temperatura ambiente foi controlada por uma câmara fria, mantendo-se em $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$.

Os ensaios dos testes de abaixamento de temperatura foram realizados na condição de regime transiente, para tentar simular da maneira mais próxima da realidade o funcionamento de um resfriador de chope em um estabelecimento em que o produto é consumido com frequência.

Iniciou-se abastecendo todo o reservatório de água do pré-resfriador aproximadamente 65 litros de água até cobrir toda a serpentina de inox do chopp. Iniciou-se o refrigerador, ligando-o na energia elétrica, e durante os testes foram realizadas 1 medição no intervalo de 2 em 2 minutos. A temperatura de condensação deve trabalhar abaixo de 70°C em regime transiente e 60°C em regime estabilizado. A temperatura de evaporação deve estar entre 0°C e -20°C para compressores MBP (média pressão de retorno). O controle de temperatura do equipamento é feito através de um bulbo sensor de gelo, que fica instalado no reservatório de água a 2,5 cm do tubo do evaporador. Após a formação de gelo em toda volta do evaporador e em contato com o sensor, completa-se o primeiro ciclo de desligamento do compressor que chamamos de “*Pull Down*”, que deverá ocorrer em média de 3 a 4 horas após o início dos testes.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 Simulação do modelo *default* - *software collpak*

Com as características definidas para os fluidos de trabalho no refrigerador, com o evaporador operando a -10°C e o condensador a 50°C , foi realizada uma primeira simulação para o ciclo *default*, com os fluidos R-22, R-134a e R-290, conforme demonstrado na Tabela 1. Analisando os resultados da Tabela 2, observa-se que o COP do ciclo referente ao gás R-290 é menor em relação ao R-134a e o R-22, porém os parâmetros de taxa de transferência de calor ao evaporador (Q_e) e trabalho de compressão (W) são superiores para o R-290 em relação aos demais. A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração (STOECKER, et al. 1994).

MODELO <i>DEFAULT</i>			
REFRIGERANTE	R-22	R-134a	R-290
COP	3,18	3,07	3,04
Qe(kj/kg)	138,31	119,90	228,55
Qc(kj/kg)	181,76	158,91	303,8
W(kj/kg)	43,45	39,00	75,00
Pressão Condensação 50°C - Kpa	1942,7	1317,9	1713,3
Pressão Evaporação -10°C - Kpa	354,8	200,6	345,3

Tabela 1 - Comparativo com simulações teóricas, modelo *default* para os refrigerantes R-22, R-134a e R-290.

O conceito de performance está ligado diretamente a uma otimização de processo, ou seja, a relação de energia útil e o dispêndio de energia para obtenção da mesma durante a realização do processo, no caso o ciclo de refrigeração. Portanto o menor COP obtido do R-290 é atribuído a relação de potência de compressão superior à relação de efeito de refrigeração entre os outros fluidos.

Para mostrar a influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico, foram analisadas um intervalo de temperatura de evaporação que varia em uma escala de -15°C a 15°C com incremento de 5°C, conforme Tabela 2, demais temperaturas seguiram constantes conforme modelo *default*.

Analisando os resultados da Tabela 2, diante dos dados obtidos das variações de temperaturas no evaporador T_e (°C), o COP do R-22 foi superior em relação ao R-290 e o R-134a, e a medida que a temperatura de evaporação aumenta o COP também aumentou, o trabalho consumido pelo compressor diminui e a taxa de transferência de calor ao evaporador aumenta, ocorrendo para todos os gases. Para a temperatura de evaporação mais baixa de -15°C, o COP do R-22 foi aproximadamente 5,3% superior em relação ao R-290, e com o aumento da temperatura até a mais alta de 15°C, essa diferença caiu 2,7%. Já em relação a comparação entre os resultados do R-290 e R-134a se manteve uma diferença do COP em torno de 1%, sendo superior para o R-134a. Para mostrar a influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico, foram analisadas um intervalo de temperatura de condensação que varia em uma escala de 35°C a 65°C com incremento de 5°C, conforme Tabela 3, demais temperaturas seguiram constantes conforme modelo *default*.

Resultados com o Gás Refrigerante R22					
Te(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
-15	2,82	136,30	184,68	48,38	6,57
-10	3,18	138,31	181,76	43,45	5,48
-5	3,62	140,25	179,01	38,76	4,61
0	4,14	142,11	176,42	34,30	3,90
5	4,79	143,90	173,96	30,06	3,33
10	5,60	145,59	171,60	26,02	2,85
15	6,65	147,19	169,35	22,16	2,46
Resultados com o Gás Refrigerante R134a					
Te(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
-15	2,70	116,90	160,15	43,25	8,02
-10	3,00	119,90	158,91	39,00	6,56
-5	3,52	122,87	157,82	34,95	5,41
0	4,05	125,78	156,85	31,06	4,50
5	4,71	128,65	155,99	27,34	3,77
10	5,53	131,47	155,24	23,77	3,18
15	6,60	154,57	154,54	20,35	2,70
Resultados com o Gás Refrigerante R290					
Te(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
-15	2,67	222,98	306,36	83,37	5,92
-10	3,04	228,54	303,8	75,25	4,99
-5	3,47	234,00	301,51	67,48	4,25
0	3,99	239,45	299,47	30,02	3,63
5	4,63	244,76	297,64	52,87	3,12
10	5,43	249,98	295,99	46,00	2,70
15	6,47	255,08	294,50	39,41	2,35

Tabela 2 – Variação da temperatura de evaporação.

Analisando os resultados da Tabela 3, diante dos dados obtidos das variações de temperaturas de condensação T_c (°C), o COP do R-22 foi superior em relação ao R-290 e o R-134a, e a medida que a temperatura de condensação aumenta diminui o COP do ciclo, consequentemente aumenta a pressão no condensador, diminuindo a taxa de transferência de calor ao condensador e exigindo maior trabalho do compressor para a compressão do fluido.

Resultados com o Gás Refrigerante R22					
Tc(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
35	4,71	158,46	192,11	33,65	3,82
40	4,11	151,89	188,88	36,99	4,33
45	3,61	145,18	185,44	40,26	4,88
50	3,18	138,31	181,76	43,45	5,48
55	2,82	131,25	177,82	46,57	6,13
60	2,50	123,98	173,60	49,62	6,85
65	2,21	116,43	169,03	52,60	7,62
Resultados com o Gás Refrigerante R134a					
Tc(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
35	4,64	142,57	173,27	30,70	4,42
40	4,03	135,16	168,73	33,57	5,06
45	3,51	127,60	163,95	36,34	5,77
50	3,07	119,90	158,91	39,00	6,56
55	2,69	112,02	153,59	41,57	7,43
60	2,36	103,93	147,98	44,04	8,37
65	2,06	95,61	142,02	46,41	9,41
Resultados com o Gás Refrigerante R290					
Tc(°C)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
35	4,60	271,52	330,55	59,02	3,55
40	3,99	257,52	322,14	64,62	3,99
45	3,47	243,21	313,23	70,02	4,47
50	3,04	228,54	303,8	75,25	4,99
55	2,66	213,45	293,75	80,3	5,57
60	2,32	197,80	282,97	85,17	6,18
65	2,02	181,41	271,87	89,87	6,85

Tabela 3 – Variação da temperatura de condensação.

Comparando os resultados do COP entre os gases R-290 e R-134a em se tratando de variação na temperatura de condensação, à medida que ocorre o aumento da temperatura, observou-se uma diferença entre 1% a 2% no COP a favor do R-134a. A diferença do COP entre os gases R-22 e R-290 foi maior, analisando os dados observou-se que à medida que a temperatura de condensação aumenta há um acréscimo no COP a favor do R-22, variando de 2,3% para a temperatura mais baixa de 35°C, chegando a 8,5% para a temperatura mais alta de 65°C.

Para mostrar a influência da temperatura de superaquecimento no COP do ciclo teórico, foram analisadas um intervalo de temperatura que varia em uma escala de 0 a 20 K com incremento de 5K, Tabela 5, demais temperaturas seguiram constantes conforme modelo *default*.

Quando o fluido refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se este de superaquecimento ou “superaquecimento útil”. O uso do superaquecimento é recomendado para evitar a entrada do líquido no compressor, o que poderia danificar o compressor (MONTEIRO, 2005).

Analisando os dados da Tabela 5, é apresentado que para o gás R-22 o COP se manteve constante para todas os acréscimos de temperatura na saída do evaporador, e para os gases R-134a e R-290 houve um ganho de performance no COP, conforme o acréscimo de temperatura na saída do evaporador.

Resultados com o Gás Refrigerante R22					
Tse (K)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
0	3,18	138,31	181,76	43,45	5,48
5	3,18	141,74	186,32	44,59	5,48
10	3,18	145,17	190,87	45,70	5,48
15	3,18	148,6	195,4	46,8	5,48
20	3,18	152,04	199,92	47,88	5,48
Resultados com o Gás Refrigerante R134a					
Tse (K)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
0	3,07	119,90	158,91	39,00	6,56
5	3,10	124,26	164,35	40,08	6,56
10	3,13	128,63	169,77	41,15	6,56
15	3,15	133,02	175,2	42,18	6,56
20	3,18	137,43	180,62	43,20	6,56
Resultados com o Gás Refrigerante R290					
Tse (K)	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
0	3,04	228,55	303,8	75,25	4,99
5	3,06	237,04	314,44	77,40	4,99
10	3,09	245,58	325,07	79,49	4,99
15	3,12	254,16	335,70	81,54	4,99
20	3,15	262,81	346,40	83,56	4,99

Tabela 5 – Variação da temperatura de superaquecimento.

Finalmente, para mostrar a influência da temperatura de subresfriamento no COP do ciclo teórico, foram analisadas um intervalo de temperaturas que variam em uma escala de 0 a 20 K com incremento de 5K, conforme Tabela 6, demais temperaturas seguiram constantes conforme modelo *default*.

Analisando os dados da Tabela 6, houve um aumento no COP do ciclo, conforme houve o acréscimo de temperatura na saída do condensador, o que é bom para o sistema, isso ocorreu para todos os fluidos, com maior impacto para o R-134a e o R-290.

Na prática utiliza-se o subresfriamento para garantir que se tenha só líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que, mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não para se obter ganho de eficiência (MONTEIRO, et al 2005).

Resultados com o Gás Refrigerante R22					
Tsc K	COP	Qe(kj/kg)	Qc(kj/kg)	W(kj/kg)	Rp
0	3,18	138,31	181,76	43,45	5,48
5	3,34	145,18	188,63	43,45	5,48
10	3,50	151,89	195,34	43,45	5,48
15	3,65	158,46	201,91	43,45	5,48
20	3,80	164,91	208,36	43,45	5,48
Resultados com o Gás Refrigerante R134a					
0	3,07	119,90	158,91	39,00	6,56
5	3,27	127,60	166,61	39,00	6,56
10	3,47	135,16	174,17	39,00	6,56
15	3,66	142,57	181,58	39,00	6,56
20	3,84	149,86	188,87	39,00	6,56
Resultados com o Gás Refrigerante R290					
0	3,04	228,55	303,80	75,25	5,00
5	3,23	243,21	318,46	75,25	5,00
10	3,42	257,52	332,77	75,25	5,00
15	3,61	271,52	346,77	75,25	5,00
20	3,79	285,25	360,50	75,25	5,00

Tabela 6 – Variação da temperatura de subresfriamento.

Conforme comentado anteriormente, os testes foram feitos nos equipamentos contendo carga de gás R-290 e outro contendo gás R-134a. A referência que resulta no tempo de abaixamento de temperatura e a obtenção do tempo de “*pull down*” foi o primeiro ciclo que desliga o compressor. Para que isso ocorra é preciso formar um bloco de gelo com espessura de 2,5 cm em torno do evaporador. O sistema de controle para o desligamento do compressor é feito através de um sensor de gelo instalado no próprio evaporador.

O gráfico apresentado na Figura 3, demonstra as variações de temperaturas no sistema de refrigeração em relação ao tempo de testes, obtidos através da leitura dos sensores de temperatura fixados no equipamento com carga de gás R134a.

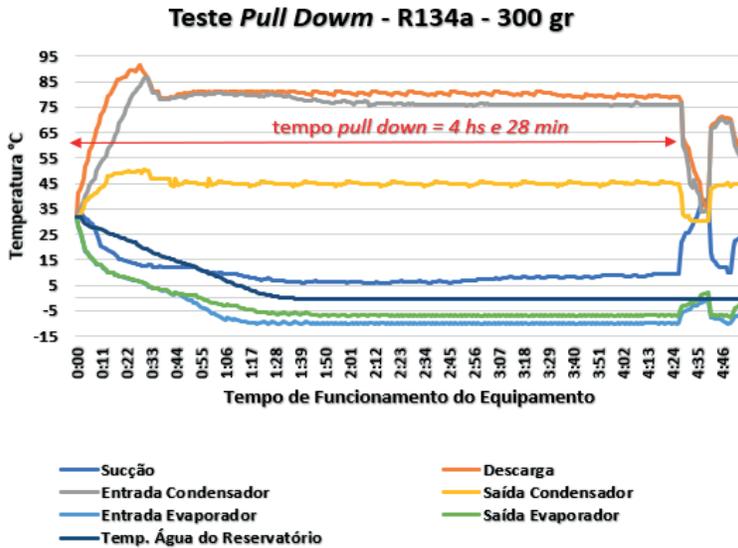


Figura 3 – Gráfico da variação de temperatura no equipamento com gás R134a

O gráfico da Figura 3, mostra que o equipamento com gás R-134a levou 4 horas e 28 minutos para alcançar a formação completa de gelo no evaporador e completar seu primeiro ciclo de desligamento do compressor, “pull down”. Observa-se através do gráfico que o equipamento demorou em torno de 1 hora e 30 minutos para atingir as primeiras temperaturas negativas no reservatório de água, onde começa ocorrer a formação de gelo

O gráfico apresentado na Figura 4, demonstra as variações de temperaturas no sistema de refrigeração em relação ao tempo de testes, obtidos através da leitura dos sensores de temperatura fixados no equipamento com carga de gás R-290.

Os testes realizados no equipamento com carga de gás R-290 e de acordo com a Figura 4, mostram que o equipamento levou 3 horas e 56 minutos para alcançar a formação do gelo no evaporador e completar o seu primeiro ciclo de desligamento do compressor “pull down”, e 1 hora e 05 minutos para atingir as primeiras temperaturas negativas no reservatório de água, onde começa ocorrer a formação de gelo. Os resultados dos testes de abaixamento de temperatura mostram que o equipamento com carga de gás R-290 obteve melhor performance de tempo em relação ao gás R-134a, alcançando temperatura de congelamento da água do reservatório com 25 minutos de antecedência e o tempo de pull down, com 32 minutos de antecedência. O R-290 possui boa eficiência energética, atingindo temperaturas de evaporação menores, tal fato os autores atribuem a isso o menor tempo alcançado no resultado ao menor tempo de formação de gelo.

Teste Pull Down - R290 - 120 gr

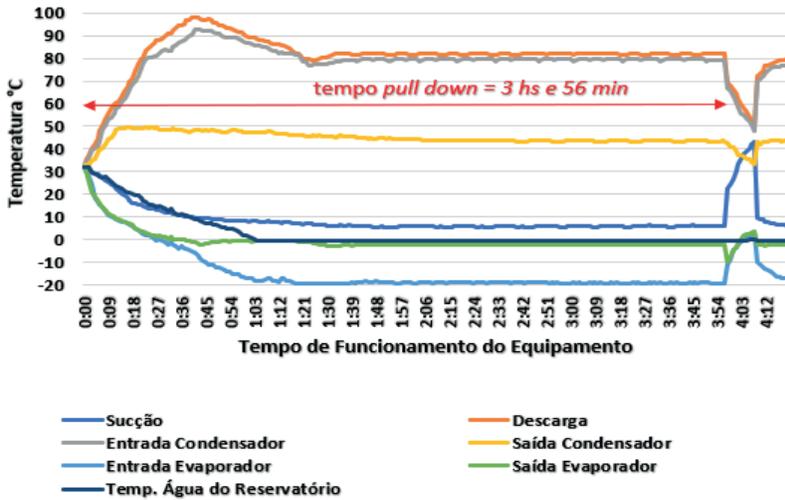


Figura 4 – Gráfico da variação de temperatura no equipamento com gás R290.

Já para a análise da pressão de evaporação, foram simuladas no *Software Coolpack*, mediante os resultados obtidos nos testes experimentais e foram desprezadas as variações de pressão entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, e considerou-se que a pressão de evaporação correspondia a pressão de entrada do compressor (sucção).

Na Tabela 7, são apresentados os valores da pressão de evaporação após a estabilização do sistema. O R-290 obteve pressões de evaporação 23% superiores em relação ao R-134a, portanto não há necessidade de alteração no projeto do evaporador, viabilizando a operação de *drop-in*. Os autores atribuem ao fato de uma pressão de evaporação superior ao incremento de performance do equipamento, e isso se confirma nas simulações computacionais iniciais apresentados na Tabela 3.

Refrigerante	T (°C)	Pressão Evap. (Kpa)
R-134a	11,50	435,8
R-290	5,9	565,8

Tabela 7 – Pressão de evaporação – Testes experimentais

Com relação ao consumo de energia verificado durante os experimentos, observou-se que o equipamento com o R-290 apresentou um melhor consumo de energia elétrica, sendo 4,5% mais econômico em relação ao R-134a. O consumo elétrico do equipamento com o R-290 foi de 3.970 KWh até o seu primeiro ciclo de desligamento do compressor em 3 horas e 56 minutos de funcionamento, enquanto o equipamento com o R-134a foi de 4.148 KWh completando o seu primeiro ciclo de desligamento do compressor em 4 horas e 28 minutos.

4 | CONCLUSÕES

Nas simulações teóricas computacionais os testes comparativos entre os fluidos sintéticos R-22 e R-134a com o fluido natural R-290, o R-22 apresentou um COP superior que o R-134a e o R-290, sendo que entre o R-134a e R-290 uma leve vantagem para o R-134a.

Os testes práticos não foram realizados em equipamentos com o gás R-22, já que a atual legislação e de acordo com o Protocolo de Montreal, está proibido em novos equipamentos, portanto os testes foram aplicados em equipamentos com o gás R-134a e R-290. Nos testes práticos observou-se que para os testes de abaixamento de temperatura o equipamento com gás R-290 obteve melhor resultado, atingindo um tempo de *pull down* 12% menor que o equipamento com gás R-134a. O consumo de energia elétrica foi menor para o equipamento com gás R-290, com isso contribuindo ainda mais com o meio ambiente. O uso do R-290 requer um investimento um pouco maior, devido aos cuidados que se deve ter com a segurança na questão de incêndio, mas a segurança operacional, com pequena carga de fluido refrigerante, respeitando os critérios de ventilação e boas práticas de instalação e manutenção, minimizam os riscos de eventuais explosões ou incêndio. Conclui-se que o R-290 um fluido refrigerante natural, projetado e operado dentro dos cuidados devidos, é uma excelente opção para a substituição dos fluidos sintéticos considerados não ecológicos e serão extintos no futuro.

REFERÊNCIAS

CALM, J.M. , DOMANSKI, P. A. **Substituição do R-22**. Panorama Atual. Revista Abrava, 222, 40-43, 2005.

ÇENGEL Y. A., BOLES M. A. **Termodinâmica**. 7.ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda. 2013.

MONTEIRO, M.AG. et al. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro, Eletrobrás; Procel, 2005, p.47-49.

PEIXOTO, R. A. **Substituição dos HCFC e os fluidos naturais: Cenário atual e tendências**. p.155-156, 2007, Ministério do Meio Ambiente. São Paulo, 2007. Disponível em <www.potocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>, Acesso 13/08/2022.

PROTOCOLO DE MONTREAL. Disponível em <<https://www.protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/protocolo-de-montreal/sobre-o-protocolo-de-montreal.>> Acesso em 05/10/2022.

STOECKER, W.F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, p.23-24, 1994.

TANIMOTO A. H., SOARES, P. S. **Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio e sua legislação**. Monografia do Curso de Especialização em Gerenciamento e Tecnologias Ambientais na Indústria, UFBA, Salvador, Bahia, 1999.

THE LINDE GROUPE. Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential, 2007. Disponível em https://www.linde-gas.pt/pt/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs_tcm310-111483.pdf, acesso em 05-05-2023.