



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LEONARDO DE SOUZA SANTANA

**ANÁLISE DO IMPACTO DA SUBSTITUIÇÃO DO HFC 134a POR UMA MISTURA
BINÁRIA DE FLUIDOS REFRIGERANTES HFC 134a/HFO 1234yf EM UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Recife
2023

LEONARDO DE SOUZA SANTANA

**ANÁLISE DO IMPACTO DA SUBSTITUIÇÃO DO HFC 134a POR UMA MISTURA
BINÁRIA DE FLUIDOS REFRIGERANTES HFC 134a/HFO 1234yf EM UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra

Coorientador: Prof. Dr. José de Castro Silva

Recife

2023

Catálogo na fonte:
Bibliotecário Carlos Moura, CRB-4/1502

S232a Santana, Leonardo de Souza.
Análise do impacto da substituição do HFC 134a por uma mistura binária de fluidos refrigerantes HFC 134a/HFO 1234yf em um sistema de refrigeração residencial por compressão de vapor. / Leonardo de Souza Santana. – 2023.
179 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Coorientador: Prof. Dr. José de Castro Silva.
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Recife, 2023.
Inclui referências, apêndices e anexo.

1. Engenharia mecânica. 2. HFO. 3. Fluidos alternativos. 4. Retrofit. I. Dutra, José Carlos Charamba (orientador). II. Silva, José de Castro (coorientador). III. Título.

621 CDD (22. ed.)

UFPE
BCTG/2024-6

LEONARDO DE SOUZA SANTANA

**ANÁLISE DO IMPACTO DA SUBSTITUIÇÃO DO HFC 134a POR UMA MISTURA
BINÁRIA DE FLUIDOS REFRIGERANTES HFC 134a/HFO 1234yf EM UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Aprovada em: 27/10/2023.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José de Castro Silva (Coorientador)
Universidade Federal do Vale do São Francisco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Nisio de Carvalho Lobo Brum (Examinador Externo)
Universidade Federal do Rio de Janeiro



Emitido em 27/10/2023

APROVACAO DA BANCA Nº 278/2023 - DEMEC (11.65.55)

(Nº do Protocolo: NÃO PROTOCOLADO)

(Assinado digitalmente em 21/12/2023 17:21)
JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
DEMEC (11.65.55)
Matrícula: ###206#8

(Assinado digitalmente em 22/12/2023 20:16)
JOSE CARLOS CHARAMBA DUTRA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
DEMEC (11.65.55)
Matrícula: ###306#8

Visualize o documento original em <http://sipac.ufpe.br/documentos/> informando seu número: **278**, ano: **2023**, tipo:
APROVACAO DA BANCA, data de emissão: **21/12/2023** e o código de verificação: **62aa020c57**

Este trabalho é dedicado à minha esposa, minhas filhas, minha mãe, meu pai, meu irmão e a toda minha família.

Dedico também a todos que lutam ou lutaram contra o câncer.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente e como mais importante, quero agradecer a Deus por ter me oportunizado estar vivo e chegar até aqui.

A minha esposa, Flávia Abelleira, por estar do meu lado em todo esse período aqui vivenciado, me apoiando, me incentivando, abrindo mão, muitas vezes, de suas conquistas, para realização das minhas, com muito amor.

As minhas filhas, Maria Cecília e Isabela, por sempre me dar carinho, amor e alegrias.

Aos meus pais, Ana e José, que sempre estiveram ao meu lado e fizeram de tudo para que eu conseguisse ter uma educação de qualidade e realizasse meus sonhos.

Ao meu irmão Abimael, que com suas dúvidas e seu interesse pela engenharia sempre me motivou e a toda minha família, bisavós, avós, tios e primos, que sempre estiveram presentes na minha vida.

A minha Tia Alineaurea e aos meus primos Artur, Rafael e Tales pelo carinho, cuidado e apoio na minha chegada ao Recife.

A toda equipe do Hospital do Câncer de Pernambuco, que com amor e carinho, cuidaram de mim quando mais precisei e hoje são mais que amigos, fazem parte da minha família.

Aos professores do colegiado de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Vale do São Francisco que me apoiaram e me inspiraram para que hoje esteja aqui.

Aos amigos do SENAI Santo Amaro, que me apoiaram e incentivaram para alcançar esse objetivo. Em especial aos professores da Refrigeração e Climatização da era 2020-2023.

Ao professor Charamba, pelas conversas, experiência e orientação neste trabalho. Aos professores Álvaro, Rita e Jorge e ao técnico administrativo Jorge da pós-graduação em Engenharia Mecânica que foram presentes durante a minha vida acadêmica nesta universidade, que eu possa honrar e repassar tudo aquilo que aprendi com vocês.

E a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

O uso da refrigeração é um dos maiores avanços da humanidade, permitindo a conservação de alimentos e medicações por longos períodos, no entanto, para o funcionamento do processo é necessária a utilização de fluidos refrigerantes, a qual muitos desses são prejudiciais ao aquecimento global. Diante dessa problemática, surge a necessidade de investigar a utilização de novos fluidos refrigerantes em equipamentos de refrigeração, com o objetivo de atender aos acordos internacionais de eliminação de substâncias com alto potencial de aquecimento global [GWP]. Baseado em estudos anteriores, o presente trabalho analisa experimentalmente em um refrigerador doméstico a utilização de uma mistura binária de baixo impacto ambiental entre o HFO 1234yf e o HFC 134a [65%/35%], com GWP igual à 503, e compara seus resultados com a condição original com HFC 134a puro, com a finalidade de verificar os aspectos termodinâmicos do equipamento. Como vantagem, ao adicionar acima de 10% do HFC 134a ao HFO a mistura passa a ser não inflamável. Os testes foram realizados em uma câmara de testes padronizada para $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa variando entre 45% e 75%. Três etapas foram realizadas durante o experimento: Velocidade de resfriamento, Análise de parâmetros termodinâmicos em Regime Permanente (como capacidade frigorífica, potência de compressão, razão de compressão e COP) e Consumo elétrico em 24h. Os resultados mostram que ao utilizar a mesma massa de HFC 134a e mistura HFO/HFC, obtém-se 99% da capacidade frigorífica e 102% da potência elétrica consumida da condição de referência com o fluido simples ao utilizar a mistura. Com isso, encontra-se um coeficiente de performance real bem próximo, com 97% do valor médio encontrado para fluido puro. Analisando a temperatura interna, a mistura proporcionou uma redução de 19,27% no tempo para atingir -18°C no congelador. Por fim, a análise de consumo de energia elétrica em 24h demonstrou uma redução de 6% em relação a condição de referência. A partir dos resultados obtidos, foi realizado uma avaliação de impacto ambiental utilizando as metodologias TEWI e LCCP que demonstraram uma redução significativa na emissão de gases de efeito estufa através da utilização do refrigerador com a nova mistura de fluido refrigerante. Com isso, conclui-se que a utilização da mistura binária proposta é viável e traz resultados positivos do ponto de vista ambiental e financeiro.

Palavras-Chave: HFO; fluidos alternativos; *retrofit*.

ABSTRACT

The use of refrigeration is one of humanity's greatest advances, allowing the preservation of food and medications for long periods, however, for the process to work it is necessary to use refrigerant fluids, many of which are harmful to global warming. Faced with this problem, there is a need to investigate the use of new refrigerant fluids in refrigeration equipment, with the aim of complying with international agreements for the elimination of substances with high global warming potential [GWP]. Based on previous studies, the present work experimentally analyzes in a domestic refrigerator the use of a binary mixture of low environmental impact between HFO 1234yf and HFC 134a [65%/35%], with GWP equal to 503, and compares its results with the original condition with pure HFC 134a, in order to verify the thermodynamic aspects of the equipment. As an advantage, when adding more than 10% of HFC 134a to HFO, the mixture becomes non-flammable. The tests were carried out in a test chamber standardized to $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ and relative humidity varying between 45% and 75%. Three stages were carried out during the experiment: Cooling speed, Analysis of thermodynamic parameters in Steady Regime (such as refrigerating capacity, compression power, compression ratio and COP) and Electrical consumption in 24h. The results show that when using the same mass of HFC 134a and HFO/HFC mixture, 99% of the refrigerating capacity and 102% of the electrical power consumed are obtained from the reference condition with the simple fluid when using the mixture. Therefore, a real performance coefficient is very close, with 97% of the average value found for pure fluid. Analyzing the internal temperature, the mixture provided a 19.27% reduction in the time to reach -18°C in the freezer. Finally, the analysis of electrical energy consumption in 24 hours demonstrated a reduction of 6% in relation to the reference condition. Based on the results obtained, an environmental impact assessment was carried out using the TEWI and LCCP methodologies, which demonstrated a significant reduction in greenhouse gas emissions through the use of the refrigerator with the new refrigerant fluid mixture. Therefore, it is concluded that the use of the proposed binary mixture is viable and brings positive results from an environmental and financial point of view.

Keywords: HFO; alternative fluids; retrofit.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Comportamento térmico ao longo do evaporador.	24
Figura 2 - Ilustração dos componentes de um refrigerador doméstico.	33
Figura 3 - Famílias de fluidos refrigerantes	40
Figura 4 - Esquema e diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão a vapor ideal.	49
Figura 5 - Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração a vapor ideal.	49
Figura 6 - Esquema e diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão a vapor real.....	50
Figura 7 - Câmara de padronização de temperatura e umidade relativa.	55
Figura 8 - Condicionador de ar utilizado na câmara de padronização.	55
Figura 9 - Controlador digital de temperatura e umidade MT-530Ri plus.....	56
Figura 10 - Conv32 Sitrad.	56
Figura 11 - Esquema de instalação Sitrad.....	57
Figura 12 - Tela principal do sistema de aquisição de dados sitrad.....	57
Figura 13 - Refrigerador utilizado nos ensaios.	58
Figura 14 - Modificações realizadas no refrigerador.....	59
Figura 15 - Data logger utilizado para obtenção dos dados de temperatura enviando dados para computador.....	60
Figura 16 - Termopar K mergulhado em mistura de água e álcool utilizado para medição da temperatura interna do refrigerador.	61
Figura 17 - Posicionamento dos sensores de temperatura tipo K no condensador, compressor e no evaporador.	62
Figura 18 - Manifold digital Testo.	63
Figura 19 - Medidor de potência utilizado no experimento.	64
Figura 20 - Esquema para análise em Regime Permanente no Refrigerador.....	64
Figura 21 - Posicionamento dos sensores para medição de temperatura interna. ...	65
Figura 22 - Forno Calibrador utilizado.	66
Figura 23 - Fluxograma do Procedimento experimental a cada ensaio.	69
Figura 24 - Volume de controle que engloba o evaporador.	72
Figura 25 - Volume de controle que engloba o compressor.	73
Figura 26 - Volume de controle que engloba o condensador.	74
Figura 27 - Volume de controle que engloba dispositivo de expansão.	74

Figura 28 - Componentes do LCCP.	81
Figura 29 - Temperatura do ar no ambiente do cenário 2 durante o ensaio 2.	89
Figura 30 - Umidade relativa do ar do ambiente do cenário 2 durante o ensaio 2. ...	89
Figura 31 - Efeito da carga de fluido refrigerante na temperatura da mistura de álcool e água dentro do compartimento superior do refrigerador [°C] durante 24h.	91
Figura 32 - Tempo para a mistura de álcool e água colocada no compartimento superior atingir -18°C.	92
Figura 33 - Efeito da carga de fluido refrigerante na temperatura da mistura de álcool e água dentro do compartimento extra frio no compartimento inferior do refrigerador [°C] durante 24h.	93
Figura 34 - Comparativo das temperaturas internas nos diversos pontos do compartimento inferior, refrigerador, entre a condição de referência e a mistura binária com 137g.	94
Figura 35 - Comportamento da Capacidade Frigorífica [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.	95
Figura 36 - Razão entre a capacidade frigorífica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	96
Figura 37 - Média dos resultados de capacidade frigorífica obtidos em cada ensaio.	96
Figura 38 - Comportamento da Potência de Compressão Isentrópica [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.	97
Figura 39 - Razão entre a potência isentrópica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	98
Figura 40 - Média dos resultados de Potência isentrópica [W] obtidos em cada ensaio.	99
Figura 41 - Comportamento da Potência de Compressão real [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.	100
Figura 42 - Razão entre a potência real para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	101
Figura 43 - Média dos resultados de Potência real [W] obtidos em cada ensaio. ...	101
Figura 44 - Razão entre a eficiência isentrópica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	102

Figura 45 - Média dos resultados de eficiência isentrópica obtidos em cada ensaio.....	103
Figura 46 - Comportamento do Coeficiente de Performance Isentrópico durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.	104
Figura 47 - Razão entre o COP isentrópico para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	105
Figura 48 - Média dos resultados do COP isentrópico obtidos em cada ensaio.	105
Figura 49 - Comportamento do Coeficiente de Performance real durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.	106
Figura 50 - Razão entre o COP real para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	107
Figura 51 - Média dos resultados do COP Real obtidos em cada ensaio.	108
Figura 52 - Comportamento da taxa de calor liberado no condensador [W] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	109
Figura 53 - Razão entre a taxa de calor liberado no condensador para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	110
Figura 54 - Média dos resultados da taxa de calor liberado no condensador [W] obtidos em cada ensaio.	110
Figura 55 - Comportamento da temperatura da descarga do compressor [°C] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	111
Figura 56 - Razão entre a temperatura de descarga para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	112
Figura 57 - Média dos resultados da temperatura de descarga [°C] obtidas em cada ensaio.	113
Figura 58 - Comportamento da temperatura da descarga do compressor [°C] durante 24h de funcionamento.	114
Figura 59 - Comportamento da capacidade volumétrica [kJ/m ³] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.....	115
Figura 60 - Razão entre a capacidade volumétrica [kJ/m ³] para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	116
Figura 61 - Média dos resultados da capacidade volumétrica [kJ/m ³] obtidas em cada ensaio.	117
Figura 62 - Comportamento da pressão de baixa [kPa] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.....	118

Figura 63 - Comportamento da pressão de alta [kPa] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	119
Figura 64 - Proporção da razão de compressão para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	120
Figura 65 - Média dos resultados de razão de compressão obtidas em cada ensaio.	121
Figura 66 - Comportamento do superaquecimento útil [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	122
Figura 67 - Comportamento do superaquecimento total [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	123
Figura 68 - Média dos resultados do superaquecimento total obtidos em cada ensaio.	124
Figura 69 - Comportamento do subresfriamento [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.	125
Figura 70 - Média dos resultados do subresfriamento obtidos em cada ensaio.	126
Figura 71 - Temperatura na serpentina do evaporador [°C] durante as 24h de funcionamento.	127
Figura 72 - Consumo energia elétrica em 24h obtidos para cada cenário proposto.	127
Figura 73 - Razão entre as médias do consumo de energia elétrica em 24h dos experimentos com a mistura e com o HFC 134a puro.	128
Figura 74 - Emissão total obtida pela análise TEWI em cada experimento dos cenários propostos.	130
Figura 75 - Razão entre o TEWI encontrado para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.	131
Figura 76 - Emissão total obtida pela análise LCCP em cada experimento dos cenários propostos.	133
Figura 77 - Razão entre o LCCP encontrado para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a.	134
Figura 78 - Erro relativo [%] entre os resultados encontrados nas análises TEWI e LCCP.	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Temperaturas recomendadas de armazenamento por resfriamento.	35
Tabela 2 - Relação Fluido refrigerante com seus ODP e GWP.	37
Tabela 3 - Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs em países em desenvolvimento.	38
Tabela 4 - Características físicas, ambientais e de segurança dos HFOs.	43
Tabela 5 - Características do R-134, R-513A e R-1234yf.	45
Tabela 6 - Dados técnicos do refrigerador.	58
Tabela 7 - Faixas de utilização e limites de erro do termopar tipo K.	61
Tabela 8 - Sensores de temperatura e sua respectiva localização.	61
Tabela 9 - Informações técnicas do Forno de calibração.	66
Tabela 10 - Incertezas experimentais.	67
Tabela 11 - Cargas de fluido utilizada na mistura para cada cenário.	71
Tabela 12 - Fator de emissão médio [tCO ₂ /MWh] mensal no Brasil para o ano de 2022.	80
Tabela 13 - Informações da vida útil dos equipamentos de refrigeração.	83
Tabela 14 - GWP e GWP adaptado para os refrigerantes de referência.	84
Tabela 15 - GWP e GWP adaptado para a mistura binária.	84
Tabela 16 - Porcentagem de massa de cada material de composição de um refrigerador e a quantidade CO ₂ produzido por kg de material virgem fabricado.	85
Tabela 17 - Quantidade de CO ₂ produzido por kg de material reciclado.	85
Tabela 18 - Média dos consumos de energia elétrica em 24h.	128
Tabela 19 - Análise das emissões diretas e indiretas no TEWI.	131
Tabela 20 - Massa e emissões de dióxido de carbono relacionadas a produção e a futura reciclagem do material utilizados na fabricação do refrigerador.	133
Tabela 21 - Análise das emissões diretas e indiretas na LCCP.	135
Tabela 22 - Propagação das incertezas das variáveis.	138

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ARSHAE	Associação Americana de Engenheiros de Aquecimento, refrigeração e Ar-Condicionado.
COP	Coeficiente de Performance
CFC	Clorofluorcarbonetos
EOL	Vazamento de refrigerante no fim da vida útil do equipamento
GEE	Gases de Efeito Estufa
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HC	hidrocarbonetos
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFO	Hidrofluorolefina
IPPC	Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas
LCCP	Desempenho Climático do Ciclo de Vida
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio
PNC	Plano Nacional de Eliminação dos CFCs
POE	Lubrificante Polioéster
SDO	Substância Destruidora da Camada de Ozônio
SLHX	Trocador de calor entre a linha de líquido e a linha de sucção
SUP	Superaquecimento
SUB	Subresfriamento
TEWI	Impacto Total do Aquecimento Equivalente
UE	União Europeia

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO...	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo Geral	19
1.1.2	Objetivos Específicos.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
3	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	33
3.1	REFRIGERAÇÃO	33
3.1.1	Refrigeração para conservação de alimentos	34
3.2	FLUIDOS REFRIGERANTES	35
3.2.1	Relação dos Fluidos refrigerantes com meio ambiente	37
3.2.2	Famílias de Fluidos Refrigerantes.....	40
3.2.3	Mistura de Fluidos Refrigerantes	43
3.3	ANÁLISE DA MASSA E DA ENERGIA EM VOLUMES DE CONTROLE EM REGIME PERMANENTE.....	45
3.4	SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA.....	47
3.4.1	Entropia.....	48
3.5	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.....	48
3.5.1	Ciclo Ideal.....	48
3.5.2	Ciclo real	50
3.5.2.1	Influência do Superaquecimento no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	51
3.5.2.2	Influência do subresfriamento no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	52
3.5.2.3	Influência do comportamento da temperatura de descarga do compressor.....	53
4	MATERIAIS E MÉTODOS	54
4.1	INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL.....	54
4.1.1	Câmara experimental para padronização da temperatura e umidade relativa do ar	54
4.1.2	Bancada de ensaio	57
4.1.2.1	Modificações realizadas no refrigerador	59
4.1.2.2	Posicionamento dos Sensores e medidores no aparato experimental	60

4.2	CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	65
4.2.1	Calibração dos sensores de temperatura	65
4.2.2	Incerteza da medição Experimental	67
4.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	67
4.3.1	Escolha da carga ideal da mistura binária	70
4.4	EQUAÇÕES UTILIZADAS	71
4.4.1	Balanceamento de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de apor	71
4.4.1.1	Capacidade frigorífica	71
4.4.1.2	Potência de compressão	72
4.4.1.3	Calor liberado no processo de condensação	73
4.4.1.4	Dispositivo de expansão	74
4.4.2	Coeficiente de Performance (COP)	75
4.4.3	Eficiência Isentrópica	75
4.4.4	Capacidade Volumétrica de Refrigeração	76
4.4.4.1	Eficiência volumétrica do compressor	76
4.4.5	Avaliação do impacto ambiental	78
4.4.5.1	Análise TEWI	78
4.4.5.2	Análise LCCP	80
4.4.5.3	Dados utilizados na análise de impacto ambiental e retirados da bibliografia	83
4.5	ERROS E INCERTEZAS EM MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	85
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	88
5.1	ANÁLISE EXPERIMENTAL	88
5.1.1	Velocidade de Resfriamento	90
5.1.2	Capacidade Frigorífica (Q_{evap})	94
5.1.3	Potência de compressão	96
5.1.3.1	Potência de compressão isentrópica (W _{is})	97
5.1.3.2	Potência de compressão real (W _{re})	99
5.1.4	Eficiência isentrópica do compressor (η_c)	102
5.1.5	Coeficiente de Performance (COP)	103
5.1.5.1	Coeficiente de Performance isentrópico (COP _{is})	103
5.1.5.2	Coeficiente de Performance Real (COP)	106

5.1.6	Taxa de calor liberado no condensador (Q_c).....	108
5.1.7	Temperatura de descarga do compressor.....	111
5.1.8	Capacidade Volumétrica de Refrigeração (Q_{vol})	114
5.1.9	Pressão de baixa e Alta e Razão de compressão (PR)	117
5.1.10	Superaquecimento e subresfriamento do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	121
5.1.10.1	Superaquecimento	121
5.1.10.2	Subresfriamento.....	124
5.1.11	Consumo de energia elétrica em 24h	126
5.1.12	Avaliação do impacto ambiental	129
5.1.12.1	Análise TEWI.....	129
5.1.12.2	Análise LCCP	132
5.1.12.3	TEWI x LCCP	135
5.1.13	Propagação das Incertezas Experimentais.....	137
6	CONCLUSÃO.....	139
	REFERÊNCIAS.....	142
	APÊNDICE A – CURVA DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES E TERMORESISTÊNCIAS	149
	APÊNDICE B – ANÁLISE DA INCERTEZA E PROPAGAÇÃO DOS ERROS	157
	APÊNDICE C – ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS EM FUNÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA.....	176
	ANEXO A – DADOS DE PERFORMANCE DO COMPRESSOR	179

1 INTRODUÇÃO

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é encontrado desde um pequeno refrigerador até grandes instalações de refrigeração industrial e climatização comercial. Se tratando de residências, o principal equipamento que usa o ciclo são as geladeiras, que junto com os freezers domésticos já tem a produção no mundo superior a 80 milhões de unidades por ano (BJÖRK *et al.*, 2010 apud RIGHETTI *et al.*, 2015).

O refrigerador é um dos eletrodomésticos mais importantes de uma residência, sendo essencial para conservação dos alimentos. Em 2020, até 811 milhões de pessoas passaram fome, enquanto, no mesmo ano, 931 milhões de toneladas de alimentos foram desperdiçadas no mundo (UNEP, 2021). O uso da refrigeração adequada pode reduzir esse desperdício, inclusive em um ambiente residencial. Um dos fluidos refrigerantes mais empregados para uso na refrigeração residencial é o HFC 134a devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas (GRECO; VANOLI, 2006 apud APREA *et al.*, 2017).

Dois preocupações ambientais são recorrentes na utilização de fluidos refrigerantes com refrigeração e climatização. A primeira estaria relacionada com o impacto a camada de ozônio e a segunda relacionada ao potencial de contribuição ao aquecimento global. As substâncias hidrofluorcarbonadas [HFC] foram incluídas na cesta de gases que contribuem para o aquecimento global pelo protocolo de Kyoto, no ano de 1997, devido à sua grande contribuição para as mudanças climáticas em comparação ao dióxido de carbono (MOTA-BABILONI *et al.*, 2017a). Nesse tratado complementar os países se comprometeram a reduzir as emissões de gases de efeito estufa [GEE] (BRASIL, 2022). O fluido refrigerante R-134a, citado em utilização nos refrigeradores, é um fluido HFC com zero ODP, mas com um GWP de 100 anos de 1430 (LEE *et al.*, 2013).

No continente europeu, as diretrizes do protocolo de Kyoto deram origem ao Regulamento [EU] nº 517/2014, que estabeleceu a eliminação progressiva de fluidos com maior potencial de aquecimento global [GWP] para aplicações de refrigeração e ar-condicionado. Quanto aos refrigeradores e freezers domésticos, o regulamento proibiu o uso de HFCs com um GWP igual ou superior a 150 nestes equipamentos desde 1 de janeiro de 2015 (EUROPEAN COMMISSION, 2014; APREA *et al.*, 2017 e MOTA-BABILONI *et al.*, 2017a). No Brasil, o decreto legislativo Nº144 de 20 de junho

de 2002 aprovou o texto do Protocolo de Quioto à Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (BRASIL, 2002).

Nesse contexto, se faz necessário encontrar fluidos com propriedades termodinâmicas semelhantes aos HFCs de baixo impacto ambiental para a produção de novos equipamentos ou para a aplicação do retrofit nesses equipamentos. Uma nova família de fluidos refrigerantes à base de hidrofluorolefinas [HFO] vem surgindo no mercado, onde se destaca o HFO 1234yf que possui propriedades termodinâmicas muito semelhantes ao HFC 134a, mas com um GWP de 4 (APREA *et al.*, 2017).

Dessa forma, este trabalho propôs a utilização de misturas binárias de um fluido refrigerante de baixo impacto ambiental, HFO 1234yf, com o HFC 134a como alternativa de substituição ao HFC 134a puro em refrigeradores domésticos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar experimentalmente um equipamento de refrigeração residencial por compressão de vapor utilizando uma mistura binária de um fluido refrigerante de baixo impacto ambiental, HFO 1234yf, com o HFC 134a e verificar a sua influência sobre o meio ambiente e aspectos termodinâmicos do equipamento.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver uma metodologia experimental;
- Construir uma bancada experimental utilizando um refrigerador doméstico;
- Realizar ensaios experimentais com o fluido de referência HFC 134a;
- Realizar ensaios experimentais com a mistura binária HFO 1234yf/HFC 134a;
- Obter o desempenho termodinâmico e consumo elétrico do refrigerador doméstico com a utilização da mistura binária de refrigerante HFO 1234yf/HFC 134a e comparar com a utilização do fluido refrigerante padrão do equipamento [HFC 134a puro];
- Realizar análise de impacto ambiental da substituição do HFC 134a pela mistura binária de refrigerante HFO 1234yf/HFC 134a.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste trabalho, o foco principal da pesquisa bibliográfica se concentrou na utilização do fluido HFO 1234yf e suas misturas binárias como substituto, com baixo potencial de aquecimento global, para o HFC 134a. Para o estudo buscou-se analisar previamente experimentos e simulações numéricas da utilização da eficiência e compatibilidade desse fluido refrigerante em equipamentos de refrigeração por compressão de vapor, além de estudos sobre os danos desse fluido refrigerante a natureza.

Especificamente sobre fluidos refrigerantes alternativos, boa parte das publicações que foram utilizadas como referência deste trabalho, abordam análises teóricas e experimentais do desempenho de equipamentos de refrigeração por compressão a vapor com a utilização do fluido refrigerante HFO 1234yf puro ou em mistura binária com o HFC 134a.

No ponto de vista de utilização da realização de um *retrofit* em um equipamento de refrigeração ou climatização, é de fundamental importância analisar e entender o comportamento termodinâmico do equipamento após a utilização do novo fluido refrigerante, as melhorias ou pioras no rendimento do equipamento e quais os benefícios ambientais que essa mudança irá trazer para o planeta, visto que a refrigeração é um mercado com grande potencial para a liberação de poluentes na atmosfera.

Um dos primeiros estudos encontrados foi disponibilizado por Navarro-Esbrí *et al.* (2013). Neste, os autores realizaram uma análise teórica e propuseram uma análise experimental comparativa entre a utilização do HFC 134a e o HFO 1234yf em uma bancada experimental com compressor de frequência variável e com circuitos de arrefecimento a água no condensador [permitindo a variação da temperatura de condensação], e secundário com salmoura/propilenoglicol [para simulação de carga no evaporador]. Os testes foram realizados em regime permanente, por volta de 20 minutos após o início do funcionamento do equipamento, sendo recolhido os dados por 5 minutos após o atingimento desse estado. Os resultados entre a quantidade de calor removida pelo fluido refrigerante e o calor fornecido pela mistura de líquidos que passou pelo trocador de calor do evaporador foram comparados e mostraram que a capacidade de resfriamento do HFO 1234yf é reduzida em 9% em relação ao HFC 134a, porém essa diferença pode ser reduzida com uma pequena alteração no ciclo

com a introdução de um SLHX no sistema. Outros pontos observados foram a redução da eficiência volumétrica em 5% com a utilização do HFO 1234yf e a redução do COP entre 5% e 30% quando utilizado esse fluido, sendo que quanto maior a temperatura de condensação menor é redução desse coeficiente com o HFO 1234yf.

Lee et al. (2013) analisaram desempenho do HFO 1234yf e de misturas azeotrópicas praticamente não-inflamáveis do HFO 1234yf/HFC 134a para aplicações originais com HFC 134a. Para o estudo utilizaram misturas com composições diferentes de 5%, 10% e 15% do HFC 134a misturada ao HFO 1234yf em uma bancada de testes representando uma bomba de calor nas condições de verão [temperatura no evaporador -7°C e no condensador 41°C] e inverno [temperatura no evaporador 7°C e no condensador 45°C], com 4 condensadores e 4 evaporadores com capacidade nominal de 1TR. Os autores concluíram que o COP, a capacidade de resfriamento, temperatura de descarga do compressor para o HFO 1234yf e o HFO 1234yf/HFC 134a são semelhantes ao do HFC 134a, principalmente para a condição de inverno a baixas temperaturas de evaporação. Para a mistura a vantagem citada é que mistura acima de 10% de R-134a se torna não inflamável.

Semelhante a ideia dos trabalhos anteriores, Mota-Babiloni et al. (2014) analisaram o desempenho energético do HFO 1234yf e do HFO 1234ze em um sistema de refrigeração como substituto para o HFC 134a. Para isso os autores utilizaram uma bancada experimental com circuito de compressão com compressor aberto com velocidade variável, válvula de expansão termostática e um SLHX; e dois circuitos externos, um para simulação de carga e outro para remoção de calor no condensador. Foram realizadas análises em diversas temperaturas de evaporação e condensação, e com e sem a utilização do SLHX. Além disso, o superaquecimento foi fixado em 7 K pela válvula de expansão termostática. No trabalho foi concluído que a eficiência volumétrica é reduzida em relação ao R-134a quando são utilizados o HFO 1234yf [entre 3 e 5%] e o HFO 1234ze [entre 5 e 6%], provavelmente devido a utilização de um compressor alternativo, sendo citado no trabalho possibilidade de melhoria da eficiência com a utilização de compressores parafusos ou centrífugos utilizados na refrigeração de grande porte. Assim como no trabalho de Navarro-Esbri et al. (2013) foi observado que o HFO 1234yf se comporta melhor com o aumento da temperatura de condensação. Já o HFO 1234ze se comporta melhor com temperaturas de evaporação mais altas. O COP também sofre redução quando utilizado ambos os fluidos refrigerantes HFO [HFO 1234yf entre 3 e 11% e HFO

1234ze entre 2% e 8%], porém esse coeficiente pode aumentar significativamente quando a utilização do SLHX [efetividade de 30%] é ativada, aproximando do desempenho obtido com a utilização do HFC 134a.

Analisando a utilização de fluidos refrigerantes alternativos com baixo GWP em equipamentos de refrigeração residencial Righetti et al. (2015) fizeram uma análise comparativa do desempenho da utilização dos HFOs 1234yf e 1234ze e do HC 600a em evaporadores comerciais do tipo roll-bond em uma bancada experimental com compressor de velocidade variável e uma válvula de expansão manual. Esses evaporadores são do tipo de placas utilizados em refrigeradores comuns, sem a tecnologia frost-free. Os resultados foram comparados com os dados obtidos na forma original desses refrigeradores com a utilização do HFC 134a. A análise foi realizada com temperaturas de evaporação de -15°C e -20°C e temperatura de condensação fixa em 40°C e variando a vazão mássica do fluido estudado. Os autores concluíram que ambos os fluidos estudados apresentam desempenho semelhante ao HFC 134a, desde que o deslocamento volumétrico do compressor seja ajustado para fornecer a massa de refrigerante adequada. Além disso, concluíram ainda que o HFO 1234yf apresenta desempenho de vaporização semelhante ao HFC 134a.

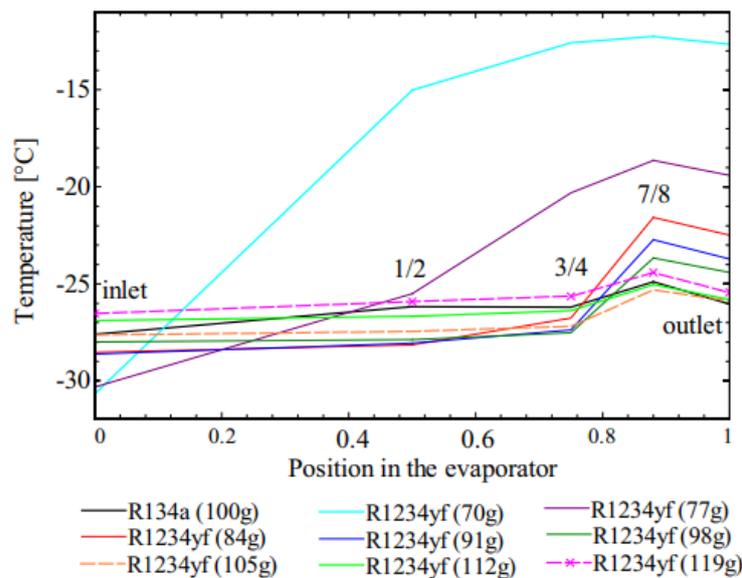
Jankovic et al. (2015) realizaram uma análise termodinâmica e de transferência de calor para HFO 1234yf e HFO 1234ze como substituto do HFC 134a em uma bancada experimental. Para análise termodinâmica os autores desenvolveram um modelo no *EES [Engineering Equation Solver]* que foi validado utilizando os dados experimentais para o HFC 134a e depois utilizado para análise do HFO 1234yf e HFO 1234ze. O controle de temperatura da água de condensação foi feito por um inversor de frequência no ventilador do sistema de resfriamento da água. Os resultados foram analisados para os mesmos valores de temperatura de evaporação e condensação e para condições iguais de meio de resfriamento no condensador. Foi observado um desempenho inferior para o HFO 1234yf em relação ao HFC 134a quando utilizado temperaturas de condensação mais altas. A capacidade frigorífica do HFO 1234yf também foi menor [cerca de 5 a 9%], influenciando em redução no resultado do COP. Enquanto isso, o HFO 1234ze capacidade frigorífica menor que o HFC 134a, porém obtendo um Coeficiente de Performance maior que o HFC 134a. Alterações do compressor permitem um desempenho do HFO 1234yf que possui temperaturas de condensação mais altas que o HFC 134a. De forma geral, os autores observam que o HFO 1234yf parece ser um fluido adequado para a substituição do HFC 134a.

Apréa et al. (2016) realizaram uma análise experimental da utilização do HFO 1234yf como substituto ao HFC 134a em um refrigerador doméstico *frost-free* com distribuição de ar por dutos e com volume de 0,131 m³ na parte de congelamento e 0,342 m³ na parte de resfriamento, com carga de fluido HFC 134a original de 100g. Durante a análise experimental os autores usaram óxido de alumínio para distribuição de calor entre as tubulações e os sensores de temperatura. Durante a análise experimental não foi colocado sensores de temperatura no ambiente interno do refrigerador, analisando apenas os parâmetros termodinâmicos na entrada e saída do fluido nos componentes do ciclo frigorífico. As quedas de pressão foram desprezadas e considerado somente uma pressão para baixa e outra para alta. Todos os testes foram seguindo a UNI-ISO 15502:2005, considerando a temperatura ambiente 25°C e umidade relativa entre 45 e 75%. Dois tipos de testes foram considerados, sendo o primeiro obtendo o tempo de parada até o primeiro desligamento do compressor e o segundo considerando o consumo de eletricidade durante 24h, onde para o teste ser válido deveria acontecer ao menos 1 procedimento de degelo. Foram analisadas 5 diferentes massas de HFO 1234yf no equipamento afim de encontrar a massa ideal de fluido refrigerante. Para os cientistas o HFO 1234yf [110g] permitiu uma redução de 7,3 % do tempo para atingir -18°C e uma economia de 3% no consumo de energia. Além disso, desenvolveu uma maior capacidade de resfriamento no equipamento, reduzindo a razão entre tempo de trabalho do compressor e o tempo total de funcionamento em 15,4% durante 24h.

Complementando o trabalho anterior Apréa et al. (2017) utilizaram a mesma configuração experimental para analisar a performance energética da utilização de uma mistura binária entre o HFO 1234yf [90%] e o HFC 134a [10%] no refrigerador. Para os autores a mistura de 10% do HFC 134a permite que o HFO 1234yf deixe de ser levemente inflamável e ainda continua com GWP inferior a 150. Além disso a mistura se torna quase azeotrópica com temperatura glide de 0,1 °C. Como resultado, a pesquisa demonstrou que a utilização da mistura binária permitiu um comportamento semelhante ao HFC 134a em termos de temperatura e pressão, para a obtenção dos dados foi realizada testes com 4 massas diferentes de mistura, considerando sempre a mesma proporção. Dentre os resultados observou-se que a mistura HFC/HFO com 116g requereu uma maior potência do compressor, porém necessitou menos tempo de operação deste, o que permitiu uma redução significativa no consumo de eletricidade em relação ao HFC 134a.

Na direção dos dois trabalhos anteriores, Belman-Flores *et al.* (2017) realizaram um estudo experimental com a utilização do R-1234yf como um substituto para o R-134a em um refrigerador doméstico *frost-free* com capacidade volumétrica de 0,3 m³. Os autores enfatizaram que no estudo não foi realizado qualquer modificação no sistema frigorífico do equipamento, visto que o R-1234yf permite compatibilidade com o lubrificante Polioéster ou POE10, utilizado em compressores que trabalham com R-134a. Dentre os pontos abordados, um dos mais relevantes foi a proposta de uma metodologia para determinação da carga ideal, baseada na capacidade de absorção de calor latente no evaporador. Realizando o estudo em uma câmara climática com temperatura de 32,2°C e umidade relativa 65%, os autores concluíram que ambos os fluidos estudados permitiam temperaturas adequadas dentro dos compartimentos internos. Analisando a quantidade de calor absorvida no evaporador, a utilização do R-1234yf [98g] teve comportamento semelhante a utilização do R-134a [100g], conforme demonstrado na Figura 1. Após análise do consumo elétrico, observaram que a carga de fluido ideal seria de 92,2g de R-1234yf e que para essa carga o gasto de energia subiria 4% no ano.

Figura 1 - Comportamento térmico ao longo do evaporador.



Fonte: Belman-Flores *et al.* (2017).

Na continuação dos estudos para encontrar um fluido de menor GWP como alternativa ao R-134a, Mota-babiloni *et al.* (2017a) analisaram a utilização do R-513A, uma mistura entre o R-1234yf [56%] e o R-134a [44%] com temperatura glide 0,1°C e

compararam os resultados com o R-134a puro. Para essa análise foi utilizada uma bancada experimental de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor com trocadores de placa, compressor rotativo hermético, válvula de expansão termostática e com dois circuitos secundários para controle das condições de operação; um circuito fechado de glicol/salmoura para o evaporador e um circuito aberto para água no condensador. Foram analisadas em regime permanente, 6 temperaturas de evaporação, variando de -15 a -2,5°C e 3 temperaturas de condensação, variando de 25 a 35°C. Entre os pontos abordados, verificaram que não houve mudanças significativas na velocidade do fluido entre o R-134a e o R-513A e concluíram que não precisa ter mudanças no desenho das tubulações para troca dos fluidos. A potência de compressão obtida com o novo fluido foi maior que a potência com o fluido original, porém o COP resultante foi maior para R-513A, mostrando que este é mais eficiente. Melhores desempenhos na utilização da mistura foram obtidos em testes com baixas temperaturas de evaporação e condensação.

Após a Emenda de Kigali, Mota-Babiloni *et al.* (2017b) fizeram uma revisão bibliográfica sobre estudos relacionados a utilização de fluidos sintéticos de baixos GWP como alternativas para substituição dos HFCs. Dentre as opções verificadas, os autores identificaram alguns estudos com fluidos alternativos como o HFO 1234yf, HFC 32 e HFC 152a e misturas de HFCs com HFOs como R-444A e R-445A para ar-condicionado automotivo e HFC 513A para refrigeração comercial.

Gaurav (2018) propõe uma análise por simulação computacional, utilizando o REFPROP, de parâmetros relacionados ao balanço de energia e exergia do HFC 134a, HFO 1234yf, HFO 1234ze e suas misturas binárias, além de fluidos naturais em sistemas de compressão por vapor. Considerando Regime permanente e desprezando as perdas de pressão nas tubulações o autor observou diversas misturas como alternativa para substitutos do HFC 134a, como o HFC 134a/HFO 1234yf [90%/10%] e HFC 134a/HFO 1234yf/HFO 1234ze [42%/18%/40%]. O aumento do R-1234yf em misturas com o R-134a aumentou os valores da vazão mássica, da capacidade volumétrica do compressor e da capacidade e destruição da exergia, por outro lado, reduziu a razão de compressão e o COP. O autor validou os resultados em uma bancada de testes.

Meng *et al.* (2018) analisaram um desempenho de um condicionador de ar automotivo, em uma bancada experimental, com a mistura binária R-1234yf/R-134a [89%/11%]. O COP teve uma redução entre 4 e 9% no modo resfriamento e a

temperatura de descarga do compressor, com velocidade variável, ficou em torno de 10°C mais baixa com a utilização da mistura binária no modo resfriamento e no modo aquecimento, eficiência volumétrica média do R-1234yf/R-134a foi superior à do R-134a em aproximadamente 5% e a eficiência isentrópica semelhante entre os fluidos analisados. Assim como outros trabalhos estudados, os autores analisaram a mistura e citam que a mesma não é inflamável.

Aprea *et al.* (2018) dando continuidade aos trabalhos já citados neste referencial, realizaram uma análise experimental do impacto ambiental em termos do potencial para o aumento do aquecimento global. Para isso os pesquisadores utilizaram o índice LCCP [*Life Cycle Climate Performance*], uma metodologia baseada na análise TEWI [*Total Equivalent Warming Impact*]. Os autores analisaram os HFO 1234yf, HFO 1234ze e as misturas entre o HFO 1234yf/HFC 134a [90%/10% em massa] e entre o HFO 1234ze/HFC 134a [90%/10% em massa] em um refrigerador residencial. Com os resultados, foram observados que os HFOs e suas misturas binárias possuem uma contribuição direta e indireta para redução do aquecimento global, quando relacionados com o HFC 134a. A redução mais interessante foi do HFO 1234yf pois sua contribuição direta para o aquecimento global é 99,4% menor que o HFC 134a. Analisando as contribuições totais, quando se considera o GWP de possíveis vazamentos e GWP das emissões para produção de energia elétrica, a utilização do *blend* HFC 134a/HFO 1234yf permitiu uma redução de 17% do LCCP em relação ao HFC 134a puro. Complementando a questão da análise ambiental Fisher (1993) já tinha realizado uma análise TEWI para analisar a substituição dos CFCs por alguns HCFCs e HFCs entre eles o HFCs 134a que naquela época estava começando a ser adotado pelo mercado.

Mota Babiloni *et al.* (2018) realizaram análise experimental da substituição HFC 404A, usada nos equipamentos de refrigeração comercial, por misturas de fluido refrigerante de baixo GWP R-454C e R-455A. O fluido R-454C é uma mistura de 21,4% de HFC 32 e 78,5% de HFO 1234yf. Já o fluido R-455A é uma mistura de 3% de R-744, 21,5% de HFC 32 e 75,5% de HFO 1234yf. Ambos os fluidos são considerados levemente inflamáveis, com a classe de segurança A2L. O GWP de 100 anos das misturas analisadas é 148, que representa 4% do GWP do HFC 404A. Os experimentos foram realizados em uma bancada experimental montada pelos autores, com circuito de carga de 16 kW e circuito de remoção de calor no condensador de 7,9 kW. Após as análises, foi observado que os fluidos refrigerantes estudados

apresentam propriedades termodinâmicas semelhantes ao R-404A. As temperaturas de condensação foram padronizadas em 32°C, 39,5°C e 47 °C e as temperaturas de evaporação de -30°C, -21,5°C e -13°C. Os resultados mostraram que a capacidade o COP é 15% maior para o R-454C e 10% maior para o R-455A, o que mostra que as misturas são consideradas refrigerantes alternativos para o R-404A, principalmente para temperaturas de condensação mais alta.

Yang *et al.* (2019) apresentaram um estudo experimental da utilização do fluido R-513A, em um refrigerador doméstico frost-free com volume de 141L. Nesse estudo eles observaram ganhos significativos com a utilização do novo fluido, como a redução da carga ideal de fluido refrigerante [massa de R-513A 5,9% menor que a do R-134a], redução do consumo de eletricidade em 24h de 3,5% e melhor capacidade de congelamento. Para obtenção desses resultados, foram realizados testes sem carga analisando as propriedades do equipamento até o primeiro desligamento do compressor, teste de consumo de eletricidade sem carga durante o funcionamento em 24h considerando pelo menos 1 degelo e por fim, uma análise com carga do que os autores chamaram de pacotes com M, observando as propriedades termodinâmicas quando a temperatura desses pacotes chegaram em -20°C, nessa última análise a utilização de 80 g do R-513A proporcionou uma redução de 43,2 minutos no tempo de congelamento em relação a utilização da condição original de 85g de R-134a.

Whanta (2019) realizou uma análise experimental da utilização e um trocador de calor interno tubo e tubo para sistemas de refrigeração utilizando o HFO 1234yf e o HFC 134a em uma banca experimental. O trocador funciona como um SLHX trocando calor entre a linha de sucção e a linha de líquido. Para análise foi desenvolvido um modelo computacional para análise da eficiência do trocador e o desempenho frigorífico do sistema. Na análise experimental o autor observou o sistema sem o trocador SLHX e depois com o componente, comparando os resultados para análise das melhorias encontradas na eficiência do sistema. Foi observado que em ambos os fluidos o COP foi aumentado com a introdução do SLHX, sendo que o superaquecimento proporcionado pela introdução do componente é mais alto para o HFO 1234yf que para o HFC 134a. Para melhorar o COP do sistema quando utilizado o HFO 1234yf e se assemelhe ao HFC 134a, o SLHX foi necessário.

Continuando os trabalhos com indicadores ambientais Maiorino *et al.* (2020) fizeram uma análise de um substituto para o HFC 134a nos refrigeradores domésticos,

porém dessa vez o fluido escolhido foi o HFC 152a com GWP igual a 124 e considerado um fluido inflamável, no grupo de segurança A2, classe de segurança que requer mais cuidados que a do HFO 1234yf. O procedimento experimental em câmara climática padronizada em $25^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e sem nenhuma carga dentro do gabinete do refrigerador. Com os dados obtidos no experimento, foram aplicadas as análises TEWI e LCCP para diferentes países como Alemanha, Itália e Espanha. Em todos os países analisados observou uma redução significativa no impacto ambiental do sistema de refrigeração ao utilizar o R-152a como substituto do R-134a. Sendo que na Itália a substituição chegaria a uma redução de 10,3% do TEWI e 9,4% do LCCP.

Morales-Fuentes *et al.* (2021) realizaram uma análise experimental da massa de fluido refrigerante em um expositor refrigerador vertical. Os fluidos utilizados foram o HFC 134a, R-513A [HFO 1234yf/HFC 134a] e HFO 1234yf. A temperatura ambiente foi mantida em 3 condições diferentes 24, 32 e 40°C . O refrigerador foi carregado com 60 garrafas de água com 1 litro. As cargas foram realizadas a cada 15g partindo 130g. Os resultados mostram uma carga ideal de 175 g independente do fluido refrigerante e da temperatura ambiente. Nos experimentos foram utilizados 4 transdutores de pressão, o que permitiu analisar as perdas de carga nos componentes do sistema, permitindo concluir que a transferência de calor foi menor quando desconsiderada as perdas de carga, sendo no evaporador menor 12,5% e no condensador 4,5% menor. O refrigerante R-513A resultou no menor consumo de energia por hora de operação. Quando comparado com HFC 134a, a redução foi de 3,8, 3,9 e 0,3% para 24°C , 32°C e 40°C , respectivamente.

Sobieraj (2021) realizou a construção de uma banca experimental com sistemas de duplo estágio com compressores herméticos, sistema semelhante a sistemas de refrigeração industrial. Um sistema de compressão de vapor simples com HFC 404a foi utilizado para remover a taxa liberada de calor no condensador do sistema principal, tornando um sistema em cascata. Esse sistema originalmente trabalha com o dióxido de carbono (R-744) e o autor realizou a análise da substituição deste por misturas binárias de baixo GWP do R-744 com o HFC 32 e HC 290. A massa de CO_2 foi mantida na proporção de 67% e temperaturas de -72°C foram obtidas. Entre os resultados observados, destaca-se a redução da pressão de vapor na utilização da mistura R-744/R-290 e R-744/R-32, essa última que pode ser considerada não inflamável quando utilizada pelo menos 52% de R-744. Uma câmara de aço hermeticamente fechada com vidro grosso de policarbonato foi utilizada para

verificar o estado do fluido entre a entrada e saída do evaporador. Observou-se que apesar de obter temperaturas médias de evaporação nas misturas com R-290 e R-32 semelhantes, o superaquecimento na parede foi sempre menor quando utilizado o R-32. O excesso de dióxido de carbono sólido na solução era visível como turvação ou cristais, agindo como um líquido pastoso com alta capacidade de transferência de calor.

Mota-Babiloni *et al.* (2021) realizaram uma análise experimental do HFO 1234ze e a mistura não inflamável R-515B [91,1% do HFO-1234ze e 8,9% R-227ea] como possíveis substitutos para o HFC 134a em aquecedores de água do tipo bomba de calor, com temperaturas moderadamente altas. Para isso os autores montaram uma bancada experimental com compressor de frequência variável, com controle da temperatura de evaporação e condensação através de sistemas secundários de mistura com etilenoglicol gelada e água quente. A temperatura de evaporação foi fixada em 7,5, 15 e 22,5°C e as temperaturas de condensação variando entre 55 a 85°C. A rotação do compressor foi fixada em 2030 rpm. Um trocador de calor entre a linha de sucção e linha de líquido (SLHX) foi utilizado, mas foi observado que sua utilização traz problemas a temperatura de descarga do compressor. Entre os resultados observados foi observado pelos autores redução da massa de refrigerante utilizando o HFO 1234ze e o R-515B. A capacidade de aquecimento no condensador foi reduzida em 25% e 27% quando utilizado HFO 1234yf e o R-515B, respectivamente, em relação a condição original com o HFC 134a. Analisando o COP e a eficiência do compressor resultados semelhantes ou até superiores foram encontrados quando utilizados os fluidos propostos.

Calleja-Anta *et al.* (2022) realizaram uma avaliação experimental para substituição do HC 600a em um refrigerador. Cinco misturas de fluidos foram propostas pelos autores são elas: R-600a/R-1234yf [92,5/7,5%]; R-1234ze/R-600a[10,5/89,5%]; R-600a/R-290[89/11%]; R-600a/R-1270[84,5%/15,5%]; R-600a/R-152a [90,5/9,5%]. As temperaturas de evaporação e condensação foram fixadas em -30°C e 40°C, respectivamente. Os experimentos foram realizados em um refrigerador comum, sem degelo automático, originalmente com compressor para R-600a e utilizando óleo mineral. Os testes foram realizados em câmara climática com temperatura interna $25,4 \pm 0,3^\circ\text{C}$ e umidade relativa abaixo de 60%. A mistura R-600a/R-1234yf apresentou elevação da pressão de evaporação, nas demais o valor da pressão de baixa foi reduzido em relação ao R-600a puro. Três das misturas de

refrigerantes apresentaram redução do consumo de energia durante 24h em relação ao R-600a. Sendo que R-600a/R-1234yf [92,5/7,5%] teve o consumo reduzido em 2,15%, R-1234ze(E)/R-600a [10,5/89,5%] em 3,84% e R-600/R-290 [89,0/11,0%] em 1,31%, ambos com uma carga ótima de refrigerante de 28 g.

Molinaroli *et al.* (2022) realizaram uma análise experimental uso do R-450A [42% do HFC 134a/ 58% do HFO 1234ze] e o R-513A [44% do HFC 134a/ 56% do HFO 1234yf] como alternativas para substituição ao HFC 134a em um sistema bomba de calor para aquecimento de água. Uma bancada experimental foi montada pelos autores, utilizando um compressor semi-hermético de velocidade variável, condensador e evaporador de placa e duas válvulas de expansão eletrônica, estas últimas, permitem analisar duas faixas de capacidade de aquecimento diferentes. O evaporador e condensador, são alimentados por sistemas secundários, que permitem controlar a temperatura de evaporação e condensação. Nesta pesquisa, os autores observaram uma redução da capacidade de aquecimento quando utilizada o R-450A e um desempenho melhor do R-513A em relação ao HFC 134a quando utilizado baixas temperaturas no circuito secundário do evaporador e altas temperaturas no circuito de dissipação de calor do condensador.

Pérez-García *et al.* (2022) realizaram uma modificação em freezer horizontal, introduzindo um SLHX no circuito frigorífico e com isso analisaram as condições do R-513A em substituição do HFC 134a, fluido original, neste equipamento. Os resultados encontrados indicam que a massa de fluido refrigerante ideal foi menor em 6,25% quando utilizado o R-513A, nas mesmas condições de operação do HFC 134a, com SLHX instalado. Ainda com o componente instalado adicional, o consumo de energia elétrica do R-134a foi 8% maior para o teste de consumo de energia de 24 horas, em comparação com o R-513A.

Kumma *et al.* (2023) desenvolveram um modelo de análise teórica para encontrar as concentrações ideais em misturas binárias e ternárias a base do HFO 1234yf e do HFO 1234ze que permitam a não inflamabilidade da mistura. Como diluentes no estudo foram verificados o efeito inerte dos diluentes R-125, R-134a, R-227ea e R-245fa. Na pesquisa foi utilizada o método do balanço térmico (MBT), porém falhou para maioria das análises com os HFO's, principalmente em misturas ternárias. Portanto, foi utilizado um método de balanço térmico modificado (MBTM) para prever as zonas de inflamabilidade. Os resultados foram validados com o auxílio de outros trabalhos experimentais e comprovam a exatidão do método proposto pelos autores.

As propriedades termodinâmicas foram extraídas do REFPROP 10 e o desempenho das misturas foram analisados em um sistema teórico de refrigeração por compressão de vapor que trabalhe nas condições de um refrigerador doméstico, e os resultados comparados a utilização do HFC 134a puro. Entre os resultados encontrados, os autores observaram que o efeito inerte do R-227ea [misturado com refrigerantes à base de HFO] é maior quando comparado a outros diluentes [R-125, R-245fa, R-134a]. Na análise termodinâmica, as misturas R-1234yf/R-161/R-227ea [82/14/4%], R-1234yf/R-161/R-125 [80/17/3%], R-1234yf/R-170/R-227ea [92/4/4%] não são inflamáveis e aparecem como boas substitutas ao refrigerante convencional [R-134a] utilizado em refrigeradores domésticos.

Sobre a compatibilidade dos óleos lubrificantes com o R-1234yf, Akram *et al.* (2014) realizaram uma análise do desempenho tribológico de diferentes lubrificantes com o fluido refrigerante R-1234yf, em condições de operação semelhantes ao funcionamento de um compressor Scroll. Nesta análise os autores analisaram dois óleos sintéticos, PAG [polialquileno glycol] e POE [Polioléster], e o óleo mineral. A metodologia do experimento foi dada pela análise de desgaste através da microscopia eletrônica de varredura [MEV] e pela espectroscopia de fotoelétrons excitados por raio-X [XPS], utilizada para identificar as espécies químicas na superfície e suas alterações subsequentes após os experimentos tribológicos. Além disso, essa última análise foi utilizada para verificar a solubilidade do lubrificante com o R-1234yf. Os resultados encontrados mostraram que, com desbastes severos e a não miscibilidade, a utilização do óleo mineral não é viável para utilização com o R-1234yf. O melhor desempenho foi encontrado na utilização do lubrificante PAG com menor solubilidade do refrigerante no R-1234yf, permitindo que no lubrificante e o refrigerante preservem suas propriedades exclusivas. O óleo POE o coeficiente de atrito foi cerca de 0,13, semelhante ao PAG, porém para os autores, a maior miscibilidade desse lubrificante com o HFO provavelmente levará a deterioração de sua funcionalidade de lubrificação.

Ainda estudando os lubrificantes Sedrez *et al.* (2015) realizaram uma avaliação da permissividade relativa do óleo POE ISO VG 10 misturado ao R-134a e ao R-1234yf em função da temperatura [variando de 298 K a 328 K] e a da solubilidade do refrigerante. Essa permissividade, consiste em uma propriedade da matéria que representa uma medida do aumento de capacidade de armazenar energia em um meio dielétrico sob efeito de um campo elétrico. Os autores perceberam que em

ambos os casos, a permissividade relativa do óleo POE ISO VE 10, quando misturada com o R-134a ou R-1234yf, diminui com o aumento da temperatura e tem um aumento proporcional a solubilidade do refrigerante/óleo. O que indica que a utilização desse óleo deve ser dada a baixas temperaturas.

3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

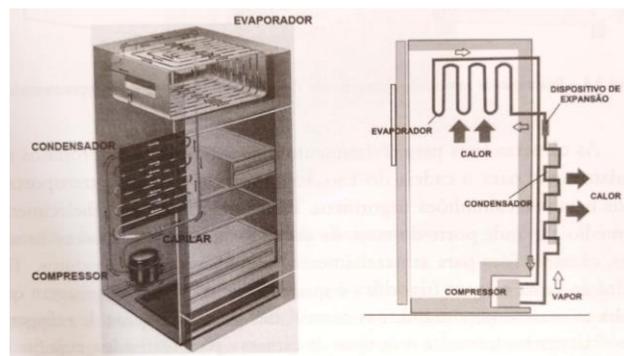
3.1 REFRIGERAÇÃO

As áreas de refrigeração e ar-condicionado são correlatas e aplicadas em diversas atividades humanas, embora cada uma tenha seu campo de atuação. A climatização foca principalmente no conforto térmico dos ocupantes dos ambientes e a refrigeração foca principalmente na conservação de produtos perecíveis (SILVA, 2019).

A refrigeração pode ser definida como qualquer processo de remoção de energia térmica, sendo um ramo da ciência que trata dos processos de redução de temperatura de um espaço, abaixo da temperatura externa (DOSSAT, 2004). A redução da temperatura e o controle de umidade, obtidos em ambientes refrigerados, permitem a inatividade do crescimento e desenvolvimento microbiano, aumentando a validade dos produtos e tornando os alimentos disponíveis para o consumo por mais tempo (SILVA, 2019).

Os equipamentos de refrigeração podem ser aplicados em ambientes residenciais, comerciais e industriais. Nas residências se destaca o refrigerador, sendo encontrado em mais de 97% dos domicílios brasileiros, o que representa 40 milhões de unidades (IBGE, 2014 apud SILVA, 2019). Apenas uma mínima parcela desses equipamentos no Brasil não utiliza o princípio de compressão mecânica de vapor (SCHURT, 2009). Nesse tipo de ciclo frigorífico os componentes principais são evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão, conforme apresentado na Figura 2 (SILVA, 2019).

Figura 2 - Ilustração dos componentes de um refrigerador doméstico.



Fonte: Silva (2019).

A potência frigorífica dos refrigeradores varia de acordo os diversos tipos de modelos e volumes, e trabalham com temperaturas interna do ar que variam de -8°C a -18°C no compartimento de congelados e de $+2^{\circ}\text{C}$ a $+7^{\circ}\text{C}$ no compartimento de produtos resfriados (SILVA, 2019).

3.1.1 Refrigeração para conservação de alimentos

Para civilização moderna, o uso da refrigeração e do ar-condicionado representa um dos maiores avanços já conhecidos, permitindo guardar e distribuir alimentos, medicamentos e outros produtos perecíveis, em climas mais adversos, trazendo a humanidade perspectivas de vida bem maiores que as vistas antes desse advento (MATOS, s.d).

Após o século XVII com o aperfeiçoamento do microscópio, foi possível descobrir as bactérias, enzimas e fungos e entender o efeito do resfriamento na conservação dos alimentos. Observou-se que em temperaturas intermediárias entre 10°C e 60°C os organismos microscópios que estão presentes nos alimentos se multiplicam de forma tão rápida que deterioravam o produto. Porém, quando a temperatura estão em torno dos 10°C ou temperatura menor, esses micro-organismos hibernam, o que faz com que aconteça o controle do crescimento desses seres vivos (SILVA, 2018).

Nas residências, o refrigerador pode ser utilizado para conservação de alimentos através do processo de resfriamento ou de congelamento. O tempo de armazenamento da maioria dos alimentos é elevado por meio das baixas temperaturas. Muitos alimentos não precisam nem mesmo serem congelados para alcançar longos períodos de conservação. Jabardo e Stoecker (2018) apresentam algumas temperaturas de conservação para resfriados, sem congelamento, que normalmente são utilizadas, considerando não somente a conservação do alimento, mas também os aspectos econômicos do armazenamento. A Tabela 1, apresenta esses dados.

Tabela 1 - Temperaturas recomendadas de armazenamento por resfriamento.

Produto	Temperatura de armazenamento (°C)
Abacate	4 a 13
Alface	0 a 1
Banana	13 a 14
Frango	-1 a 2
Maçã	-1 a 0
Morango	-0,5 a 0
Pera	-2 a 0
Queijo	0 a 1
Repolho	0
Tomate	3 a 4

Fonte: Jabardo e Stoecker (2018).

O congelamento também é muito utilizado para preservação das características dos alimentos, visto que esse processo aumenta ainda mais o tempo de armazenamento dos alimentos. A era moderna do congelamento foi o desenvolvimento de congelamento rápido, evitando a formação de microcristais de gelo no interior no produto. Para alcançar esse congelamento rápido são usadas técnicas como túneis de congelamento, utilizando ar a alta velocidade, e o congelamento por contato, utilizando placas refrigeradas. A temperatura interna do ar pode variar entre -23 e -18°C (JABARDO e STOECKER, 2018).

O refrigerador residencial vai fazer parte da cadeia do frio, tendo a função de manter o produto congelado ou resfriado nas residências.

3.2 FLUIDOS REFRIGERANTES

Segundo Kross e Potter (2015), o fluido é uma substância líquida ou gasosa onde à energia é adicionada ou subtraída enquanto é submetido a um processo. Para Dossat (2004) esse fluido passa a ser chamado fluido refrigerante quando passa agir como agente para um processo térmico.

As propriedades de segurança do refrigerante são considerações importantes que devem ser consideradas na escolha de um fluido de trabalho, isso faz com que vários fluidos sejam altamente eficientes termodinamicamente, porém tenham seu uso limitado (DOSSAT, 2004). Silva (2013) cita que um fluido ideal deve seguir requisitos básicos:

- Não agredir a camada de ozônio;
- Não deve proporcionar o aumento do aquecimento global;
- Deve absorver o calor rapidamente à temperatura requerida pela carga térmica;
- Não deve agredir a saúde humana;
- Não deve ser inflamável e nem explosivo;
- Ser miscível com o óleo do compressor;
- Ter temperaturas críticas altas;
- Não alterar suas condições químicas durante toda a sua vida útil.

Quando falamos da relação dos fluidos com meio ambiente dois termos são muito utilizados (EPA, 2023):

- **ODP** [*Ozone Depletion Potential, ou Potencial de destruição da camada de ozônio*]: É um índice que mostra a relação de uma substância com o dano que pode causar na camada de ozônio. Para as famílias de fluidos refrigerantes utilizados na refrigeração o ODP varia de 0 a 1, sendo que quanto mais próximo de 1, maior é seu impacto a camada de ozônio. No entanto, outras substâncias como o Halon 1301 (CF₃Br) aparecem no Protocolo de Montreal com o ODP igual a 10.
- **GWP** [*Global Warming Potential, ou Potencial de Aquecimento Global*]: É um índice que mostra quanto uma determina massa de um gás de efeito estufa prejudica o aquecimento global num horizonte de 100 anos. Utiliza como referência o gás carbônico, sendo o GWP do CO₂ igual a 1 por padrão. Quanto maior for esse valor, maior é a influência do fluido refrigerante para o aquecimento global.

Os números do GWP podem ser extraídos do Quarto Relatório de Avaliação do IPCC: *Mudanças Climáticas 2007 (AR4)* ou Quinto Relatório de Avaliação do IPCC: *Mudanças Climáticas 2014 (AR5)*.

A Tabela 2 apresenta uma tabela que permite conferir alguns fluidos refrigerantes e seus ODPs e GWPs.

Tabela 2 - Relação Fluido refrigerante com seus ODP e GWP.

Refrigerante	ODP (Protocolo de Montreal)	GWP (AR4)
R-12 (CFC)	1	10900
R-22 (HCFC)	0,055	1810
R-404a (HFC)	0	3920
R-134a (HFC)	0	1430
R-290 (HC)	0	3
R-600a (HC)	0	3
R-1234yf (HFO)	0	4

Fonte: Danfoss (2023) e EPA (2023).

Conforme observado na Tabela 2, os HCs R-290 e R-600a têm ODP igual a 0 e GWP igual a 3, respectivamente, indicando baixíssimo impacto ambiental por parte desses fluidos, porém são fluidos inflamáveis (DANFOSS, 2023). Apesar de ser um requisito básico, essa é uma tendência do mercado internacional.

3.2.1 Relação dos Fluidos refrigerantes com meio ambiente

Os fluidos refrigerantes clorofluorcarbonos [CFCs] e os hidroclorofluorcarbonos [HCFCs] foram utilizados por muito tempo, principalmente durante os anos 1900, em sistemas por compressão de vapor em sistemas de ar condicionado e refrigeração. Esses fluidos têm grande potencial de destruição de ozônio [ODP] e se tornaram alvos do Protocolo de Montreal (NAVARRO-ESBRI *et al.*, 2013 e MENG *et al.*, 2018).

O protocolo de Montreal é um tratado internacional adotado em 1987, com objetivo de proteger a camada de ozônio do planeta Terra por meio da eliminação da produção de Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio, também conhecidas como substâncias SDOs. Nesse Protocolo foram estabelecidas metas de eliminação para todos países participantes (BRASIL, 2017). As partes do protocolo se reúnem uma vez por ano com o objetivo de ajustar ou emendar o protocolo (UNEP, 2022).

No ano de 1990, por meio do Decreto nº.99.280, de 6 de junho do mesmo ano, os textos da Convenção de Viena e do Protocolo de Montreal foram promulgados pelo governo federal do Brasil, para serem executados. O país, assim como os demais países, concluiu a eliminação do consumo de CFCs no ano de 2010 (BRASIL, 2017 e MOTA-BABILONI *et al.*, 2014).

O plano nacional de eliminação dos CFCs [PNC] que foi aprovado no ano de 2002 permitiu ao país a implementação de um sistema de recolhimento, reciclagem e regeneração de SDOs em todo território nacional, composto por cinco centrais de regeneração e 120 unidades de reciclagem de fluidos frigoríficos. Além das capacitações de profissionais que trabalham na área da refrigeração e climatização em instituições de ensino como SENAI [Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial] (BRASIL, 2017).

Os HCFCs têm em torno de 5% do potencial de destruição da camada de ozônio dos CFCs, no entanto, o objetivo é de zerar esse índice. Após a eliminação dos CFCs, o protocolo entrou na fase de eliminação voltada para os HCFCs, que além de prejudicarem a camada de ozônio, possuem alto potencial para o aquecimento global. No ano de 2007, foi decidido antecipar os prazos para eliminação dessas substâncias, sendo destinado para os países em desenvolvimento os prazos apresentados na Tabela 3 (BRASIL, 2017).

Tabela 3 - Cronograma de eliminação do consumo de HCFCs em países em desenvolvimento.

Ano	Ação
2013	Congelamento do consumo dos HCFCs (média do consumo de 2009 e 2010);
2015	Redução de 10% do consumo;
2020	Redução de 35% do consumo;
2025	Redução de 67,5% do consumo;
2030	Redução de 97,5% do consumo;
2040	Eliminação do consumo.

Fonte: Brasil (2017).

O consumo do HCFC deve ser eliminado não só no Brasil, mas como no mundo até 2040 (MOTA-BABILONI *et al.* 2014). Como benefícios decorrentes do Protocolo de Montreal existem indícios de que o 'buraco' na camada de ozônio, na Antártica, está se fechando e estima-se que esse, retorne aos níveis de como era em 1980 por volta de 2070. Sem as medidas tomadas pelo acordo mundial, o buraco na camada de ozônio Antártico teria sido 40% maior até o ano de 2013 (BIRMPILI, 2018). Com isso, as estimativas preveem que, teríamos o quadruplo dos raios ultravioletas no Hemisfério Sul (BRASIL, 2017).

Como alternativa ao longo prazo aos CFCs e HCFCs foram desenvolvidos os hidrofluorcarbonetos [HFCs] que não destroem a camada de ozônio, porém foram

considerados com grande potencial de impacto ao aumento do aquecimento global (NAVARRO-ESBRI *et al.*, 2013). Os HFCs são utilizados como fluidos refrigerantes para refrigeração, isolamento de edifícios [espumas], sistemas de proteção de incêndios e aerossóis (MOTA-BABILONI *et al.*, 2017a). No ano de 2015 os hidrofluorcarbonetos representavam cerca de 2% das emissões globais de gases que provocavam efeito estufa, mas estivas mostram que esse número pode chegar a 20% em 2050 caso não seja feita um controle (YANG *et al.*, 2019). Com isso, em 1997, foi proposto o Protocolo de Kyoto para controlar os gases de efeito estufa, incluindo os HFCs (GLOBAL ENVIRONMENTAL CHANGE REPORT, 1997 apud LEE *et al.*, 2013).

O protocolo de Kyoto operacionalizou a Convenção-Quadro das Nações Unidas para Mudança do Clima que comprometeu aos países industrializados e em desenvolvimento a reduzir as emissões de gases com potencial de aumento do aquecimento global ou efeito estufa, cada país com suas metas individualizadas (UNFCCC, 2022). Desde o ano 2009, foi estabelecido um programa de eliminação dos HFCs, gases que tem um grande potencial para contribuição do Aquecimento Global. A MOP28 (28ª Reunião das partes) do Protocolo de Montreal aconteceu em Kigali na Ruanda, em outubro de 2016, onde foi tomado um acordo internacional para eliminação progressiva da produção e consumo dos HFCs. Os países desenvolvidos foram convidados a diminuir a produção dos HFCs em 85% até 2036 e os países em desenvolvimento até 2045 (APREA *et al.*, 2018 e UNEP, 2022). Em dezembro de 2012, aconteceu a emenda de Doha [no Catar] ao protocolo de Kyoto, onde países industrializados e em desenvolvimento, junto à comunidade Europeia se comprometeram a reduzir a emissões de gases de efeito estufa [GEE] para alcançarem 18% abaixo dos níveis de 1990, no período de 2012 a 2020. Em outubro de 2020, 147 partes depositaram seu instrumento de aceitação a emenda de Doha (UNFCCC, 2023).

O regulamento F-gás de 2015 da União Europeia [EU] limitou os gases fluorados [HFCs] mais importantes vendidos na EU a partir de 2015, reduzindo a quantidade das vendas em 2030 para 1/5 das vendas em 2014, e proibiu a utilização de gases fluorados com GWP maior que 150 em novos tipos de equipamentos, como refrigeradores e sistemas de climatização automotiva (EUROPEAN COMMISSION, 2014; RIGHETTI *et al.*, 2015, BELMAN-FLORES *et al.*, 2017 e WANTHA, 2019). No ano de 2022 o regulamento da EU sobre gases fluorados passou por uma nova revisão, propondo um alinhamento com o Pacto Ecológico Europeu, onde um dos

objetivos é chegar a nenhuma emissão líquida de gases de efeito estufa até 2050. Com isso a meta do F-gás passou para redução da quantidade de HFCs colocados no mercado em 98% até 2050 [em comparação com a quantidade utilizada em 2015] (EUROPEAN COMMISSION, 2022a.b).

Um fluido HFC que foi muito utilizado em refrigeradores por compressão de vapor é o HFC 134a, que tem um GWP de 100 anos igual a 1430 em comparação ao CO_2 (LEE *et al.*, 2013). Algumas alternativas vêm sendo utilizadas no mercado como o HC 600a, um fluido natural e altamente inflamável. A quantidade de massa de fluido utilizada em refrigeradores é baixa o que reduz os riscos inerentes a inflamabilidade nas residências, mas outras dificuldades surgem com a utilização desse HC, como novas instalações de produção e armazenamento desses gases, além da adoção de compressores específicos para operar com Hidrocarbonetos e padrões de prevenção a incêndio que fazem o mercado se opor a utilização desses fluidos em grande quantidade ou até mesmo nas residências (APREA *et al.*, 2016). Outras opções vem sendo estudas com baixo GWP, como o R-32, R-152a e o R-1234yf, este último, fluido de última geração que vem surgindo no mercado (NAVARRO-ESBRI *et al.*, 2013).

As hidrofluorolefinas [HFOs] são os novos fluidos refrigerantes de quarta geração e fluidos como R-1234yf vem sendo utilizado em sistemas de climatização automotiva, com baixa toxicidade, semelhante ao R-134a, sendo um fluido que não contém cloro, ou seja, ODP igual a zero e um GWP igual a 4 (WANTHA, 2019).

3.2.2 Famílias de Fluidos Refrigerantes

Os fluidos refrigerantes são divididos em fluidos sintéticos e fluidos naturais, conforme mostrado na Figura 3.



Fonte: O Autor (2023).

- CFC

Família de compostos químicos que possuem os elementos cloro, flúor e carbono em sua composição. Atualmente não se fabrica e nem importa esse tipo de fluido refrigerante no Brasil e no mundo. O componente cloro está ligado diretamente a destruição da camada de ozônio (SILVA, 2013).

O principal fluido refrigerante dessa família foi R-12, muito utilizado em refrigeradores, freezers, câmaras frigoríficas e condicionares de ar até a década de 1990 (SILVA, 2013 e WANTHA, 2019).

- HCFC

Alternativa ao CFC, uma família de compostos químicos que possuem Hidrogênio, Cloro, Fluor e Carbono na composição. O principal fluido desse tipo foi o R-22, muito utilizado em sistemas de ar-condicionado, e que vem saindo de mercado na atualidade (SILVA, 2013). No Brasil devem ser eliminados até 2040 (BRASIL, 2017).

- HFC

Família de compostos químicos que possui os elementos hidrogênio, flúor e carbono em sua composição. São utilizados na atualidade, porém com tendência de serem substituídos por outros fluidos com menor GWP. Alguns dos principais fluidos refrigerantes dessa família são (SILVA, 2013):

- ✓ R-134a, muito utilizado em refrigeradores, freezers, câmaras frigoríficas, condicionadores de ar automotivos e *Chillers*;
- ✓ R-404A, utilizado em câmaras frigoríficas;
- ✓ R-410A, utilizado em equipamentos de climatização.

Esses fluidos não têm potencial de destruir a camada de ozônio.

- HC e outros fluidos naturais (Compostos inorgânicos)

Os Hidrocarbonetos [HCs] são fluidos naturais quem vem sendo utilizados no atual momento do mercado de refrigeração. Seu grande problema é a inflamabilidade, o que limita sua utilização. Os principais fluidos dessa família são (adaptado SILVA, 2013):

- ✓ R-600a [Isobutano], muito utilizado em refrigeradores e freezers;
- ✓ R-290 [Propano], utilizado para refrigeração comercial e climatização.

Essa família apresenta boa miscibilidade com óleos minerais e apresentam vantagens competitivas em relação ao R-134a, no entanto as condições inseguras de inflamabilidade limitam seu uso (MENG *et al.*, 2018). A norma global de segurança IEC 60335-2-89:2022 limita a utilização desses fluidos em refrigeração comercial a uma carga máxima de 500g (Danfoos, 2023b e EMBRACO NIDEC, 2022).

Outros fluidos naturais, como os compostos inorgânicos, são encontrados em utilização da refrigeração industrial. São exemplos deles:

- ✓ R-717 – Amônia;
- ✓ R-744 – Gás carbônico.

A amônia é um dos principais fluidos refrigerantes quando relacionado as propriedades termodinâmicas, entretanto, pelas suas características de toxicidade, pode ser proibida ou ter seu uso desaconselhado. Em diversas cidades no Brasil existem leis municipais limitando o uso desse fluido refrigerante. De forma geral, seu uso deve ser usado em regiões afastadas ou com baixa densidade de habitantes (JABARDO e STOECKER, 2018).

Os sistemas com CO₂ são recomendados para regiões frias, devido a sua baixa temperatura crítica desse fluido [32°C]. No entanto, é comum encontrarmos esse fluido em sistemas industriais em regiões quentes, para isso utiliza-se sistemas adaptados como os sistemas de refrigeração transcrito ou os ciclos em cascata (SAWATHA *et al.*, 2017 apud MOTA-BABILONI, 2017b).

- HFO

Família pertencente a nova geração de fluidos sintéticos é conhecida como HFO (Hidrofluorolefina) e apresentam um comportamento interessante para o meio ambiente. São fluidos HFCs insaturados, pois descendem de olefinas em vez de alcanos [parafinas]. No mercado atual os dois fluidos mais famosos dessa família são o HFO 1234yf e HFO 1234ze, ambos possuem ODP igual a 0 e irrisórios GWPs (FUKUDA *et al.*, 2014 e MCLINDEM *et al.*, 2014 apud APREA *et al.*, 2018).

O quarto algarismo a partir da direita utilizado nesses fluidos (número 1) serve para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados, onde os HFOs se encontram (JABARDO e STOECKER, 2018). Quando comparados, os HFOs são melhores que os hidrocarbonetos, mas ainda são inflamáveis em comparação com R-134a, conforme mostra na Tabela 4 (GAURAV, 2018).

Tabela 4 - Características físicas, ambientais e de segurança dos HFOs.

Característica	HFC 134a	HFO 1234yf	HFO 1234ze
Fórmula Química	CH ₂ FCF ₃	CH ₂ =CFCF ₃	CHF=CHCF ₃
Peso molecular [g/mol]	102,03	114,04	114,04
Ponto de ebulição na pressão atmosférica [°C]	-26,1	-29,5	-19,0
Temperatura Crítica [°C]	101,1	94,7	109,4
Calor Latente a -30°C [kJ/kg]	219,5	189,51	201,5
Calor Latente a +40°C [kJ/kg]	163	132,27	154,6
Volume específico a -30°C [m ³ /kg]	0,2259	0,1708	0,2817
Grupo de Segurança ARSHAE	A1	A2L	A2L
OEL (Limites de exposição ocupacional) [PPMv]	1000	400	1000
LEL (Limite inferior de inflamabilidade) [vol %]	Nenhum	6,2	7,6
HOC (Calor de combustão) [Mj/kg]	4,2	na.	na.
ODP (índice de destruição da camada de ozônio)	0	0	0
GWP _{100 anos} (Potencial de aquecimento global)	1430	4	6

Fonte: Adaptado. Mota-Babiloni *et al.* (2014) e Gaurav (2018).

O HFO 1234yf possui propriedades termodinâmicas semelhantes ao HFC 134a [GWP = 1430], porém com GWP igual a 4. Sua toxicidade aguda também é baixa, porém é considerado levemente inflamável, grupo A2L, com um limite de inflamabilidade de 6,2 no ar entre 20-25°C (APREA *et al.*, 2017). As pressões de trabalho do HFO 1234yf são maiores que as do HFC 134a (APREA *et al.*, 2018).

Os HFOs são promissores, principalmente porque possuem boas características de miscibilidade com lubrificantes de poliéster e óleo mineral, além disso, em caso de liberação para natureza possuem curta duração na atmosfera (FUKUDA *et al.*, 2014 e MCLINDEM *et al.*, 2014 apud APREA *et al.*, 2018).

3.2.3 Mistura de Fluidos Refrigerantes

A eliminação gradual de fluidos com altos valores de GWP e sem destruição do ozônio, trouxeram o uso de misturas, com a finalidade de reduzir o custo e melhorar o desempenho térmico (MORALES-FUENTES *et al.*, 2021). As misturas são conhecidas no mercado como “*Blends*”. Essas misturas podem classificadas em Azeotrópicas e não azeotrópicas.

- *Misturas azeotrópicas*: São fluidos que não se separam no processo de destilação, devido a igualdade das frações molares de vapor e líquido (ZHAO *et al.*, 2019). Essas misturas se evaporam e condensam como temperaturas constantes, sendo que cada componente tem suas propriedades e partir da mistura desses, passa a surgir novas características termodinâmicas. Exemplos de fluidos azeotrópicos são R-502 [R-22 + R-115] e R-513A [R-134a+R-1234yf] (SILVA, 2019). A série 500 designa as misturas azeotrópicas (JABARDO e STOECKER, 2018).
- *Misturas não-azeotrópicas*: Os fluidos desse tipo possuem comportamento durante a mudança de fase típicos de misturas, com variações da temperatura para pressão constante e mudanças nas fases de líquido e vapor. A série 400 designa as misturas não azeotrópicas e apresentam um diferencial entre o início e fim da evaporação da mistura relativamente pequena, normalmente inferior a 6°C. A diferença entre o início e fim da evaporação da mistura é chamada de temperatura *glide* (JABARDO e STOECKER, 2018).

O coeficiente de transferência de calor em misturas azeotrópicas é melhor do que em misturas não azeotrópicas, devido a sua resistência à transferência de massa na ebulição nucleada e grande diferença de temperatura dos fluidos não-azeotrópicos. Os fluidos azeotrópicos adequados para aplicação com refrigeração de baixa temperatura, pois podem atingir temperaturas mais baixas na pressão de saturação. De forma geral, com pequenas exceções, membros da mesma família orgânica não podem formar misturas azeotrópicas (ZHAO *et al.*, 2019).

Os fluidos azeotrópicos apresentam melhor desempenho quando comparados com fluidos puros, principalmente com a diminuição da razão de pressão no compressor, que vai refletir em uma temperatura de descarga baixa (ZHAO *et al.*, 2019).

A mistura entre o HFO 1234yf e HFC 134a é considerada uma mistura praticamente azeotrópica, com temperatura *glide* menor que 0,1 °C, e uma das alternativas para superar a inflamabilidade do HFO citado. A introdução de 10% de HFC 134a em massa da composição total torna a mistura não inflamável e com GWP inferior a 150 (LEE *et al.*, 2013 e MENG *et al.*, 2018). Meng *et al.* (2018) ainda observa

que a mistura de R-1234yf/R-134a tem um calor latente menor em comparação ao R-134a puro, afetando na redução da capacidade de refrigeração do sistema.

Um fluido azeotrópico que já aparece no mercado é o R-513A, uma mistura de R-1234yf/R-134a [56%/44%] (MORALES-FUENTES *et al.*, 2021). A Tabela 5 apresenta alguns dados do R513A.

Tabela 5 - Características do R-134, R-513A e R-1234yf.

Característica	R-134a	R-513A	R-1234yf
Família	HFC	HFO/HFC	HFO
Temperatura Crítica [°C]	101,06	96,5	94,7
Pressão Crítica [kPa]	4059	3855	3281
Ponto de ebulição na pressão atmosférica [°C]	-26,07	-28,3	-29,45
ODP (índice de destruição da camada de ozônio)	0	0	0
GWP _{100 anos} (Potencial de aquecimento global)	1430	573	4
Grupo de Segurança ARSHAE	A1	A1	A2L

Fonte: Adaptado. Morales-Fuentes *et al.* (2021) e Yang *et al.* (2019).

Com propriedades físicas semelhantes ao R-134a, o R-513A é um fluido com ODP igual a 0 e GWP, em torno, de 60% menor que o HFC 134a. O fluido azeotrópico é não tóxico e não inflamável, classe A1, e a redução do GWP atende as necessidades do meio ambiente. O *retrofit* pela mistura binária é possível de forma direta, sem mudanças, nos sistemas que operam com R-134a (YANG *et al.*, 2019).

3.3 ANÁLISE DA MASSA E DA ENERGIA EM VOLUMES DE CONTROLE EM REGIME PERMANENTE

A massa é uma propriedade que se conserva, não podendo ser criada, nem destruída durante um determinado processo, porém em volumes de controle a massa pode atravessar fronteiras, desta forma, obrigando a ser levado em consideração a quantidade de massa que entra ou sai do volume de controle. A equação que descreve o princípio da conservação da massa, é conhecida como equação da continuidade, que para volumes de controle pode ser descrita pela Equação 1 (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

$$\frac{dm(v.c)}{dt} = \sum \dot{m}_{entrando} - \sum \dot{m}_{saindo} \quad (1)$$

Onde,

\dot{m} = vazão mássica ou fluxo de massa no volume de controle, [kg/s].

A vazão mássica (\dot{m}) é expressa na Equação 2.

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (2)$$

Onde,

ρ = mássica específica do fluido, [kg/m³];

V = Velocidade média do fluido, [m/s];

A = Área da seção transversal do tubo ou duto, [m²].

Para o regime permanente, admite-se a hipótese de que o estado da massa, em cada ponto do volume de controle não varia ao longo do tempo. Para esse caso, teremos que:

$$\sum \dot{m}_{entrando} = \sum \dot{m}_{saindo} \quad (3)$$

A energia total de um volume de controle é composta por energia interna específica [u], cinética [ec] e potencial [ep], somado ao trabalho de escoamento [Pv] (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013). A Equação 4 apresenta a energia total para volume de controle.

$$e = u + Pv + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (4)$$

Onde,

P = Pressão do fluido, [kPa];

v = Volume específico do fluido, [m³/Kg];

g = Aceleração gravitacional, [m/s²];

Z = Altura do sistema em relação a um ponto de referência, [m].

A introdução do termo de trabalho de fluxo faz com que surja a propriedade entalpia específica [h] na equação, definida como:

$$h = u + Pv \quad (5)$$

A partir das equações apresentadas neste subtópico, a aplicação da primeira lei da termodinâmica, conhecida como equação da energia, aplicada a um volume de

controle com escoamento em regime permanente resulta na Equação 6 (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gZ \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gZ \right) \quad (6)$$

Onde,

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor entre o volume de controle e suas vizinhanças, [kW];

\dot{W} = Potência, [kW].

3.4 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Há dois enunciados clássicos da segunda lei da termodinâmica. O enunciado de Kelvin-Planck, que está relacionado às máquinas térmicas e o enunciado de Clausius, que está relacionado a refrigeradores e bombas de calor, este último, expresso da seguinte forma:

“É impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente” (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

Clausius não sugere impossibilidade de construção de um dispositivo cíclico que transfira calor de um meio frio para um meio mais quente, como é o caso dos refrigeradores. O enunciado simplesmente estabelece que refrigerador não pode funcionar, a menos que seu compressor seja acionado por uma fonte externa de energia (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Assim como, os enunciados clássicos citados anteriormente, o engenheiro francês Sadi Carnot, em 1824, publicou uma conclusão de grande relevância para segunda Lei da termodinâmica:

O calor só pode produzir trabalho quando passa de um nível de temperatura mais alto para um nível mais baixo ou, em outras palavras: a quantidade de trabalho que pode ser produzida por uma máquina a vapor para uma dada quantidade de calor, é função da diferença de temperatura entre a produção do vapor e a sua exaustão (CREDER, 2004, p.24).

Ficou demonstrado também que a transformação inversa só seria possível com o fornecimento de trabalho ao sistema. Desta forma o trabalho mecânico pode ser

convertido totalmente em calor, mas a transformação inversa não é possível (CREDER, 2004).

3.4.1 Entropia

O termo entropia [S] vem do grego “transformação” e é definida em função de um processo reversível e é uma propriedade extensiva. A entropia por unidade de massa é indicada por “s” (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

Para um processo reversível, não existe irreversibilidades e por isso a variação de entropia é igual a transferência de entropia (ÇENGEL; BOLES, 2013). No entanto, o princípio do aumento da entropia diz que a entropia é gerada durante um processo irreversível, e essa geração deve-se totalmente a presença de irreversibilidades (PANESI, 2015). Assim, o balanço de entropia para um sistema fechado pode ser expresso como:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{ger} \quad (7)$$

Onde,

S_{ger} = Geração de entropia, [kJ/kg].

A entropia de uma massa fixa pode variar devido a duas situações, transferência de calor e irreversibilidades. Quando se tem a permanência da entropia constante, temos o chamado processo isentrópico. Ou seja,

$$\Delta S = 0 \quad (8)$$

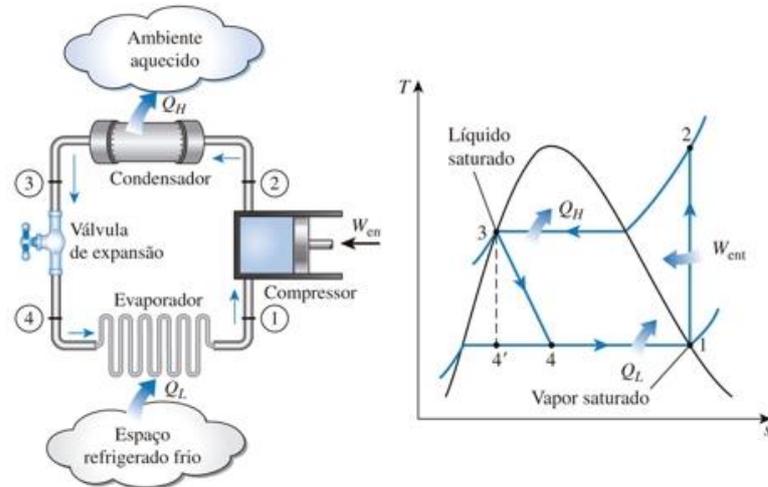
3.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

3.5.1 Ciclo Ideal

De acordo com Çengel e Boles (2013), o ciclo mais utilizado para refrigeradores e sistemas de climatização é o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, extraído a partir do ciclo de Carnot reverso, após a consideração de vaporização completa do refrigerante antes da compressão e da substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento.

O ciclo de refrigeração ideal consiste em 4 processos [um isentrópico, dois isobáricos e um isoentálpico], que podem ser observados no esquema e no diagrama temperatura x entropia apresentado na Figura 4.

Figura 4- Esquema e diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão a vapor ideal.



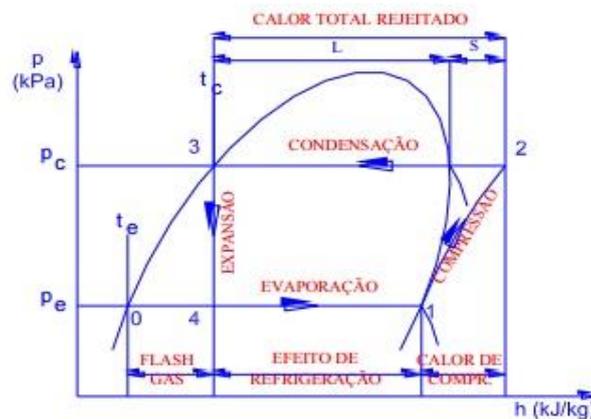
Fonte: Çengel e Boles (2013).

Para Çengel e Boles (2013), os 4 processos neste ciclo são:

- 1-2 Compressão isentrópica;
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante no condensador;
- 3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão;
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante no evaporador.

A Figura 5 mostra o diagrama pressão X entalpia, também conhecido como diagrama de *Mollier*, bastante utilizado por profissionais de refrigeração.

Figura 5 - Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração a vapor ideal.



Fonte: Mattos, s.d.

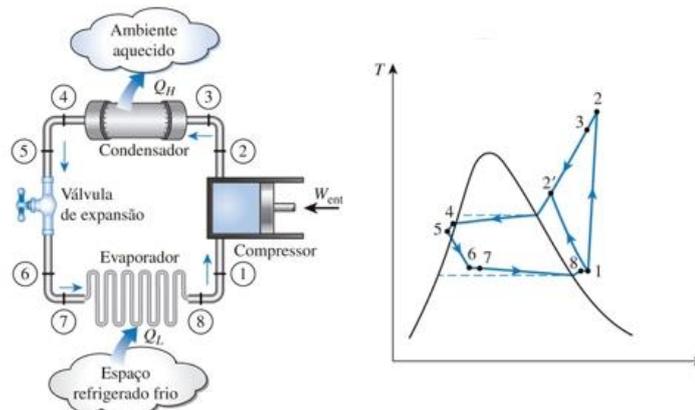
Em um ciclo ideal, conforme visto nos diagramas apresentados nas Figuras 4 e 5, o fluido entra, a baixa pressão e no estado de vapor saturado, no compressor [estado 1] e é comprimido até a pressão de entrada do condensador [estado 2], de forma isentrópica, resultando nesse estado, alta temperatura e alta pressão. Em seguida, o fluido que entra no condensador como vapor superaquecido, troca calor a pressão constante, com o ambiente externo, de forma a se tornar líquido saturado [estado 3]. É interessante observar que, para que exista condensação, se faz necessário que a temperatura do fluido no estado 2 seja maior que a temperatura do ambiente onde está inserido o condensador.

O refrigerante líquido saturado, no estado 3, é estrangulado por um dispositivo de expansão [válvula de expansão ou tubo capilar] com entalpia constante, reduzindo a pressão do fluido [estado 4], o que implica também na redução da temperatura do fluido para um valor abaixo do ambiente refrigerado. O refrigerante entra no evaporador no estado 4 como uma mistura, com baixo título, onde troca calor com o ambiente a ser refrigerado, tornando-se novamente vapor saturado e voltando para o compressor no estado 1, completando o ciclo.

3.5.2 Ciclo real

De acordo com Çengel e Boles (2013) o ciclo real de refrigeração difere do ciclo ideal devido as irreversibilidades presentes no sistema, em virtude principalmente das quedas de pressão associadas ao atrito durante o escoamento do fluido e das transferências de calor para a vizinhança. O diagrama temperatura x entropia do ciclo real está demonstrado na Figura 6.

Figura 6 - Esquema e diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão a vapor real.



Fonte: Çengel e Boles (2013).

Para o ciclo real, o estado 1 é vapor superaquecido, devido à dificuldade de se controlar o estado do refrigerante de uma forma precisa, obrigando a ser criado um ciclo onde o fluido é ligeiramente superaquecido na entrada do compressor, garantindo assim que esse não receba golpes de líquido.

Durante o processo de compressão ocorre irreversibilidades e transferência de calor para ou de sua vizinhança, devido aos efeitos de atrito, que podem aumentar [processo 1-2] ou diminuir [processo 1-2'] a entropia.

No processo de condensação existe uma queda de pressão entre a entrada e saída do condensador, assim como nas linhas que ligam ao compressor e ao dispositivo de expansão, que, dependendo do tipo de sistema de refrigeração utilizado pode equivaler a longas distâncias. O fluido no condensador é também subresfriado com o objetivo de aumentar a capacidade frigorífica do ciclo termodinâmico.

Durante a evaporação ocorre uma queda de pressão, o fluido, ao sair do evaporador em direção ao compressor, está levemente superaquecido e pode ainda ter a temperatura aumentada e/ou a pressão reduzida durante o percurso entre os dois componentes do sistema, aumentando ainda mais o superaquecimento total na entrada do compressor, surgindo a necessidade de um maior trabalho do compressor, como consequência do aumento do volume específico em sua entrada (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

3.5.2.1 Influência do Superaquecimento no ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O superaquecimento é um dos ajustes mais importantes nos equipamentos de refrigeração e climatização, pois é responsável pela proteção do compressor contra golpes de líquido, pelo resfriamento do compressor e pela eficiência do equipamento (SILVA, 2013).

Um aumento do superaquecimento em um ciclo real com vazão mássica constante influenciará em um aumento na potência de compressão, devido ao aumento no volume específico na entrada do compressor. Uma quantidade maior calor sensível deve ser cedido ao agente de condensação, antes mesmo de chegar na condensação, implicando em um aumento de espaço no condensador, que deverá ser utilizado para o resfriamento do vapor superaquecido na saída do compressor para

sua temperatura de saturação (DOSSAT, 2004). O superaquecimento é determinado por:

$$Sup = T_s - T_{sat} \quad (9)$$

Onde,

T_s = Temperatura da linha de sucção obtida na entrada do compressor [Superaquecimento Total] ou na saída do evaporador [Superaquecimento Útil], [°C];

T_{sat} = Temperatura de Saturação do fluido no lado de baixa pressão, [°C];

O superaquecimento tem influência sobre a capacidade do sistema e sobre o COP que depende totalmente de onde e como ocorre o superaquecimento, se este calor absorvido irá ou não proporcionar algum resfriamento útil, que pode ocorrer no final do evaporador ou na tubulação de admissão presente dentro do ambiente refrigerado. Ou seja, superaquecimento útil é aquela parcela de calor absorvida do ambiente refrigerado ou climatizado, aumentando um pouco a eficiência do ciclo e o superaquecimento inútil é aquela parcela de calor absorvida ao longo do caminho percorrido pelo fluido nas tubulações que estão externas ao ambiente refrigerado, reduzindo a eficiência do ciclo, este, que pode ser evitado através da utilização de isolamento na linha de sucção (DOSSAT, 2004).

3.5.2.2 Influência do subresfriamento no ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Subresfriamento é o resfriamento adicional que se dá ao fluido refrigerante liquefeito, esse resfriamento pode ocorrer no condensador e em diversos locais, como durante o percurso pela linha de líquido ou no tanque de líquido, componente utilizado em alguns sistemas de refrigeração de grande porte.

Quanto maior o subresfriamento, para uma determinada pressão de condensação, maior é a capacidade do equipamento (SILVA; SILVA, 2007). O calor de compressão por unidade de massa será o mesmo para um ciclo saturado ou subresfriado, assim o efeito de refrigeração do fluido acarretará no aumento da capacidade do compressor, mas sem aumentar os requisitos de potência, aumentando a eficiência deste. O subresfriamento também aumentará a quantidade

de calor absorvido no espaço refrigerado, implicando em aumento do coeficiente de performance do equipamento e redução da força requerida por unidade de capacidade (DOSSAT, 2004). O sub-resfriamento é determinado por:

$$Sub = T_{sat} - T_{LL} \quad (10)$$

Onde,

T_{LL} = Temperatura da linha de líquido [°C];

T_{sat} = Temperatura de Saturação do fluido no lado de alta pressão, [°C].

3.5.2.3 Influência do comportamento da temperatura de descarga do compressor

A temperatura de descarga do compressor deve ser analisada como um parâmetro importante, pois afeta a estabilidade dos óleos lubrificantes e de vários componentes do compressor (MENG *et al*, 2018). Além disso, o aumento da temperatura de descarga provoca um aumento do tamanho do condensador, pois maior quantidade de calor deve ser rejeitada no componente (DOSSAT, 2004).

Temperaturas e cargas elevadas no ambiente refrigerado e calor adicional acrescentado pela linha de sucção, influenciaram diretamente no comportamento do compressor. Altas temperatura de entrada no compressor e altas taxas de compressão, aumentaram a temperatura na descarga que provocará o superaquecimento principalmente das bobinas do motor e na área da válvula de descarga. O elevado calor no cilindro de um compressor alternativo pode causar problemas na lubrificação entre o pistão e o cilindro (WIRZ, 2011).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia estabelecida para alcançar os objetivos do trabalho por meio de uma abordagem experimental, será a análise da viabilidade na substituição do uso do HFC 134a por misturas binárias de HFC 134a/HFO 1234yf. Para isso, foi montada uma bancada experimental para realização dos ensaios, utilizando um refrigerador doméstico.

A bancada experimental foi colocada em um ambiente com temperatura e umidade relativa controladas, utilizando um condicionador de ar do tipo *Split System* para manutenção das condições ambientais padronizadas. Além disso, a investigação foi dividida em duas etapas:

- Ensaios para identificação das condições de referência com o HFC 134a puro [Condição de Referência];
- Ensaios para análise de dados com a mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf em 5 cenários diferentes.

Com os resultados obtidos experimentalmente foram realizadas análises comparativas sobre a velocidade de resfriamento e consumo de energia elétrica, como também análises de parâmetros termodinâmicos em regime permanente. Por fim, foi realizada uma avaliação dos impactos ambientais utilizando as análises TEWI e LCCP.

4.1 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram realizados em uma câmara de padronização no Cogencasa, laboratório de Cogeração do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco em Recife-PE.

4.1.1 Câmara experimental para padronização da temperatura e umidade relativa do ar

Para padronização da temperatura e umidade relativa durante o ensaio foi instalado o condicionador de ar do tipo *split system* em um conjunto de painéis frigoríficos com isolamento de poliestireno [EPS], formando assim uma câmara experimental com condições ambientais padronizadas. A temperatura de ensaio do ambiente foi mantida em $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e a umidade relativa do ar entre 45 e 75%. A

porta da câmara é do tipo giratória, com a presença de cortinas de PVC e uma antecâmara, o que proporciona uma redução da infiltração de ar no ambiente nos momentos de necessidade da entrada do experimentador no ambiente condicionado. A câmara de padronização é apresentada na Figura 7.

Figura 7 - Câmara de padronização de temperatura e umidade relativa.



Parte Externa

Parte Interna

Fonte: O Autor (2023).

Para a padronização da temperatura e umidade relativa interna dentro da câmara de padronização do ambiente de ensaio foi utilizado um equipamento de climatização do tipo *Split System Hi Wall* de fabricação Electrolux com capacidade frigorífica igual a 12.000 BTU/h e tensão elétrica de trabalho igual a 220V. O aparelho utilizado é apresentado na Figura 8.

Figura 8 - Condicionador de ar utilizado na câmara de padronização.



Fonte: O Autor (2023).

Os dados de temperatura e umidade relativa do ar na câmara de padronização, foram obtidos através do controlador digital de temperatura e umidade com comunicação serial MT-530Ri plus [Figura 9], de fabricação Full Gauge e resolução 0,1°C [entre -10°C e 75°C] e 1°C [fora da faixa]. Esse controlador teve sua comunicação interligado a um conversor conv32 usb-RS485 [Figura 10] para acesso as informações através do sistema Sitrad.

Figura 9 - Controlador digital de temperatura e umidade MT-530Ri plus.



Fonte: O Autor (2023).

Figura 10 - Conv32 Sitrad.

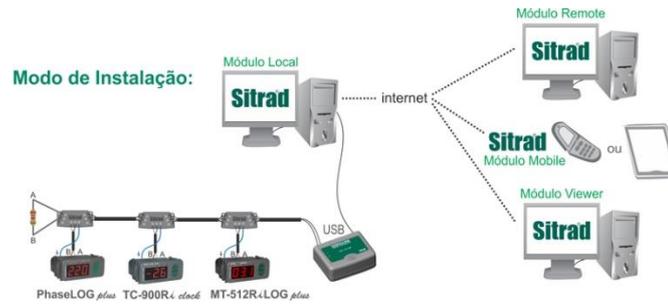


Fonte: O Autor (2023).

Aquisição de dados

O Sitrad é o software da Full Gauge Controls para gerenciamento a distância das instalações de refrigeração, aquecimento, climatização e aquecimento solar. O Sitrad é utilizado tanto no local como remotamente para instalações dos mais diversos segmentos, desde redes de supermercados até residências (Full Gauge, 2021). O esquema de utilização do Sitrad é apresentado na Figura 11.

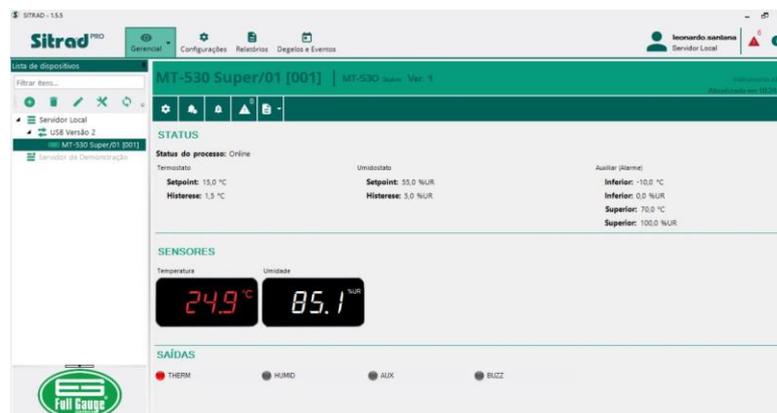
Figura 11 - Esquema de instalação Sitrad.



Fonte: Full Gauge (2021).

Através do software, pode se configurar e armazenar, continuamente, dados de temperatura, umidade, tempo, pressão e voltagem, permitindo a modificação dos parâmetros de operação dos instrumentos com total segurança e precisão (Full Gauge, 2021). A tela principal do sistema de aquisição de dados é apresentada na Figura 12.

Figura 12 - Tela principal do sistema de aquisição de dados sitrad.



Fonte: O Autor (2023).

4.1.2 Bancada de ensaio

As atividades experimentais foram realizadas com um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de único estágio, contido em um refrigerador, como mostra a Figura 13.

Figura 13 - Refrigerador utilizado nos ensaios.



Fonte: Loja Electrolux (2022).

O equipamento utilizado é do tipo vertical *frost-free* com duas portas, sendo a superior para o compartimento de congelamento e a inferior para o compartimento de resfriamento. O tipo de degelo é por resistência elétrica. O equipamento é fabricado pela Electrolux e tem capacidade com capacidade total para 310L (63L no freezer e 247L no refrigerador). Outros detalhes técnicos do refrigerador retirados do manual e da *Tag* de informações que acompanham o equipamento são mostrados na Tabela 6 (ELECTROLUX DO BRASIL, 2018).

Tabela 6 - Dados técnicos do refrigerador.

Modelo	TF39
Massa	54 kg
Série	11902536
Fluido	R-134a (83g)
Tensão	220 V~
Frequência	60 Hz
Corrente	0,8 A
Potência de degelo	217 W

Fonte: Electrolux do Brasil (2018).

A troca de energia interna no interior do equipamento se dá por convecção forçada, com distribuição interna do ar por meio de dutos e no condensador por convecção natural. O motocompressor é classificado na categoria de compressão como alternativo e na categoria de acoplamento como hermético, de fabricação Embraco, modelo EM2U 60HLP, com utilização para fluido R-134a e volume de

deslocamento de $5,54 \text{ cm}^3$, tensão elétrica 220v e frequência 60Hz; a redução de pressão no ciclo frigorífico é feita por um dispositivo de expansão do tipo tubo capilar.

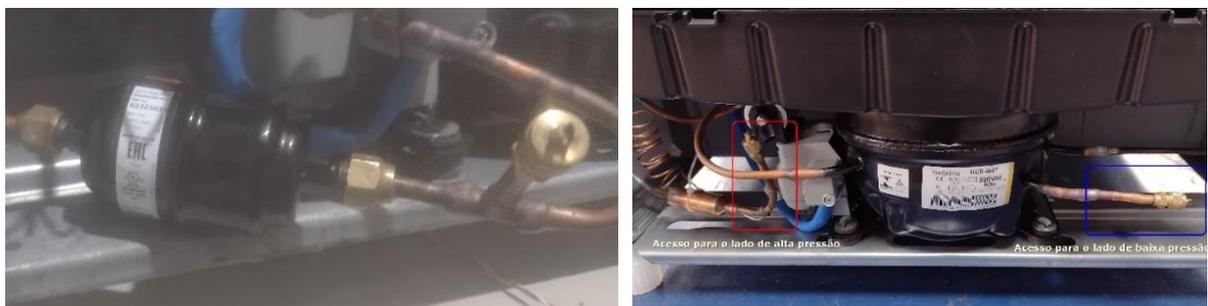
O evaporador é instalado no compartimento superior [*freezer*] e um sistema de distribuição de ar conecta o compartimento inferior ao freezer. O controle da temperatura do refrigerador ocorre através de uma válvula do tipo *damp*er mecânico que regula a quantidade de ar entregue ao compartimento do refrigerador. Desta forma, no compartimento do *freezer* tem-se uma circulação de ar que permite que a temperatura interna atinja a -18°C e que no compartimento inferior atinja $+6^\circ\text{C}$.

Para todos os fluidos testados, foi utilizado o óleo lubrificante original do compressor, óleo POE [Poliéster] viscosidade ISO 10 para HFC 134a.

4.1.2.1 Modificações realizadas no refrigerador

Uma modificação no refrigerador foi necessária para realização do experimento e para garantir um bom funcionamento do sistema com o novo fluido refrigerante. Foi introduzido um filtro secador contra umidade e partículas ácidas e sólidas da Danfoos DML 053 de $\frac{1}{4}$ " que tem melhor eficácia que o filtro comum que vem nos refrigeradores de fábrica. Além disso, foi introduzido duas válvulas de serviço tipo "Schrader" para obtenção dos dados pressão dos dois lados do sistema, conforme apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Modificações realizadas no refrigerador.



Fonte: O Autor (2023).

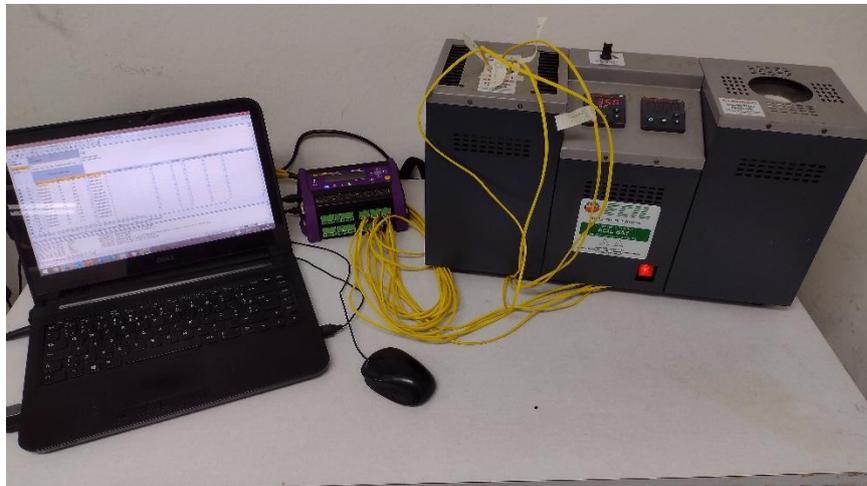
Com as modificações realizadas, a massa do fluido HFC 134a ideal, para os padrões de fábrica de pressão e corrente elétrica, foi de 137g [Condição de Referência].

4.1.2.2 Posicionamento dos Sensores e medidores no aparato experimental

O refrigerador que foi utilizado para análise foi completamente instrumentado para permitir avaliar o comportamento térmico do equipamento. Esse posicionamento dos sensores pode ser dividido em duas partes, a primeira para análise do ciclo termodinâmico e o segundo para análise do ambiente interno do equipamento.

Para obtenção dos dados de temperatura foi utilizado o registrador de dados universal *datataker* DT80 Series 2 [*data logger*]. Esse instrumento permite a utilização de até 15 entradas de sensores analógicos [$\pm 50V$], com precisão de $\pm 0,35\%$ (*datataker*, s.d). O recolhimento de dados foi calibrado para a cada 30 segundos. O instrumento é apresentado na Figura 15.

Figura 15 - Data logger utilizado para obtenção dos dados de temperatura enviando dados para computador.



Fonte: O Autor (2023).

Os sensores de temperatura foram produzidos a partir de cabo para termopar tipo K 2x24AWG. Um dos sensores produzidos é apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Termopar K mergulhado em mistura de água e álcool utilizado para medição da temperatura interna do refrigerador.



Fonte: O Autor (2023).

As faixas de utilização de um termopar K e seus limites de erro são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Faixas de utilização e limites de erro do termopar tipo K.

Termopar	Faixa de Utilização	Limite de Erro para o sensor padrão
Tipo K	-200 a 1260 °C	±2,2 °C ou 0,75%

Fonte: ECIL (2023).

A numeração dada a cada sensor de temperatura e sua respectiva localização dele é apresentado na Tabela 8.

Tabela 8 - Sensores de temperatura e sua respectiva localização.

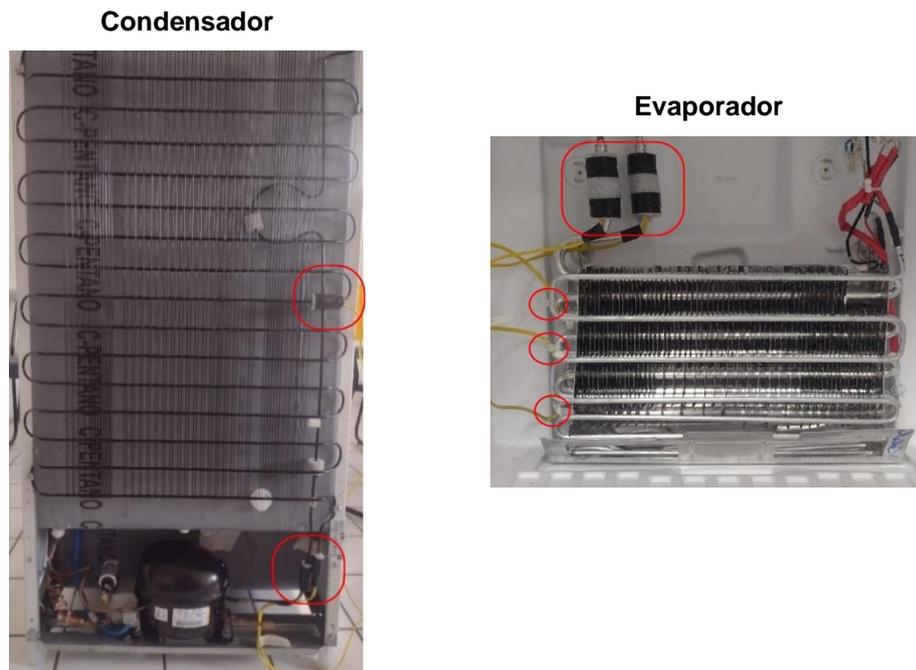
Sensor	Local	Sensor	Local
1	Entrada da serpentina do Evaporador	9	Compartimento inferior – 1ª Bandeja
2	½ da serpentina do evaporador	10	Compartimento inferior – 3ª Bandeja
3	¾ da serpentina do evaporador	11	Sucção (entrada do compressor)
4	7/8 da serpentina do evaporador	12	Entrada do Filtro secador
5	Saída da serpentina do evaporador	13	Descarga do Compressor
6	Extra Frio do freezer	14	½ do condensador
7	Freezer	15	Saída do Condensador
8	Extra frio do compartimento inferior		

Fonte: O Autor (2023).

Posicionamento dos sensores no ciclo termodinâmico de refrigeração

Para a obtenção de dados de temperatura, foram instalados os termopares tipo K, citados anteriormente, no refrigerador, conforme a representação mostrada na Figura 17.

Figura 17 - Posicionamento dos sensores de temperatura tipo K no condensador, compressor e no evaporador.



Fonte: O Autor (2023).

Os termopares tipo K foram instalados da seguinte forma:

- ✓ Evaporador – Entrada, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{8}$, saída;
- ✓ Condensador – Entrada, meio, saída;
- ✓ Compressor – Entrada e saída.

Para os dados de temperatura assumiu-se que os valores referentes a superfície externa do tubo é aproximadamente a mesma do fluido refrigerante. Para fixação dos sensores foi utilizado pasta térmica e abraçadeiras de *nylon*, permitindo aos sensores o contato térmico adequado. Por fim, os sensores foram isolados com isolamento térmico esponjoso.

Os dados de pressão foram adquiridos através do conjunto manifold digital para baixa e alta pressão Testo 557 4 vias com vacuômetro, de fabricação Testo, com

range de medição pressão entre -1 e 60 bar, resolução: 0,01 bar/0,1psi/1kPa e precisão de pressão igual $\pm 0,5\%$ do valor final [± 1 dígito]. O equipamento é compatível com diversos fluidos refrigerantes, entre eles o R-134a e o R-1234yf (TESTO,s.d). O manifold digital utilizado é apresentado na Figura 18.

Figura 18 - Manifold digital Testo.



Fonte: O Autor (2023).

Os transdutores para obtenção da pressão no *manifold* digital, foram instalados no tubo de serviço compressor para baixa pressão e na saída do filtro secador para alta pressão.

O Wattímetro, utilizado para a obtenção dos dados de potência e consumo, foi instalado em série a entrada do circuito elétrico do refrigerador. Nos experimentos foi utilizado o medidor de eletricidade monofásica DDS238-4 W [Figura 19]. O medidor cumpre os requisitos técnicos para a medição de watts horas pelo padrão da IEC62052-11 e IEC62053-21, além de ser um equipamento que possui alta capacidade de estabilidade e sobrecarga, e baixa perda de energia. Entre as suas principais funções exibe dados de tensão em tempo real, corrente, potência, frequência, fator de potência e consumo energético. Para exatidão de dados é apresentado uma incerteza de $\pm 1\%$ para potência ativa, $\pm 2\%$ para potência reativa e $0,5\%$ para tensão e corrente elétrica (HIKING, s.d).

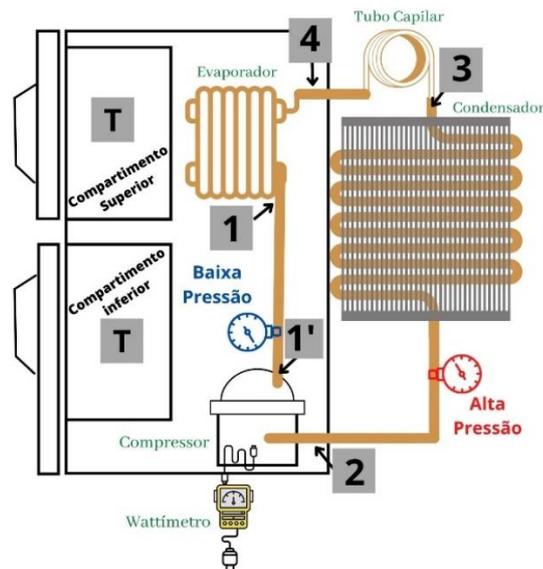
Figura 19 - Medidor de potência utilizado no experimento.



Fonte: O Autor (2023).

Os pontos de medição de temperatura e os locais de posicionamento do *manifold* digital e Wattímetro, utilizados para a análise dos parâmetros termodinâmicos em Regime Permanente são apresentados na Figura 20.

Figura 20 - Esquema para análise em Regime Permanente no Refrigerador.



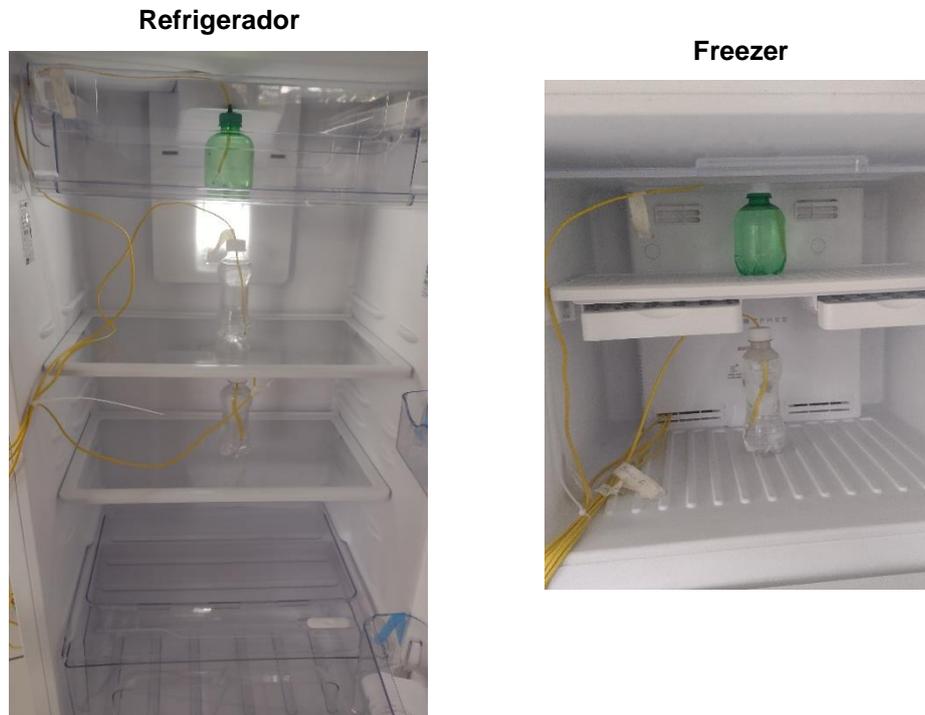
Fonte: O Autor (2023).

Posicionamento dos sensores no ambiente interno do refrigerador

No compartimento inferior [parte de refrigeração] foram utilizados 3 sensores de temperatura termopar tipo K e compartimento superior [*freezer*] foram instalados 2 sensores também do tipo K. Todos os sensores foram imersos em um recipiente com 200 ml de uma mistura composta por 50% de água e 50% de álcool 70%, conforme

pode ser visto na Figura 21. O objetivo da utilização do álcool é não ter congelamento do líquido imerso, o que influenciaria na carga de calor latente dentro do equipamento.

Figura 21 - Posicionamento dos sensores para medição de temperatura interna.



Fonte: O Autor (2023).

4.2 CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

4.2.1 Calibração dos sensores de temperatura

Os sensores de temperatura, do tipo termopar K, foram fabricados a partir de cabos de extensão no laboratório de estudo, com isso, foi necessário realizar o processo de calibração dos sensores de temperatura. Para calibração foi realizado o calibrador portátil para sensores de temperatura Forno BAT, produzido pela ECIL Temperatura Industrial. Como os trabalhos são realizados a baixa temperatura foi utilizado o bloco de baixa temperatura do forno. Algumas especificações técnicas do instrumento de calibração, no bloco de baixa temperatura, são apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Informações técnicas do Forno de calibração.

Faixa de temperatura	50°C abaixo da temperatura ambiente até 140°C.
Estabilidade absoluta	$\pm 0,01^{\circ}\text{C}$ (container líquido), $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$ (bloco seco)
Uniformidade de temperatura	$\pm 0,02^{\circ}\text{C}$ (container líquido), $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$ (bloco seco)
Resolução do controlador	0,1°C, opcionalmente 0,01°C

Fonte: Ecil (s.d).

O calibrador portátil utilizado é apresentado na Figura 22.

Figura 22 - Forno Calibrador utilizado.



Fonte: O Autor (2023).

A calibração dos sensores foi dividida em duas partes:

- Sensores para baixas temperaturas [Sensor 1 a 11]: Faixa de temperatura entre $-23,4^{\circ}\text{C}$ e 40°C ;
- Sensores para médias temperaturas [Sensor 12 a 15]: Faixa de temperatura entre -5°C e 90°C .

Em ambas as situações, os termopares foram posicionados no bloco seco durante 11 minutos para cada faixa de temperatura obtida. Após 10 minutos, espera-se um equilíbrio térmico com o sensor, e com isso foram recolhidas as temperaturas obtidas pelo *data logger* nos próximos 60 dados de temperatura no minuto seguinte, dos resultados é retirada a média e desvio padrão. Para cada sensor foi repetida a mesma operação para todas as temperaturas que são múltiplas de 5 dentro da faixa analisada, com exceção de $-23,4^{\circ}\text{C}$ que foi a menor temperatura atingida pelo equipamento.

Compara-se os dados recolhidos pelo *data logger* com a temperatura marcada no forno e obteve-se uma função polinomial de primeiro grau que descreve uma

equação da reta para cada sensor, ou seja, regressão linear simples. A equação citada é do tipo:

$$y = ax + b \quad (11)$$

Onde,

a = Coeficiente de inclinação;

b = Intercepto

y = Temperatura que seria obtida no forno calibrador (referência), [°C];

x = Temperatura obtida pelo *data logger*, [°C].

A equação obtida para cada sensor é apresentada no Apêndice A.

4.2.2 Incerteza da medição Experimental

De maneira geral, todos os instrumentos utilizados nas medições para avaliação de uma grandeza apresentam erros, que influenciam no resultado verdadeiro a ser encontrado. Esses erros de medição serão utilizados na análise da propagação dos erros. A Tabela 10 apresenta a incerteza de medição dos instrumentos utilizados no aparato experimental e na calibração dos sensores de temperatura ou de dados apresentados na bibliografia que foram utilizados na análise de propagação de erros.

Tabela 10 - Incertezas experimentais.

Parâmetro	Incerteza experimental
Sensor de temperatura	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$
<i>Data logger</i>	$\pm 0,035^{\circ}\text{C}$
Forno calibrador	$\pm 0,05^{\circ}\text{C}$
Manômetro digital - Pressão	$\pm 0,005$ psi ou $0,5\%$
Wattímetro - Potência elétrica	$\pm 1\%$
Vazão Mássica real [Data Sheet Embraco]	$\pm 5\%$
Frequência Elétrica [ANEEL]	$\pm 0,167\%$

Fonte: O Autor (2023).

4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A metodologia experimental foi baseada em trabalhos realizados anteriormente, como: Aprea *et al.* (2016), Aprea *et al.* (2017), Belman-Flores *et al.* (2017) e Yang *et al.* (2019). As condições ambientais do ambiente de ensaio foram

controladas baseado na ISO 15502:2005, utilizando uma temperatura do ar do ambiente de ensaio igual a $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e a umidade relativa do ar entre 45 e 75%.

A realização dos experimentos foi dividida em duas etapas:

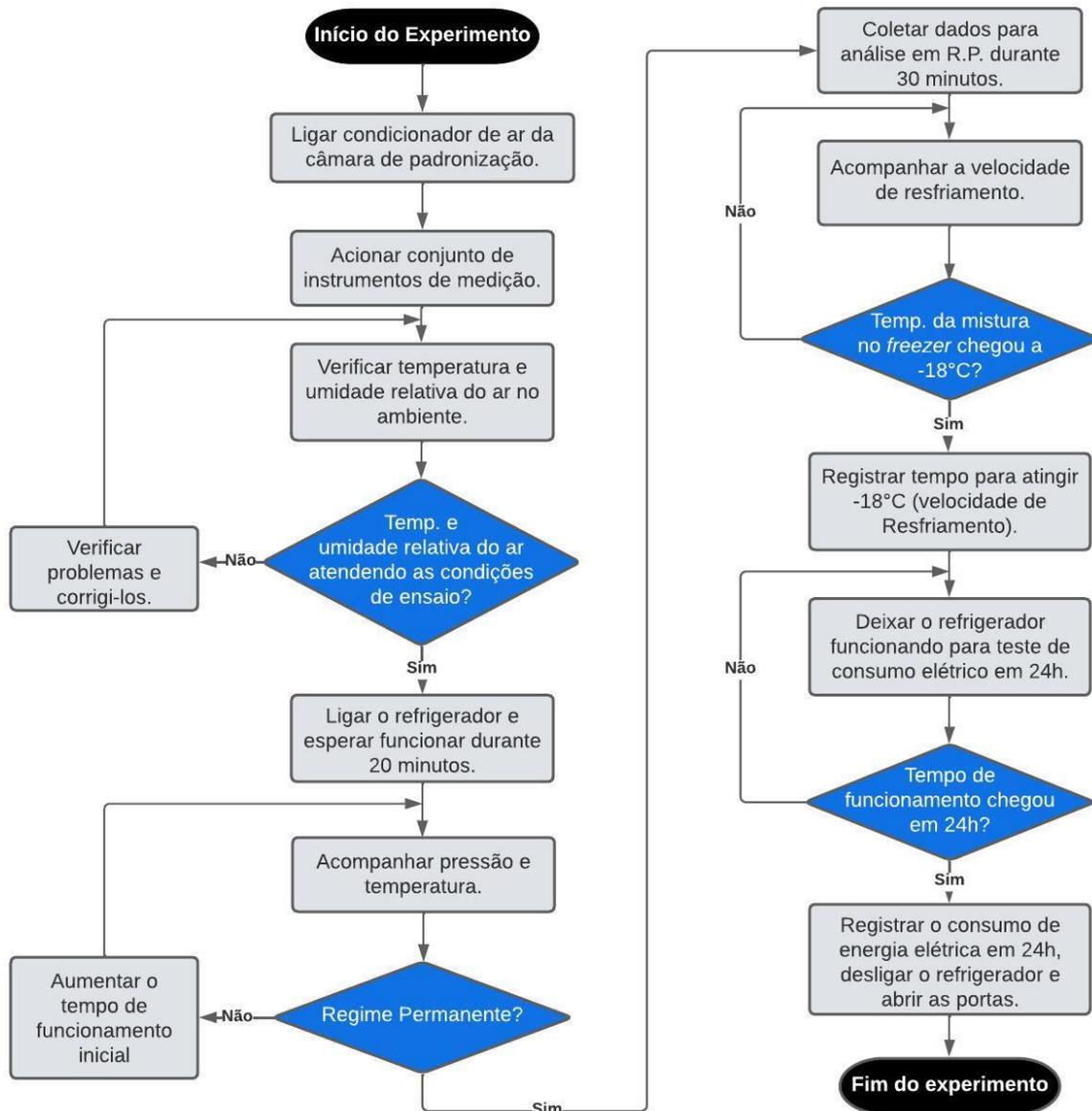
- ✓ Condição de Referência: Refrigerador, sem modificações nos componentes do ciclo termodinâmico [apenas com troca do modelo do filtro secador], utilizando o fluido refrigerante HFC 134a e com massa de fluido que atende as condições operacionais ideais para o equipamento.
- ✓ Condições de análise: Utilização do refrigerador com a substituição do HFC 134a por uma mistura binária de 65% do HFO 1234yf e 35% do HFC 134a em proporção de massa.

Para cada uma das etapas foram realizados os seguintes testes:

- Velocidade de resfriamento – Quando a mistura de álcool e água colocada dentro do compartimento superior atingir -18°C , o tempo decorrido foi guardado.
- Análise dos parâmetros termodinâmicos – Foram observados parâmetros de funcionamento do equipamento como superaquecimento, sub-resfriamento, capacidade frigorífica, potência de compressão, COP, Capacidade Volumétrica de Refrigeração, Temperatura de descarga e eficiência isentrópica. Esses dados foram retirados na condição considerada como estado estacionário. Segundo o trabalho de Navarro *et al.* (2013) o estado estacionário chega após aproximadamente 20 minutos de operação. A partir da consideração dos autores, após o referido tempo foram obtidos parâmetros termodinâmicos - como pressão, potência e temperatura – durante 30 minutos.
- Consumo de energia elétrica [$E_{\text{cons},24\text{h}}$] – Iniciado o funcionamento do equipamento, foi computado o consumo de energia elétrica durante o período de 24h consecutivas, observando pelo menos um processo de degelo durante o período.

A Figura 23 exibe o fluxograma do procedimento experimental, apresentando a sequência das práticas adotadas em cada ensaio.

Figura 23 - Fluxograma do Procedimento experimental a cada ensaio.



Fonte: O Autor (2023).

Foram realizados 3 experimentos para cada situação proposta e para ambos os cenários, a fim de assegurar uma qualidade comparativa de resultados, proporcionando uma redução nos erros provocados pelas condições ambientais e pelo procedimento experimental.

A extração de dados - pressão, temperatura e potência elétrica - foram realizadas a cada 30 segundos. Esse tempo foi escolhido, devido, no processo de funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, não serem observadas mudanças significativas entre os valores obtidos dos parâmetros termodinâmicos durante a faixa de tempo definida para coleta de dados.

Após a finalização dos ensaios as portas do refrigerador são abertas para que a temperatura interna do equipamento e da mistura de álcool e água se equalizasse com a temperatura do ar ambiente para o próximo ensaio no dia seguinte.

Para análise e extração de dados termodinâmicos foram utilizados o *software Excel* do pacote *Office 365* e as bibliotecas do REFPROP 9.0.

Antes do início dos experimentos para cada cenário proposto, no equipamento foi empregado a seguinte sequência:

- i. Recolhimento e armazenamento do fluido refrigerante utilizado no cenário anterior, a fim de não liberar para o ambiente;
- ii. Produção do vácuo no sistema de refrigeração;
- iii. Conexão da garrafa de fluido refrigerante a ser adicionado no circuito de refrigeração e posicionamento na balança digital;
- iv. Adição de fluido refrigerante.

4.3.1 Escolha da carga ideal da mistura binária

Não sendo conhecida a carga de fluido refrigerante correta para a mistura binária de HFC 134a/HFO 1234yf, foi realizada uma investigação para detecção da massa ideal. Tendo encontrado os parâmetros que demonstram o rendimento termodinâmico do HFC 134 puro na primeira fase [cenário de referência], foram analisados 5 cenários com a mistura proposta. A análise iniciou com a massa de 116g e foram adicionados 7g a cada cenário, conforme apresentado na tabela 11. Em todos os cenários foi utilizado a proporção 35% de HFC 134a e 65% de HFO 1234yf. A proporção escolhida foi feita a partir da revisão bibliográfica, onde foi constatado a não existência de trabalhos anteriores experimentais com a proporção utilizada e que ela proporciona um novo fluido refrigerante não inflamável, visto que a introdução mínima de 10% de HFC 134a permite esse benefício (LEE *et al.*, 2013 e MENG *et al.*, 2018). Além disso, a utilização da mistura binária permite o *retrofit* do equipamento de refrigeração residencial utilizando o HFC 134a com GWP 1430 para um novo fluido refrigerante *blend* com GWP 503, provocando uma redução dos impactos ambientais em caso de vazamento de fluido refrigerante para natureza.

Tabela 11 - Cargas de fluido utilizada na mistura para cada cenário.

Cenário	Carga Total	Massa HFC 134a	Massa HFO 1234YF
1	116g	41g	75g
2	123g	43g	80g
3	130g	46g	84g
4	137g	48g	89g
5	144g	50g	94g

Fonte: O Autor (2023).

A carga ideal para a mistura binária, foi obtida na comparação entre os parâmetros termodinâmicos analisados e obtidos para mistura binária e para a condição de referência.

Para determinar a carga de fluido refrigerante adicionado ao ciclo frigorífico a cada mudança de cenário, foi utilizado a balança de carga digital SF-400 com capacidade de até 10 kg, resolução de 0,0001kg e precisão de $\pm 0,5\%$.

4.4 EQUAÇÕES UTILIZADAS

4.4.1 Balanceamento de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O balanço de energia para o ciclo de refrigeração se baseia na aplicação da primeira lei da termodinâmica para cada processo, permitindo mensurar e se fazer uma análise quantitativa das necessidades do sistema para cada componente.

4.4.1.1 Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica ou potência de refrigeração, é a quantidade de calor por unidade de tempo, que é retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador. Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle em regime permanente, que envolve o evaporador [Figura 24], desprezando as variações de energia cinética e potencial, os balanços de massa e de energia simplificam-se para fornecer a potência de refrigeração (MORAM; SHAPIRO, 2002), obtida por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (12)$$

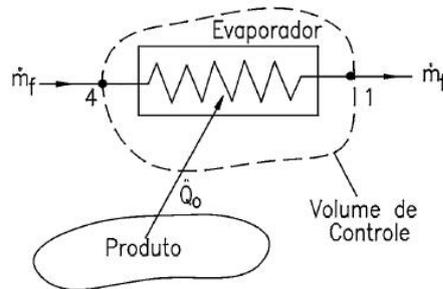
Onde:

\dot{Q}_e = Potência de refrigeração ou capacidade frigorífica, [kW];

h_1 = Entalpia da saída do evaporador, [kJ/kg];

h_4 = Entalpia na entrada do evaporador, [kJ/kg].

Figura 24 - Volume de controle que engloba o evaporador.



Fonte: Pirani (2005).

4.4.1.2 Potência de compressão

A potência teórica de compressão é a quantidade de energia por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, quando este, deixa o evaporador e é comprimido pelo compressor até a pressão e temperatura do condensador (MORAM; SHAPIRO, 2002). Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle em regime permanente, que envolve o compressor [Figura 25], desprezando variações de energia cinética e potencial, tem-se a potência de compressão adiabática, expressa por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_{1'}) \quad (13)$$

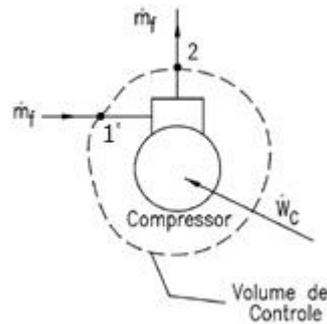
Onde:

\dot{W}_c = Potência de compressão, [kW];

$h_{1'}$ = Entalpia na entrada do compressor, [kJ/kg];

h_2 = Entalpia na saída do compressor, [kJ/kg].

Figura 25 - Volume de controle que engloba o compressor.



Fonte: Pirani (2005).

No processo de compressão real existe transferência de calor, o compressor aquece e perde calor para o ambiente, desta forma, a equação anterior torna-se incompleta. A primeira lei aplicada a um compressor real, faz com que a potência do compressor se torne:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{comp} \quad (14)$$

A parcela de calor liberado pelo compressor para o ambiente $[\dot{Q}_{comp}]$ é de difícil obtenção. Portanto, nessa pesquisa experimental real, a potência de compressão deve foi obtida por meio da medição da potência elétrica do compressor.

4.4.1.3 Calor liberado no processo de condensação

O condensador é responsável pela rejeição de calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador, seja ele água ou ar (PIRANI, 2005). Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle em regime permanente, que envolve o condensador [Figura 26], desprezando as variações de energia cinética e potencial, obteve-se o calor rejeitado no condensador, expresso por:

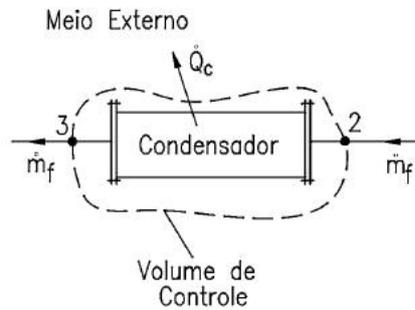
$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (15)$$

Onde:

\dot{Q}_c = Calor liberado no processo de condensação, [kW];

h_3 = entalpia na saída do condensador, [kJ/kg].

Figura 26 - Volume de controle que engloba o condensador.



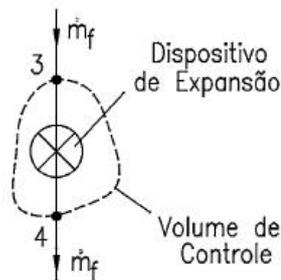
Fonte: Pirani (2005).

4.4.1.4 Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, o processo teórico é adiabático, onde o fluido expande até a pressão do evaporador (MARTINELLI, 2003). Esse processo é geralmente modelado como um processo de estrangulamento. Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle em regime permanente, que envolve o dispositivo de expansão [Figura 27], desprezando as variações de energia cinética e potencial, foi utilizado nesta análise que:

$$h_4 = h_3 \quad (16)$$

Figura 27 - Volume de controle que engloba dispositivo de expansão.



Fonte: Pirani (2005).

4.4.2 Coeficiente de Performance (COP)

O coeficiente de performance [*coeficiente of performance*] é um parâmetro importante para análise de um sistema de refrigeração. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o ciclo ideal, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema (PANESI, 2015). O COP foi definido pela Equação 17.

$$COP = \frac{\text{energia pretendida}}{\text{energia consumida}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (17)$$

O COP, para um ciclo teórico, é uma função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o coeficiente dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema (PIRANI, 2005).

4.4.3 Eficiência Isentrópica

A eficiência isentrópica de um compressor é definida como a relação entre o trabalho necessário para elevar a pressão de um gás até um valor especificado de forma isentrópica e o trabalho de compressão real (ÇENGEL; BOLES, 2013). Conforme apresenta a Equação 18.

$$\eta_c = \frac{\text{trabalho isentrópico}}{\text{trabalho real}} = \frac{W_s}{W_r} \quad (18)$$

Para compressores adiabáticos, as eficiências isentrópicas estão entre os valores de 0,70 e 0,88 e os compressores de grande porte, normalmente, apresentam eficiências isentrópicas maiores que aquelas dos compressores pequenos (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

4.4.4 Capacidade Volumétrica de Refrigeração

A capacidade volumétrica de refrigeração é um parâmetro relacionado a capacidade de refrigeração do compressor, sendo definida como a medida do tamanho do compressor. À medida que este parâmetro cresce, aumenta o tamanho necessário do compressor e é definido como (GAURAV, 2018):

$$\dot{Q}_{vol} = \frac{(h_1 - h_4) \times \eta_{vol}}{v_1} \quad (19)$$

Onde,

\dot{Q}_{vol} = capacidade volumétrica de refrigeração, [kJ/m³];

v_1 = volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor;

η_{vol} = Eficiência volumétrica do compressor;

A igualdade ou semelhança da capacidade de refrigeração volumétrica entre fluidos refrigerantes faz com que não se tenha alteração no volume deslocado pelo compressor (GAURAV, 2018).

A capacidade do compressor deve ser de forma que exista a remoção do vapor do lado de baixa pressão na mesma proporção do que é produzido pela evaporação do fluido refrigerante dentro do evaporador. No caso de evaporação mais rápida que o recolhimento do fluido proporcionado pelo compressor, o vapor em excesso vai provocar o aumento da pressão dentro do evaporador provocando a elevação da temperatura de saturação do fluido refrigerante (DOSSAT, 2004).

4.4.4.1 Eficiência volumétrica do compressor

A eficiência volumétrica do compressor é dada por (GAURAV, 2018):

$$\eta_{vol} = 1 - C \left(PR^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (20)$$

Onde,

C = Taxa de folga do compressor;

n = Índice politrópico do fluido refrigerante;
 PR = Razão de pressão no compressor;

A razão de compressão no compressor é definida como a razão entre a pressão na saída [ponto 2] e entrada do compressor [ponto 1] da Figura 20:

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \quad (21)$$

A eficiência volumétrica do compressor pôde ser determinada também por (MENG *et al*, 2018):

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (22)$$

Onde,

\dot{m}_t = Vazão mássica teórica, [kg/s];

\dot{m}_r = Vazão mássica real, medida ou disponibilizada pelo fabricante do compressor, [kg/s];

Sendo a vazão mássica teórica definida como (MENG *et al*, 2018):

$$\dot{m}_t = \frac{N \times V_{des}}{60 v_1} \quad (23)$$

Onde,

N = Velocidade angular do compressor, [rpm];

V_{des} = Volume de deslocamento do cilindro do compressor, [m³].

Para um compressor convencional fixo a velocidade angular é de 3600 rotações por minuto [rpm] em uma rede de alimentação com frequência de 60Hz, ou 3000 rpm para uma rede com 50 Hz. Para condições normais de operação e em regime permanente, o sistema de distribuição e as instalações de geração operar com frequência dentro da faixa de 59,9 Hz e 60,1 Hz, ou seja, uma incerteza de $\pm 0,1$ Hz

ou $\pm 0,167\%$ (ANEEL, 2021). Esse valor pode ser aplicado para a rotação em rpm, que quando convertido para essa unidade terá uma incerteza de ± 6 rpm.

4.4.5 Avaliação do impacto ambiental

A avaliação do impacto ambiental ao aquecimento global foi realizada por métodos que levam em consideração emissões diretas e indiretas de equipamentos que usam e potencialmente emitem gases que afetam efeito estufa. Os dois métodos utilizados foram as análises TEWI e LCCP.

4.4.5.1 Análise TEWI

O termo TEWI significa *Total equivalent Warming impact* ou traduzindo para português *Impacto total do aquecimento equivalente* e foi desenvolvido como uma alternativa para a quantificação dos impactos ao aquecimento global provocados pela emissão de refrigerante na atmosfera e de CO₂ provenientes da produção de energia elétrica, por meio da utilização de combustíveis fósseis, utilizada para o funcionamento do equipamento de refrigeração (FISHER, 1993 apud BELMAN-FLORES *et al.*, 2017).

A análise TEWI permite acompanhar as emissões diretas, provocadas pelo vazamento de refrigerante durante toda a vida útil do equipamento de refrigeração, e as emissões indiretas, que nesta análise estão relacionadas apenas ao consumo de eletricidade pelo compressor do sistema de refrigeração durante sua vida útil (BELMAN-FLORES *et al.*, 2017 e MAIORINO *et al.*, 2020). A forma matemática do TEWI é descrita pela Equação 24 (GROF, 2009).

$$TEWI = ED_{TEWI} + EI_{TEWI} \quad (24)$$

Onde,

ED_{TEWI} = Emissões diretas, [kg CO_{2e}];

EI_{TEWI} = Emissões indiretas, [kg CO_{2e}].

O cálculo das emissões diretas na análise TEWI é calculada pela Equação 25 (FISHER, 1993 e GROF, 2009).

$$ED_{TEWI} = P_a \cdot L \cdot GWP_{100} \quad (25)$$

Onde,

L = Média da vida útil do equipamento, [anos];

P_a = Quantidade de refrigerante perdida por vazamento por ano, [kg];

GWP_{100} = Potencial de aquecimento global, [kg CO_{2,e}/kg];

Conforme os trabalhos de Fisher (1993), Grof (2009) e Maiorino *et al.* (2020), a quantidade de refrigerante perdida por vazamento [P_a] pode ser descrita pelo produto entre a carga de fluido refrigerante do equipamento e a taxa anual de vazamento. Desta forma, a Equação 25 também pode ser apresentada conforme a Equação 26.

$$ED_{TEWI} = C \cdot L \cdot ALR \cdot GWP \quad (26)$$

Onde,

C = Carga de fluido refrigerante, [kg];

ALR = Taxa anual de vazamento, [% da carga de refrigerante];

O cálculo das emissões indiretas na análise TEWI é calculada pela Equação 27 (GROF, 2009; MAIORINO *et al.*, 2020).

$$EI_{TEWI} = L \cdot AEC \cdot EM \quad (27)$$

Onde,

AEC = Consumo anual de energia, [kWh];

EM = CO₂ produzido por kWh gerado, [kg CO_{2,e}/kWh].

Segundo informações apresentadas pelo ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação do Brasil (2023) o fator de emissão médio de CO₂ produzido por MWh gerado no país, para inventários corporativos, no ano de 2022 foi de 0,0426 tCO₂/MWh. As emissões de gases apresentadas na Tabela 12 foi utilizada na análise para quantificar as emissões de gases da energia elétrica que está sendo gerada para consumo pelo SIN [Sistema Interligado Nacional].

Tabela 12 - Fator de emissão médio [tCO₂/MWh] mensal no Brasil para o ano de 2022.

Mês	Fator de emissão médio (tCO₂/MWh)
Janeiro	0,0732
Fevereiro	0,0503
Março	0,0406
Abril	0,0216
Mai	0,0280
Junho	0,0441
Julho	0,0419
Agosto	0,0457
Setembro	0,0491
Outubro	0,0471
Novembro	0,0402
Dezembro	0,0294

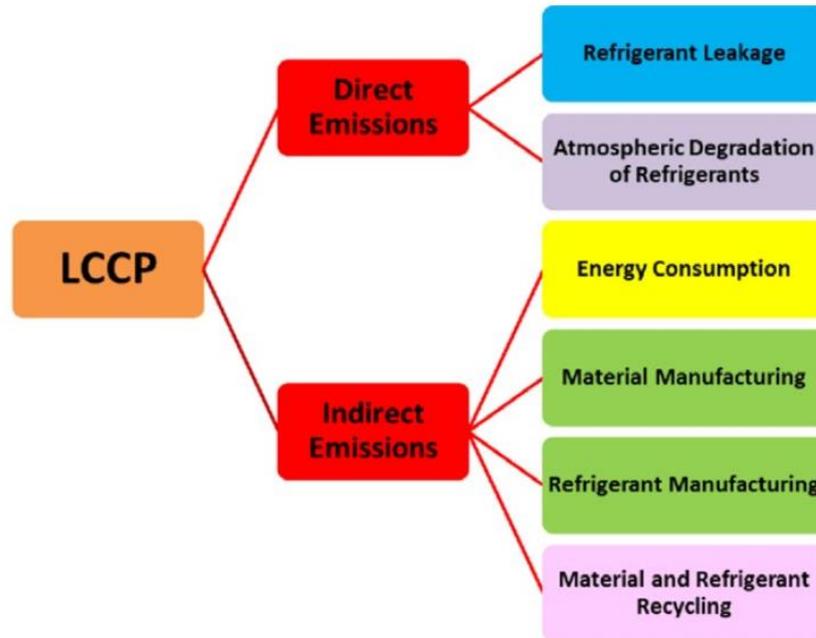
Fonte: Brasil (2023).

4.4.5.2 Análise LCCP

O termo LCCP significa “*Life Cycle Climate Performance*” ou traduzindo para o português “*Desempenho Climático do Ciclo de Vida*”. Essa metodologia considera emissões diretas e indiretas como a TEWI, porém é um pouco mais abrangente. Essa análise é feita desde a fabricação do equipamento até o fim de sua vida útil (MAIORINO *et al.*, 2020). É aplicada para equipamentos de refrigeração, sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor que trabalham com ciclos por compressão de vapor e que são alimentados pela rede elétrica. O resultado do cálculo do LCCP é expresso na unidade kg de CO_{2e} (IIR, 2015).

O LCCP é a metodologia mais aceita, por ser uma estimativa mais precisa do impacto climático no momento de se comparar determinadas aplicação de diferentes refrigerantes (GROF, 2009). A Figura 28 apresenta os componentes do LCCP.

Figura 28 - Componentes do LCCP.



Fonte: Adaptado de IIR (2016).

De acordo com IIR (2015) e IIR (2016) o LCCP é calculado pela Equação 28.

$$LCCP = ED_{LCCP} + EI_{LCCP} \quad (28)$$

Onde,

ED_{LCCP} = Emissões diretas, [kg CO_{2e}];

EI_{LCCP} = Emissões indiretas, [kg CO_{2e}].

O cálculo das emissões diretas na análise LCCP é calculada pela Equação 29 (IIR, 2015; IIR, 2016).

$$ED_{LCCP} = C \cdot (L \cdot ALR + EOL) \cdot (GWP + GWP_{adp}) \quad (29)$$

Onde,

C = Carga de fluido refrigerante, [kg];

L = Média da vida útil do equipamento, [anos];

ALR = Taxa anual de vazamento, [% da carga de refrigerante];

EOL = Vazamento de refrigerante no fim de da vida útil, [% da carga de refrigerante];

GWP = Potencial de aquecimento global, [kg CO_{2,e}/kg];

GWP_{adp} = GWP do produto de degradação atmosférica do refrigerante, [kg CO_{2,e}/kg].

A comparação entre a Equação 26 e a Equação 29, permite observar que a análise LCCP apresenta dois termos nas emissões de gases diretas que a análise TEWI não considera. O Primeiro termo é o GWP_{adp} que mede as consequências da decomposição do refrigerante na atmosfera e os efeitos da degradação deste, incluindo produtos provocados por reações químicas (IIR, 2015 e APREA *et al.*, 2018). O segundo termo é o EOL [vazamento de refrigerante no fim da vida útil] que apesar de Maiorino *et al.* (2020) considerar em seu trabalho, está relacionada ao descarte no final da vida útil do equipamento e não faz parte das considerações da metodologia da análise TEWI (FISHER, 1993; GROF, 2009; IIR, 2015).

O cálculo das emissões indiretas na análise LCCP é calculada pela Equação 30 (IIR, 2015 e IIR, 2016).

$$EI_{LCCP} = L.AEC.EM + \sum m_{mv}.MM + \sum m_{mr}.MR + C.(1 + L.ALR).RFM + C.(1 - EOL).RFD \quad (30)$$

Onde,

AEC = Consumo anual de energia, [kWh];

EM = CO₂ produzido por kWh gerado, [kg CO_{2,e}/kWh];

m_{mv} = Massa de material virgem utilizada na fabricação do equipamento, [kg];

MM = CO_{2e} produzido por kg de material virgem fabricado, [kg CO_{2,e}/kg];

m_{mr} = Massa de material reciclado utilizada na fabricação do equipamento, [kg];

MR = CO_{2e} produzido por kg de material reciclado fabricado, [kg CO_{2,e}/kg];

RFM = Emissões de gases de efeito estufa na fabricação do refrigerante, [kg CO_{2,e}/kg];

RFD = Emissões de gases de efeito estufa no descarte do refrigerante, [kg CO_{2,e}/kg];

O campo de observação das emissões diretas da análise TEWI é ampliado na análise LCCP. Assim as equações 28 e 29 deixam claro que as emissões diretas estão relacionadas com a contribuição das características do fluido refrigerante [GWP] ao

aquecimento global proporcionada pela liberação deste ao ambiente durante a vida útil do sistema, incluindo vazamentos anuais e vazamentos durante o descarte do equipamento, e as emissões indiretas incluem as emissões de gases de efeito estufa decorrente da quantidade de energia consumida no funcionamento, na fabricação do sistema, do refrigerante e dos componentes, na reciclagem e no descarte do sistema (IIR, 2016 e APREA *et al.*, 2018). As emissões relacionadas ao descarte de materiais incluem todas as emissões até a reciclagem desse material. Para metais e plásticos, isso inclui a trituração do material e para refrigerantes, isso inclui a energia necessária para recuperar o refrigerante (IIR, 2016).

4.4.5.3 Dados utilizados na análise de impacto ambiental e retirados da bibliografia

A partir dos resultados de consumo de energia elétrica obtidos nos experimentos, foram realizadas avaliações de impacto ambiental utilizando a análise TEWI e LCCP. A análise LCCP é baseada na análise TEWI, porém inclui as emissões de gases relacionados ao aquecimento global durante toda a vida útil do equipamento, desde sua fabricação até o descarte. Em ambas as análises são relacionadas as contribuições diretas e indiretas para o efeito estufa (APREA *et al.*, 2018). As equações utilizadas em ambas as metodologias foram apresentadas anteriormente e os dados extraídos da bibliografia e utilizados nas avaliações de impacto ambiental deste trabalho serão apresentados a seguir.

A Tabela 13 apresenta dados médios da vida útil de um equipamento de refrigeração residencial apresentados pelo IIR (2015) e IIR (2016).

Tabela 13 - Informações da vida útil dos equipamentos de refrigeração.

L (Anos)	ALR (%)	EOL (%)
15	2,5	15

Fonte: IIR (2015) e IIR (2016).

Como apresentado na Tabela 12, Brasil (2023) fornece alguns níveis médios indicativos de liberação de CO₂ por kWh de energia elétrica [EM] no país, sendo a média anual no ano de 2022 igual a 0,0426 kg CO₂/kWh.

Para a projeção do consumo elétrico anual [AEC] foi utilizada a Equação 31.

$$AEC = E_{cons,24h} \times 365 \quad (31)$$

Onde,

$E_{cons,24h}$ = Energia consumida em 24h, [kWh].

Na Tabela 14 são relatados os dados buscados na literatura sobre GWP, GWP_{adp} , RFM e RFD para os refrigerantes analisados. Os 3 últimos dados foram utilizados para análise LCCP.

Tabela 14 - GWP e GWP adaptado para os refrigerantes de referência.

Refrigerantes	$GWP_{100 \text{ anos}}$	GWP_{adp}	RFM [kg CO _{2e} /kg]	RFD [kg CO _{2e} /kg]
HFC 134a	1430	1,6	5,0	0
HFO 1234yf	4	3,3	13,7	0

Fonte: APREA *et al.* (2018); (IIR (2015) e IIR (2016)).

As emissões de descarte de materiais incluem todas as emissões até a produção de material reciclado e para o fluido refrigerantes, isso inclui a energia necessária para recuperar o refrigerante (IIR, 2016). Baseado nos dados apresentados por APREA *et al.* (2018) o RFD para refrigeradores foi considerado igual a 0, sendo que o fluido refrigerante novo e não reciclado. Baseado nos dados apresentados na bibliografia, foram obtidos os valores para a mistura binária proposta a partir da proporção de massa de fluido refrigerante de HFC e HFO na mistura. Com isso, os valores GWP, GWP_{adp} , RFM e RFD para os a mistura binária utilizados na análise são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - GWP e GWP adaptado para a mistura binária.

Refrigerantes	$GWP_{100 \text{ anos}}$	GWP_{adp}	RFM [kg CO _{2e} /kg]	RFD [kg CO _{2e} /kg]
HFC 134a/ HFO 1234yf [35%/75%]	503	2,7	10,66	0

Fonte: O Autor (2023).

Na análise LCCP são utilizadas as contribuições equivalentes em emissões de dióxido de carbono durante a produção dos materiais virgens e reciclados que constituem os materiais que compõem o refrigerador. No caso deste trabalho, os valores de emissões fabricação de material virgem foram usados, pois não se sabe a quantidade de materiais reciclados usados na unidade for desconhecida, conforme a

orientação da diretriz IIR (2015). Na Tabela 16, são apresentados os materiais mais comuns utilizados na fabricação de um refrigerador residencial e as porcentagens, aproximadas, das quantidades normalmente utilizadas segundo Aprea *et al.* (2018). Na mesma tabela, os valores de referência de MM também são relatados (IIR, 2015).

Tabela 16 - Porcentagem de massa de cada material de composição de um refrigerador e a quantidade CO₂ produzido por kg de material virgem fabricado.

Material	PCM [%]	MM [Kg CO₂,e/Kg]
Aço	65,4%	1,8
Alumínio	6,5%	12,6
Cobre	2,7%	3
Plástico	10,0%	2,8
Poliuretano	15,4%	4,02

Fonte: Aprea *et al.* (2018) e IIR (2015).

Apesar de ser considerado que o refrigerador residencial foi todo fabricado utilizando materiais virgens, foram consideradas na metodologia as taxas de emissões relacionadas ao descarte do material do equipamento no fim da sua vida útil e a produção de um novo material reciclado a partir destes, incluindo o processo de trituração. Na Tabela 17, são mostrados os fatores de emissões de reciclagem [MR] para cada material, segundo a diretriz IIR (2015).

Tabela 17 - Quantidade de CO₂ produzido por kg de material reciclado.

Material	MR [Kg CO₂,e/Kg]
Aço	0,07
Alumínio	0,07
Cobre	0,07
Plástico	0,01
Poliuretano	0,01

Fonte: IIR (2015).

Na avaliação LCCP foi considerado que todo o material será reciclado ao fim da vida útil.

4.5 ERROS E INCERTEZAS EM MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Independente do cuidado exercido os erros estarão presentes em todos os experimentos. Alguns dos erros são de natureza aleatória e em alguns casos devido

a erros causados por parte do experimentador. Os erros óbvios devem ser descartados imediatamente (HOLMAN, 2012).

O erro é uma propriedade da medição e é a incerteza que vai descrever um intervalo em torno do valor medido no qual suspeitamos que o valor verdadeiro vai cair. Esse valor de uma medição é fornecido pelo valor médio da amostra $[\bar{x}]$ e pela incerteza desse valor $[u_x]$ (FRIGLIOLA; BEASLEY, 2007):

$$x' = \bar{x} \pm u_x \quad (32)$$

As fontes do erro podem ser (FRIGLIOLA; BEASLEY, 2007):

- Erros de Calibração – Tendem a entrar em meio a erros sistemáticos e aleatórios inerentes ao padrão utilizado na calibração; e a maneira pela qual o padrão é aplicado ao sistema de medição ou ao componente do sistema;
- Erros de Aquisição de Dados – Relacionado a erros do sensor, variáveis não controladas como variações ou desconhecimento nas condições de operação do sistema de medição, e efeitos de instalação do sensor sobre a variável medida;
- Erros de redução de dados – Relacionado ao uso de ajustes de curvas e correlações com suas incógnitas associadas.

Sendo o resultado R função das variáveis independentes x_1, x_2, \dots, x_n , ou seja (FRIGLIOLA; BEASLEY, 2007 e HOLMAN, 2012):

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (33)$$

Onde,

n é o número de variáveis envolvidas.

Para Frigliola e Beasley (2007) a melhor estimativa do valor verdadeiro seria estabelecida por:

$$R' = \bar{R} \pm u_R \quad (34)$$

Em que a média da amostra de R é obtida pela equação 35.

$$\bar{R} = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n) \quad (35)$$

E a incerteza em \bar{R} é obtida de:

$$u_R = f(u_{\bar{x}_1}, u_{\bar{x}_2}, \dots, u_{\bar{x}_n}) \quad (36)$$

Onde cada $u_{\bar{x}_i}, i = 1, 2, \dots, n$ representa a incerteza associada com a melhor estimativa de x_i e assim por diante até chegar em x_n .

O valor de u_R reflete a contribuição individual das incertezas individuais de forma como elas são propagadas no resultado. A propagação da incerteza nas variáveis para o resultado final levará a uma incerteza estimada por (FRIGLIOLA; BEASLEY, 2007 e HOLMAN, 2012):

$$u_R = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} u_{\bar{x}_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

A utilização da derivada parcial na equação é necessária quando R é uma função de mais de uma variável (FRIGLIOLA; BEASLEY, 2007).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados experimentais, obtidos através dos testes realizados. O objetivo do trabalho foi analisar e comparar a substituição do HFC 134a por uma mistura binária de HFC 134a/HFO 1234yf.

Para análise termodinâmica do experimento, foram utilizadas as equações apresentadas no referencial teórico deste trabalho e adotadas algumas considerações:

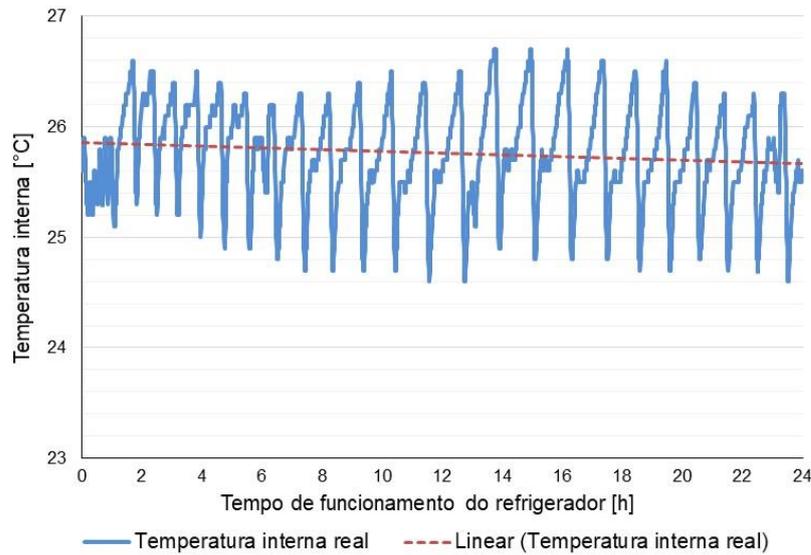
- ✓ Os efeitos de variações de energia cinética e potencial foram desprezados em razão da variação de energia interna do fluido;
- ✓ Os dados de pressão atmosférica foram considerados para a cidade de Recife-PE;
- ✓ Os dados de vazão mássica real foram obtidos a partir da temperatura de evaporação e condensação de acordo os valores disponíveis pela Embraco para o compressor EM2U 60HLP, apresentados no anexo A;
- ✓ As perdas de carga pelo sistema foram desprezadas;
- ✓ Os dados de pressão atmosférica local foram considerados para a cidade de Recife-PE, considerando a pressão atmosférica igual a 101,325 kPa.

Uma análise da sensibilidade da pressão atmosférica foi realizada, variando essa em 100, 101 e 102 kPa. Os resultados foram apresentados no Apêndice C e mostram valores de erros relativos inferiores a 2%.

5.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

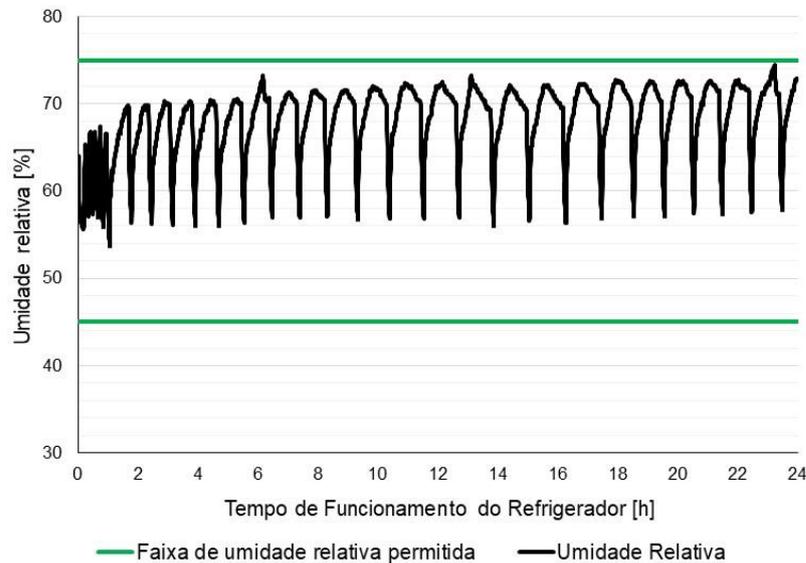
A temperatura do ar no ambiente da câmara de testes foi ajustada para $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e a umidade relativa do ar entre 45 e 75%. A padronização dos parâmetros ambientais facilita a comparação dos dados extraídos e obtidos, mantendo condições de referência. As Figuras 29 e 30, mostram o comportamento do ar interno, extraído de um dos ensaios realizados.

Figura 29 - Temperatura do ar no ambiente do cenário 2 durante o ensaio 2.



Fonte: O Autor (2023).

Figura 30 - Umidade relativa do ar do ambiente do cenário 2 durante o ensaio 2.



Fonte: O Autor (2023).

Percebe-se na Figura 29, que no ensaio realizado, a temperatura dentro do ambiente variou entre 24,60°C e 26,70°C, concluindo que a temperatura do ar interno nesse ensaio foi de 25,65°C \pm 1,05°C. As variações observadas, da temperatura e umidade relativa, estão relacionadas ao tipo de condicionador de ar utilizado na câmara de padronização. No condicionador *on/off* variações internas de temperatura e umidade relativa do ar acontecem durante os períodos de liga e desliga do

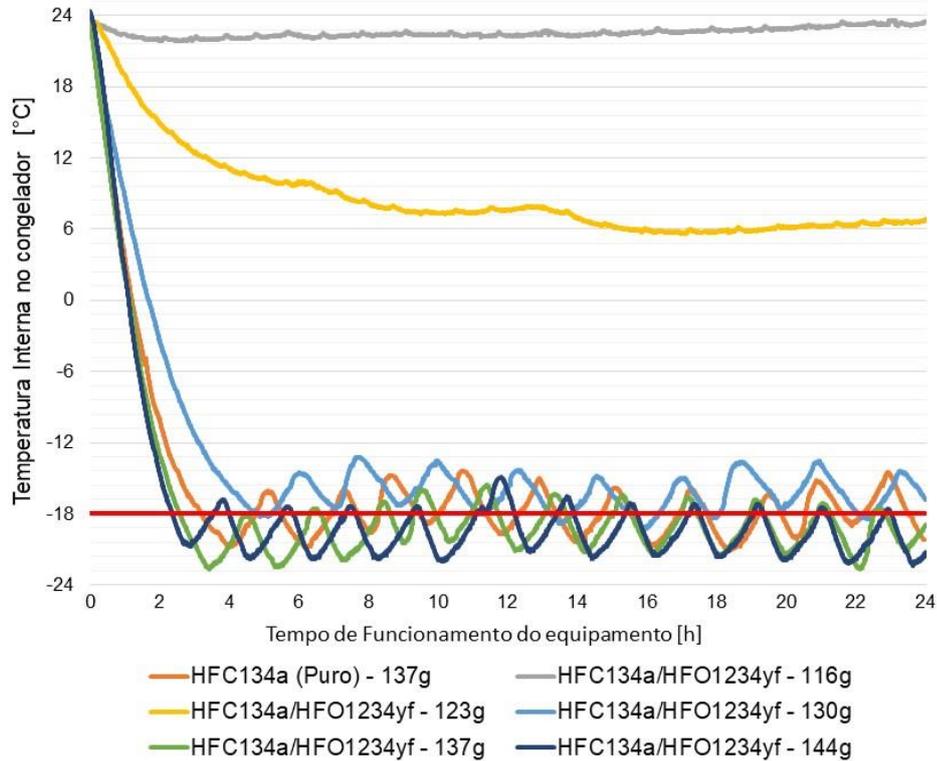
compressor por atingimento de temperatura, sendo a histerese desses equipamentos de $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

Os experimentos foram realizados para condição de referência [HFC 134a Puro] e para 5 cenários diferentes com a mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf [35%/65% em massa]. Para cada parâmetro termodinâmico citado a partir daqui, serão expressos resultados de forma comparativa entre o cenário de referência e os cenários propostos com a utilização da mistura a fim de ser obtida uma análise minuciosa entre as vantagens e desvantagens encontradas nos experimentos.

5.1.1 Velocidade de Resfriamento

A velocidade de resfriamento é um parâmetro que relaciona o tempo gasto para atingir determinada temperatura. Como a incerteza na medição da temperatura pelos sensores é de $\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ e afim de se obter do comportamento da temperatura dentro do *freezer*, foi analisado 1 experimento de cada cenário proposto partindo de uma temperatura inicial em torno de 24°C . A Figura 31 mostra o comparativo da temperatura da mistura de 200 ml de álcool/água colocada dentro do compartimento superior [sensor 7] nos cenários estudados.

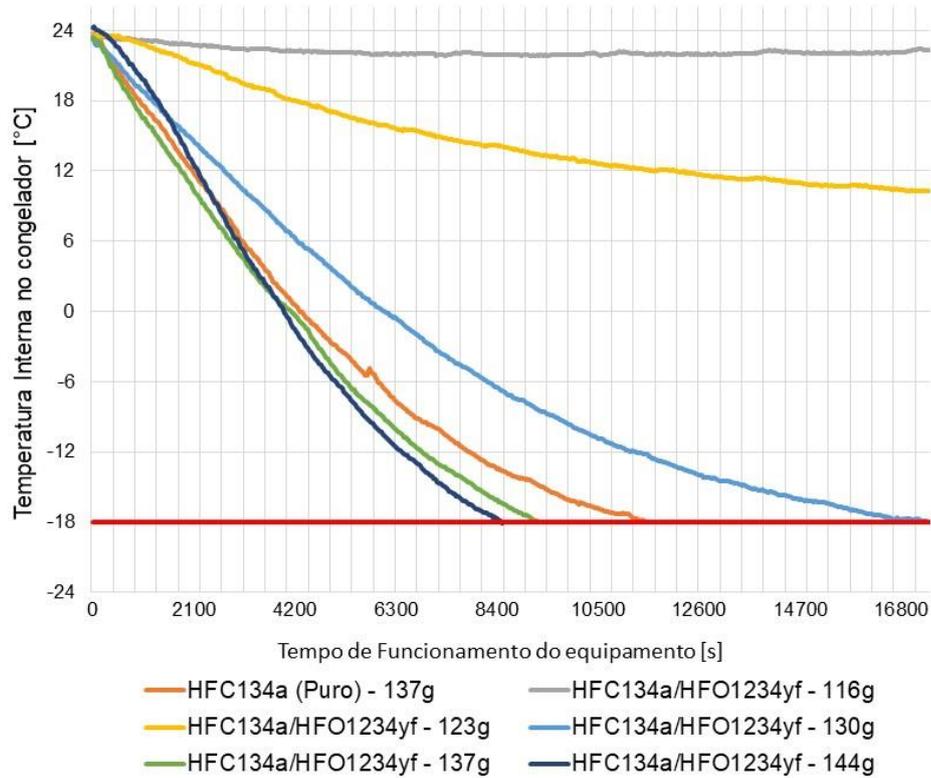
Figura 31 - Efeito da carga de fluido refrigerante na temperatura da mistura de álcool e água dentro do compartimento superior do refrigerador [°C] durante 24h.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que quando utilizado as cargas de 116g e 123g de HFC 134a/HFO 1234yf não se apresentam redução de temperatura significativa no *freezer* durante todas as 24h de funcionamento. Quando se passa a ter 130g da mistura de fluidos refrigerantes proposta começa-se a ter um rendimento melhor para redução de temperatura do gabinete superior do equipamento. A Figura 32 apresenta uma análise do tempo para atingir -18°C , para melhor análise das reduções das temperaturas da mistura de álcool/água com 200 ml no *freezer*.

Figura 32 - Tempo para a mistura de álcool e água colocada no compartimento superior atingir -18°C .

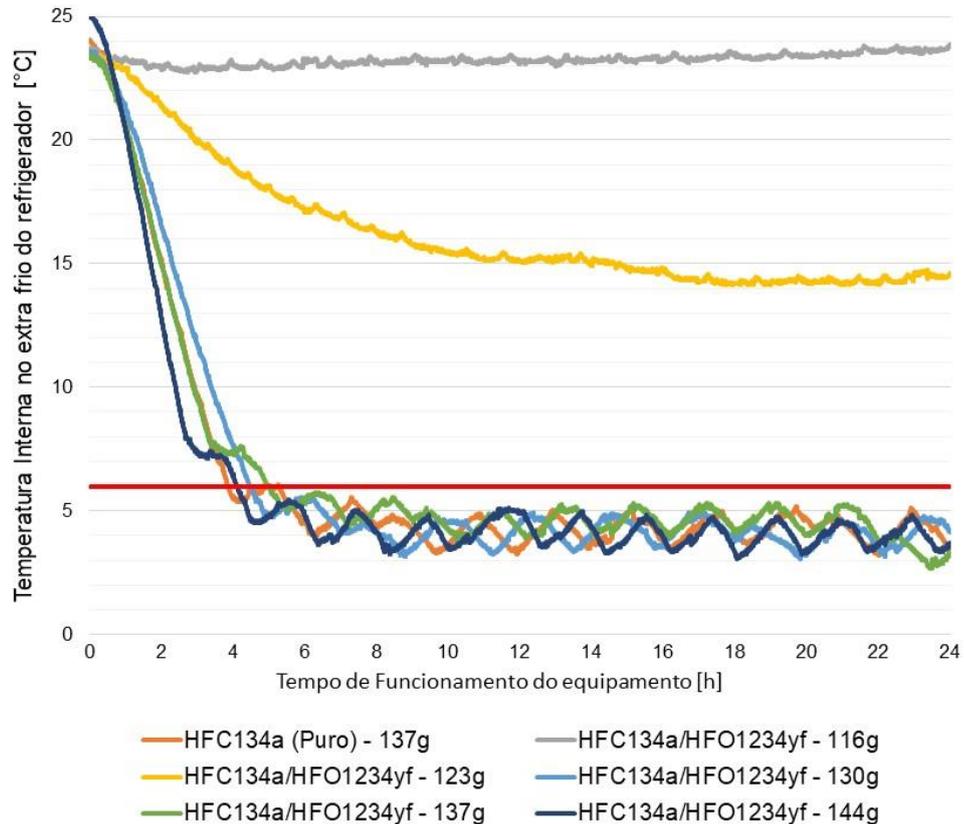


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que o HFC 134a Puro na condição de referência levou 11.520 segundos para atingir a -18°C na mistura de 200ml de álcool/água. Enquanto isso, a mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf com 130g, 137g e 144g levaram 17.370 segundos, 9300s e 8520s, respectivamente. Isso significa, uma redução de 19,27% no tempo gasto para atingir -18°C quando utilizado HFC 134a/HFO 1234yf com 137g.

Analisando o comportamento no compartimento inferior do refrigerador é esperado uma temperatura interna em torno de 6°C para melhor conservação dos alimentos. Foram posicionados 3 sensores no refrigerador mergulhados dentro de misturas com 200ml de álcool/água, sendo o primeiro na parte extra frio do refrigerador. Os dados para essa situação são apresentados na Figura 33.

Figura 33 - Efeito da carga de fluido refrigerante na temperatura da mistura de álcool e água dentro do compartimento extra frio no compartimento inferior do refrigerador [°C] durante 24h.



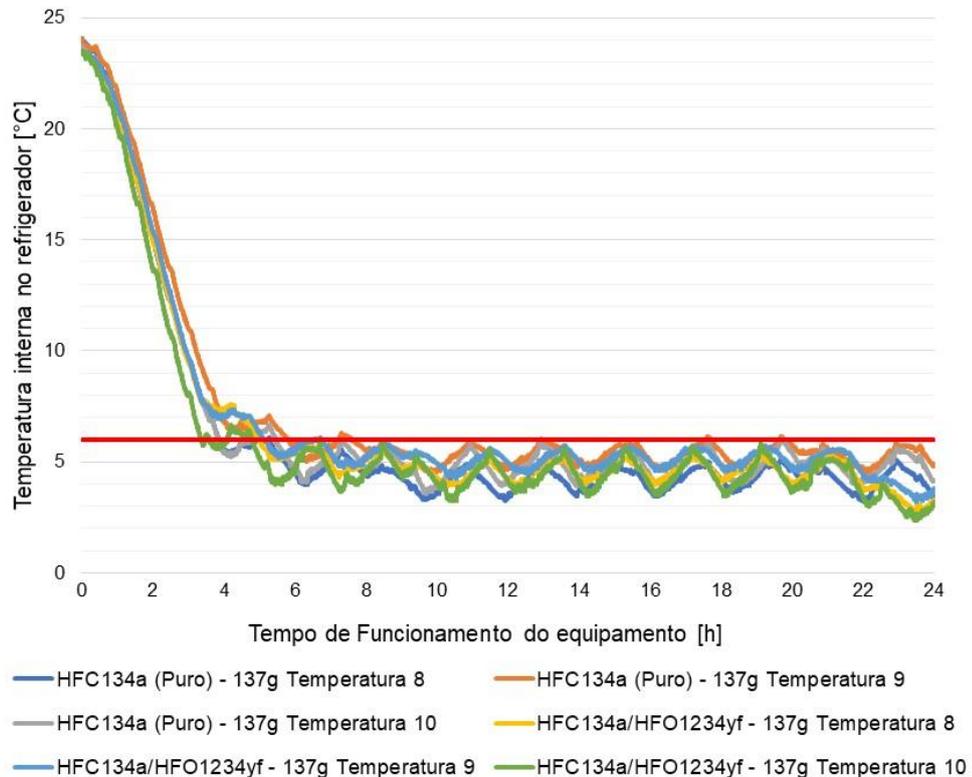
Fonte: O Autor (2023).

Como esperado observa-se na Figura 33 que mistura binária de fluido refrigerante com 116g e 123g não apresentou desempenho significativo para redução da temperatura da mistura de álcool/água colocada no extra frio do refrigerador. Um comportamento semelhante entre a condição de referência e HFC 134a/HFO 1234yf é observada quando se tem a partir de 130g. Para a condição de referência foram necessários 13860 segundos para atingir 6°C desde o início do experimento. Esse resultado foi acompanhado pela mistura binária como fluido refrigerante sendo 16020 segundos quando utilizado 130g, 17730 segundos quando utilizado 137g e 14700 segundos quando utilizado 144g.

Dentro das informações observadas nas Figuras 31 a 33, conclui-se que a utilização da mistura do HFC 134a/HFO 1234yf com 116g e 123g são inviáveis para o equipamento, visto que não foi observado redução de temperatura significativa nos compartimentos superior e inferior do refrigerador. Portanto, a partir do próximo subtópico esses dois cenários serão excluídos da análise.

Por fim, a análise dos 3 sensores, imersos na mistura de álcool/água, posicionados no compartimento inferior, quando utilizado a mesma massa de fluido na referência e na mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf - 137g mostra o comportamento apresentado na Figura 34.

Figura 34 - Comparativo das temperaturas internas nos diversos pontos do compartimento inferior, refrigerador, entre a condição de referência e a mistura binária com 137g.



Fonte: O Autor (2023).

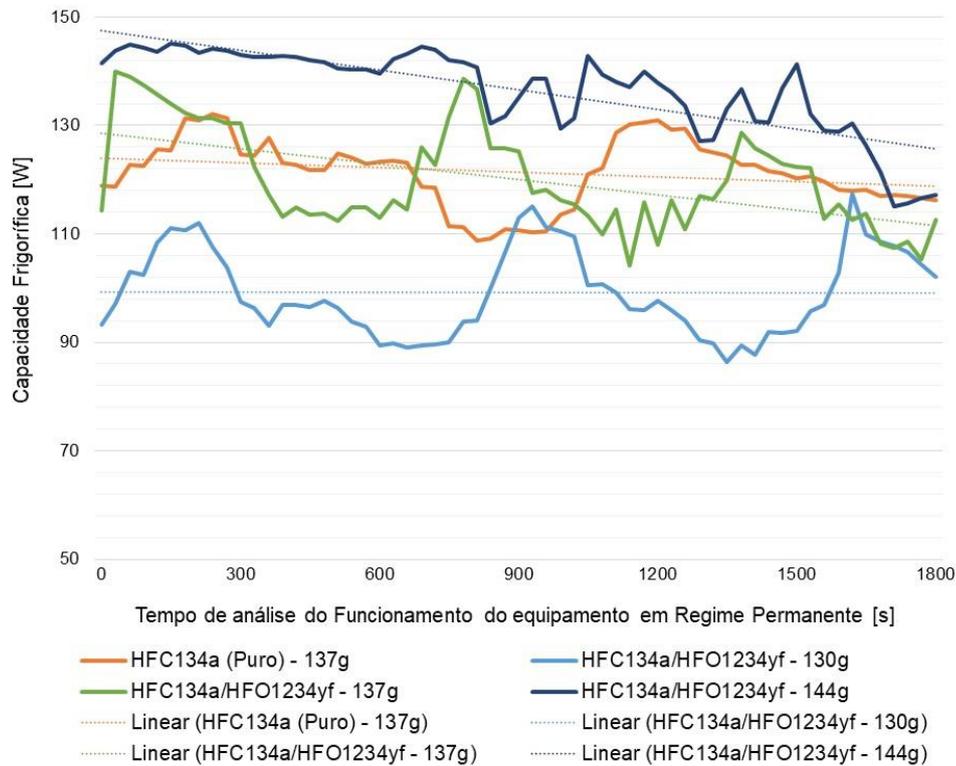
A localização dos sensores apresentados na Figura 34 pode ser visualizada na Tabela 8. No entanto, percebe-se no gráfico que independente do posicionamento do sensor, existe um comportamento semelhante no compartimento inferior do refrigerador, quando comparado o HFC 134a - 137g e o HFO 1234yf/HFC 134a - 137g.

5.1.2 Capacidade Frigorífica (\dot{Q}_{evap})

Analisado o comportamento da temperatura no congelador e no refrigerador, surge o interesse em avaliar o comportamento da capacidade frigorífica que demonstra a quantidade de calor que está sendo retirada pelo fluido refrigerante no trocador de calor do evaporador. Para isso foi analisado os parâmetros

termodinâmicos durante 30 minutos consecutivos, após o funcionamento do equipamento durante 20 minutos, considerando que nesse momento o funcionamento entraria em Regime Permanente. A Figura 35 apresenta o comportamento da capacidade frigorífica durante o tempo de análise.

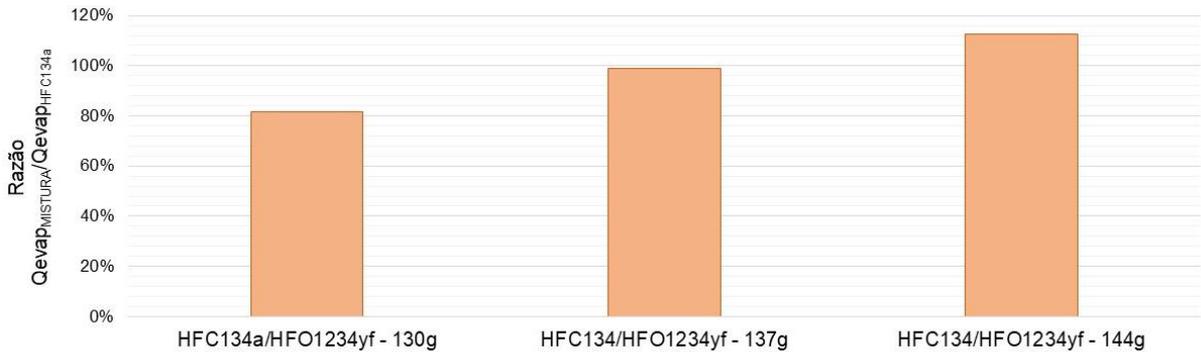
Figura 35 - Comportamento da Capacidade Frigorífica [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 35 que a partir de 130 g a capacidade frigorífica chega a resultados próximos da condição de referência com HFC 134a puro. Os resultados se assemelham quando a mistura atinge 137g e passam a ser superior quando a massa atinge 144g. Uma regressão linear, mostra que, quando utilizado 137g em ambos os cenários, em determinados momentos o parâmetro analisado apresenta valores idênticos. Quando analisamos a média dos resultados apresentados durante os 1800s, observa-se que a capacidade frigorífica do HFC 134a/HFO 1234yf com 137g é equivalente a 99% daquela obtida com HFC 134a puro com a mesma massa. Esse último resultado pode ser observado na Figura 36.

Figura 36 - Razão entre a capacidade frigorífica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

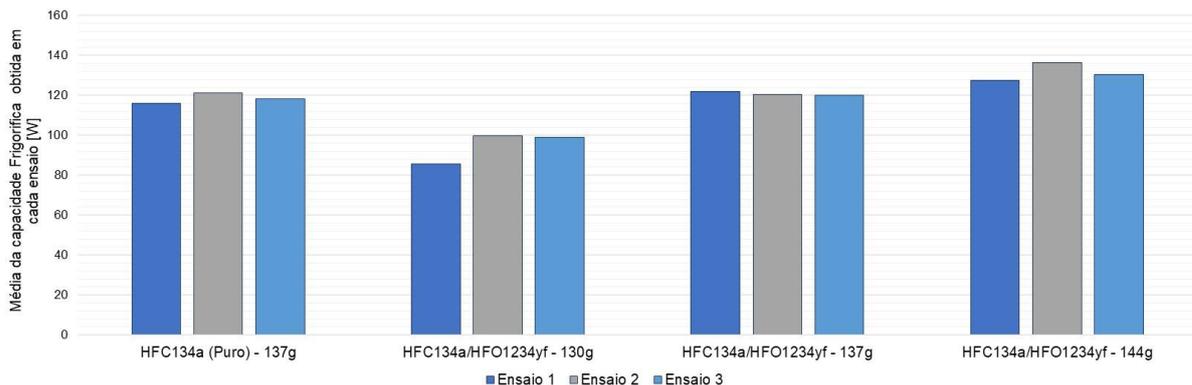


Fonte: O Autor (2023).

Ainda pode ser analisado na Figura 36 que a introdução de mais fluido refrigerante no sistema permitiu o aumento da capacidade frigorífica, conforme pode ser visualizado quando a massa da mistura chegou a 144g. Esse aumento foi de 13%.

Para cada cenário foram realizados 3 ensaios, com a finalidade de reduzir os erros do experimento. A média dos resultados de capacidade frigorífica em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 37.

Figura 37 - Média dos resultados de capacidade frigorífica obtidos em cada ensaio.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se um comportamento semelhante, em pelo menos 2 dos 3 experimentos apresentados, validando os dados apresentados até aqui.

5.1.3 Potência de compressão

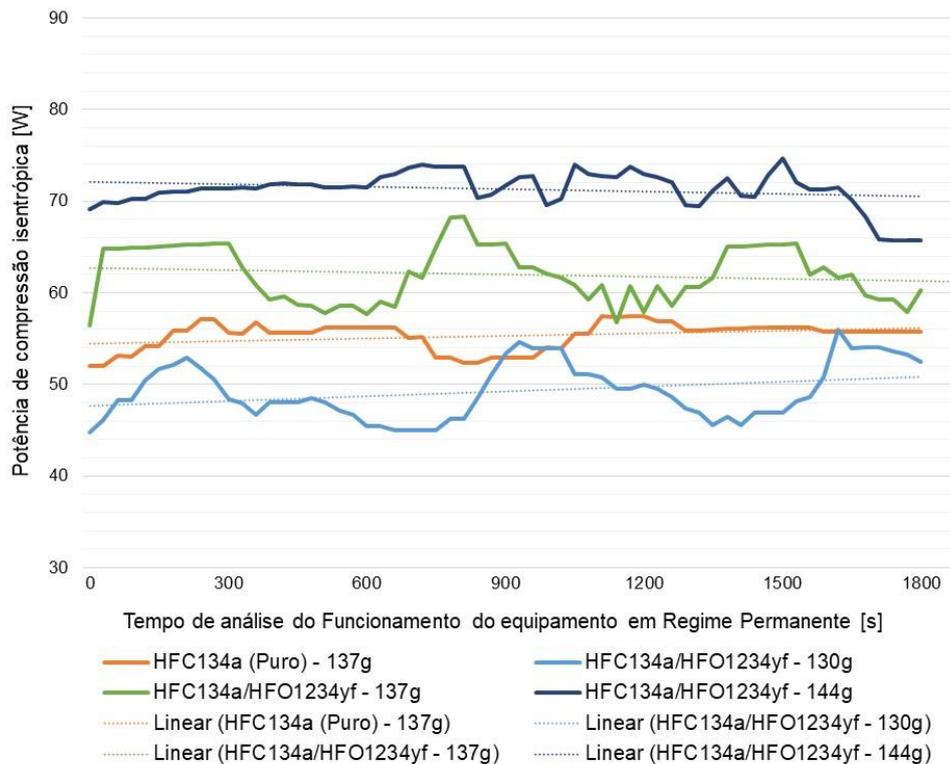
Uma análise importante é a obtenção dos dados de potência de compressão. Os ganhos na capacidade frigorífica não serão significativos se esses, trouxerem junto, aumentos significativos de potência de compressão, visto que isso vai afetar no

consumo elétrico do equipamento e trará custo para o consumidor que utiliza o equipamento. Por isso, foram analisados a potência isentrópica, não considerando as irreversibilidades do sistema, e a potência real do compressor, sendo essa obtida através de um Wattímetro citado na metodologia deste trabalho. Para ambas análises foi considerado o regime permanente, tomado após o funcionamento do equipamento durante 20 minutos da partida do compressor do refrigerador.

5.1.3.1 Potência de compressão isentrópica (\dot{W}_{is})

Os dados de potência isentrópica foram obtidos através da aplicação da 1ª e 2ª lei da termodinâmica, considerando um processo isentrópico no compressor, ou seja, um processo irreversível e adiabático. A Figura 38 apresenta os dados de potência isentrópica obtido em um ensaio para cada cenário proposto.

Figura 38 - Comportamento da Potência de Compressão Isentrópica [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.

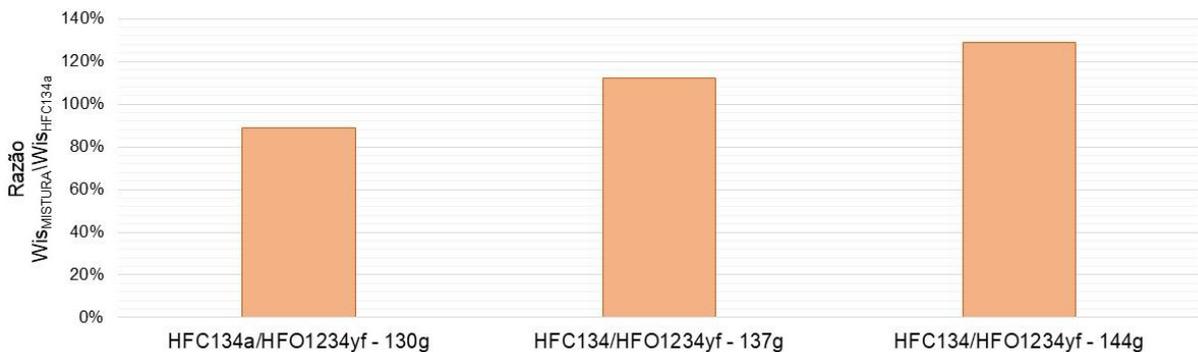


Fonte: O Autor (2023).

Pequenas variações ao longo do tempo podem ser observadas. De forma geral, percebe-se uma pequena elevação na potência isentrópica quando utilizada a mistura

de HFC 134a/HFO 1234yf com 137g. Esse comportamento pode ser observado durante toda análise em regime permanente. Comparando com os resultados de capacidade frigorífica, apresentados no tópico anterior, percebe-se uma maior necessidade de consumo de potência elétrica do compressor quando utilizado o *blend* com 137g. Esse comportamento pode ser mais bem visualizado quando comparado a razão entre as médias das potências isentrópicas para os cenários estudados, com a mistura, e para o cenário de referência HFC 134a puro, conforme apresentado na Figura 39.

Figura 39 - Razão entre a potência isentrópica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

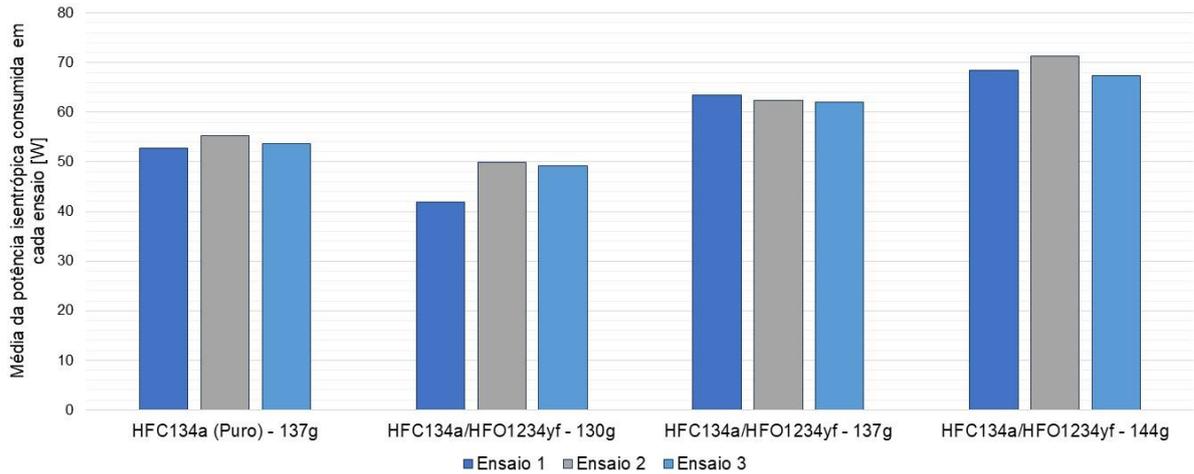


Fonte: O Autor (2023).

Percebe-se um aumento significativo de 12% quando utilizado a mistura de fluidos com 137g. Outro ponto importante é o aumento em 29% em relação ao cenário de referência quando utilizado uma massa 144g de mistura, demonstrando um comportamento de aumento de potência com o aumento da massa de fluido.

Como citado anteriormente, para cada cenário foram realizados 3 ensaios, com a finalidade de reduzir os erros do experimento. A média dos resultados de potência isentrópica em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 40.

Figura 40 - Média dos resultados de Potência isentrópica [W] obtidos em cada ensaio.



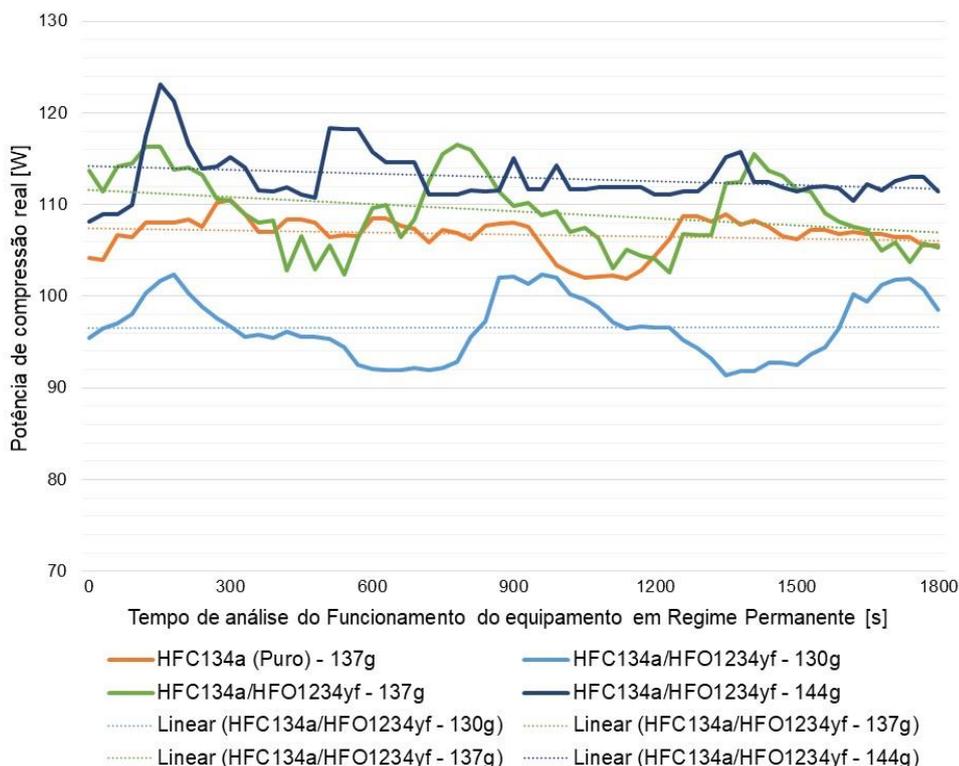
Fonte: O Autor (2023).

Observa-se um comportamento semelhante, em pelo menos 2 dos 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para potência isentrópica.

5.1.3.2 Potência de compressão real (\dot{W}_{re})

Os dados de potência isentrópica não consideram as perdas relacionadas a transferência de calor para o ambiente externo e as irreversibilidades do compressor. Considerando a potência elétrica consumida pelo compressor como a potência real, passa-se a considerar todas as perdas durante o processo de compressão. A Figura 41 demonstra o comportamento da potência elétrica durante os 1800 segundos de análise em Regime Permanente.

Figura 41 - Comportamento da Potência de Compressão real [W] durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.



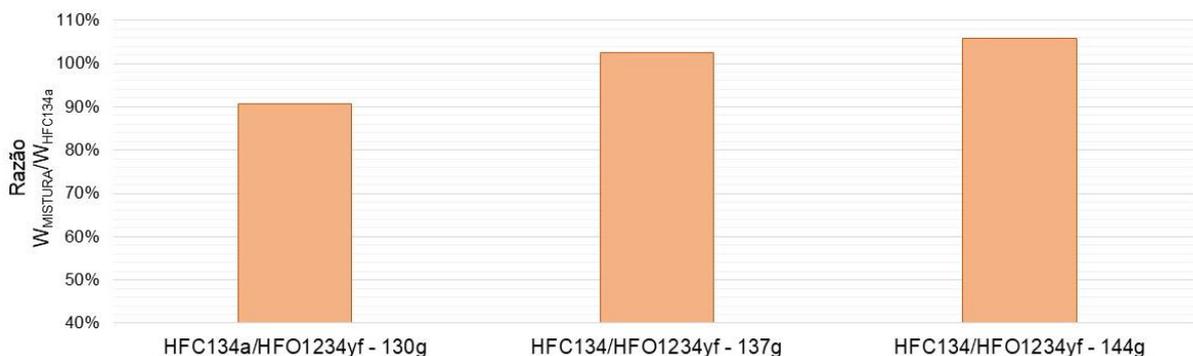
Fonte: O Autor (2023).

Ao analisar a figura, enxerga-se um aumento significativo na potência em relação aos resultados obtidos de potência isentrópica em todos os cenários apresentados. Essa diferença é representada pelas perdas durante o processo de compressão. A partir da carga de 130g da mistura binária começa-se a ter valores próximos a do cenário de referência. Para o cenário envolvendo a mistura HFC 134a/HFO 1234yf com 137g pode ser verificado um comportamento bem próximo dos resultados obtidos nos ensaios de referência com HFC 134a puro. Analisando o gráfico nessas duas condições, observa-se uma variação entre 102,4 e 116,4 W para mistura binária durante os 1800 segundos, enquanto para a análise de referência esse valor de potência foi dado entre 101,9 e 110,5W.

Quando obtida uma reta com os pontos obtidos, observa-se que o consumo da mistura binária com 137g foi ligeiramente maior que o HFC puro com 137g. Ao analisar pontos aleatórios como o de 150 segundos, observa-se que o consumo foi de 108 W na referência e 116,3 W na mistura binária. Para demonstrar o aumento ou redução do consumo de potência elétrica a Figura 42 demonstra a razão entre as

médias dos resultados obtidos para mistura binária e a condição de referência com HFC 134a puro.

Figura 42 - Razão entre a potência real para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

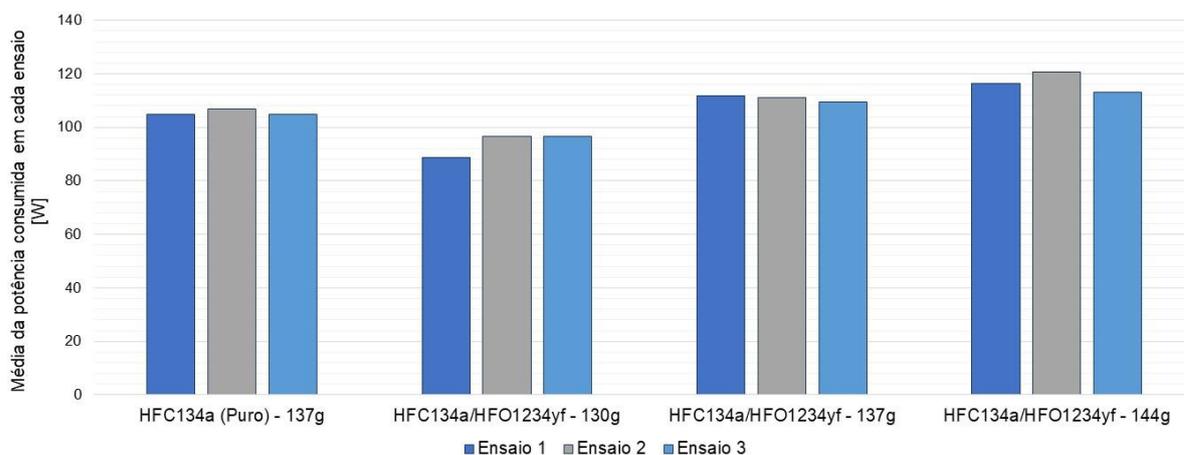


Fonte: O Autor (2023).

Examinando a razão entre as médias das potências, verifica-se um aumento de 2% no consumo com a utilização da mistura de fluidos azeotrópica com 137g. Como esperado, o aumento da carga para 144g proporcionou um aumento da potência consumida, chegando a 6% em relação a condição de referência com HFC 134a puro com 137g. No cenário com HFC/HFO 130g observa-se uma redução no consumo, o que permite entender que o consumo de potência é diretamente proporcional a carga de fluido refrigerante.

A média dos resultados de potência real em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 43.

Figura 43 - Média dos resultados de Potência real [W] obtidos em cada ensaio.



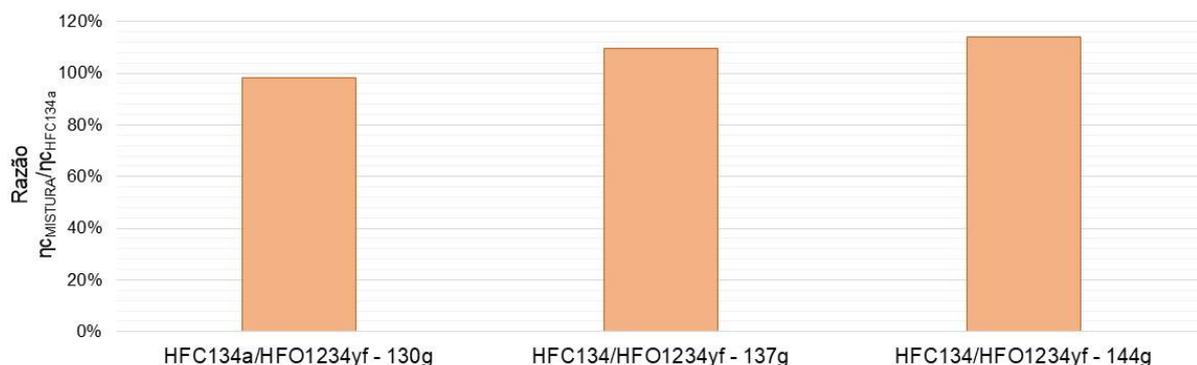
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os casos, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos de potência de compressão real.

5.1.4 Eficiência isentrópica do compressor (η_c)

A partir dos dados de potência de compressão isentrópica e potência de compressão real, pode-se analisar o comportamento da eficiência isentrópica do compressor. Os resultados apresentados neste tópico permitem verificar as perdas relacionadas as irreversibilidades e transferência de calor por parte do compressor. A Figura 44 apresenta a razão entre a eficiência isentrópica média obtida para os cenários propostos e a obtida para o cenário de referência.

Figura 44 - Razão entre a eficiência isentrópica para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.



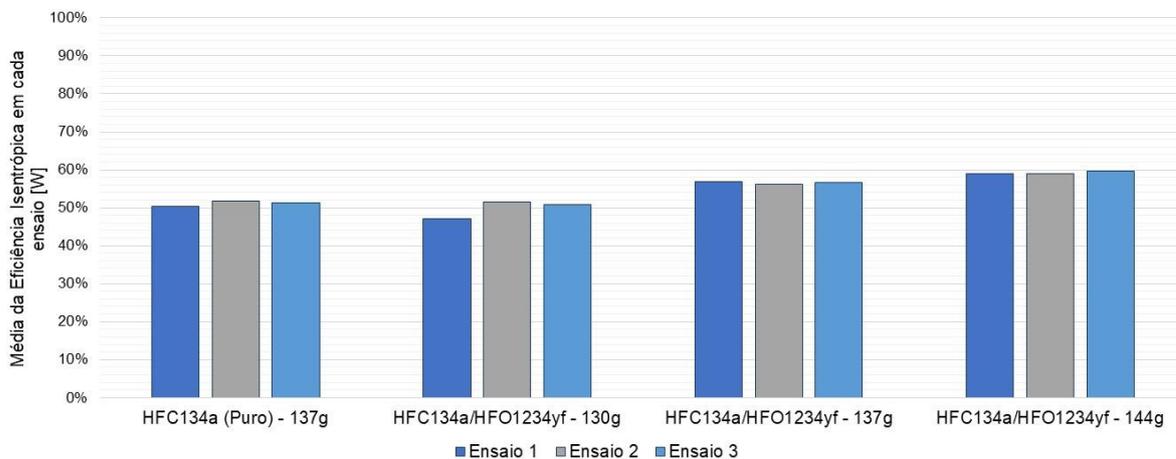
Fonte: O Autor (2023).

Distingue-se que apesar do maior consumo de potência real para mistura de fluidos com 137g, apresentada no tópico anterior, tem-se também um aumento da eficiência isentrópica do compressor quando utilizado esse fluido. A utilização do cenário 4 permitiu contemplar um aumento 9% na eficiência isentrópica do compressor.

A eficiência isentrópica quando utilizada 144g de mistura possui um aumento de 14% e quando utilizada 130g uma redução de 2%, demonstrando que o aumento da quantidade de fluido refrigerante impacta de forma direta ao compressor. A redução da quantidade de fluido refrigerante, faz com que o fluido volte superaquecido em excesso ao compressor, não permitindo o resfriamento do compressor o que vai afetar em irreversibilidades ao componente mecânico.

A média dos resultados de eficiência isentrópica em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 45.

Figura 45 - Média dos resultados de eficiência isentrópica obtidos em cada ensaio.



Fonte: O Autor (2023).

Em todos os casos, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos de eficiência isentrópica.

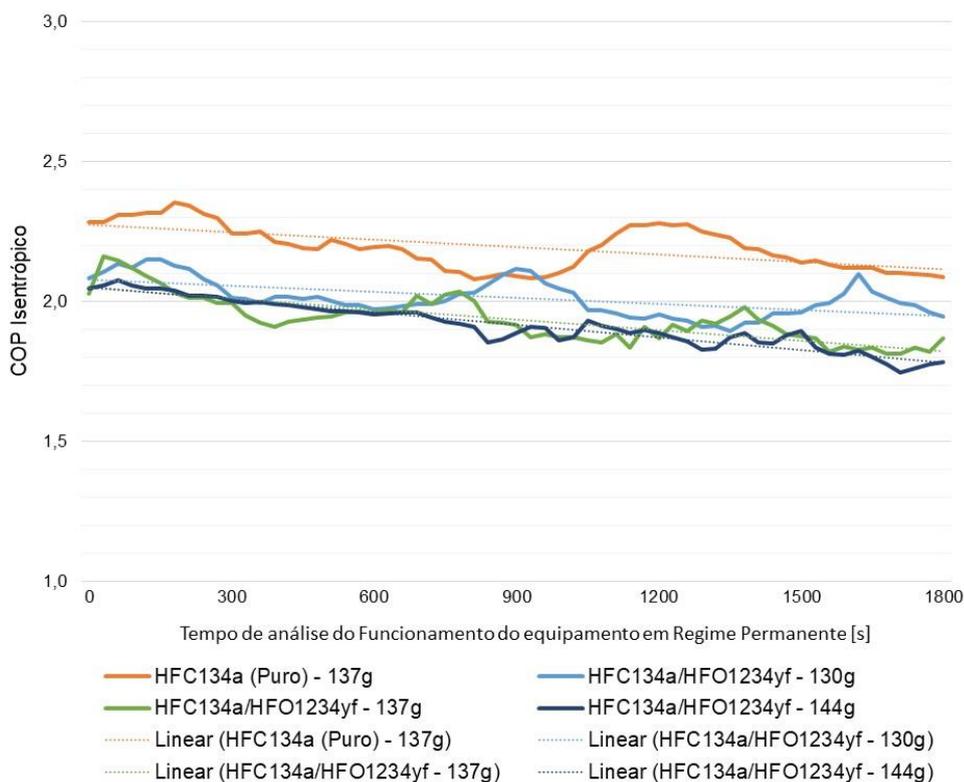
5.1.5 Coeficiente de Performance (COP)

O coeficiente de Performance é um parâmetro importante, pois determina a eficiência geral do ciclo de refrigeração por compressão. Determinado pela Equação 18, relaciona os dados obtidos de capacidade frigorífica em regime permanente com o custo de potência de compressão para atingi-la. Nesse trabalho foram analisados os COPs utilizando a potência isentrópica e a potência real.

5.1.5.1 Coeficiente de Performance isentrópico (COP_{is})

Nesse caso o COP, para um ciclo teórico, é uma função somente das propriedades do refrigerante, adotando o compressor como reversível e adiabático. O comportamento do Coeficiente de Performance para o compressor isentrópico é apresentado na Figura 46.

Figura 46 - Comportamento do Coeficiente de Performance Isentrópico durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.

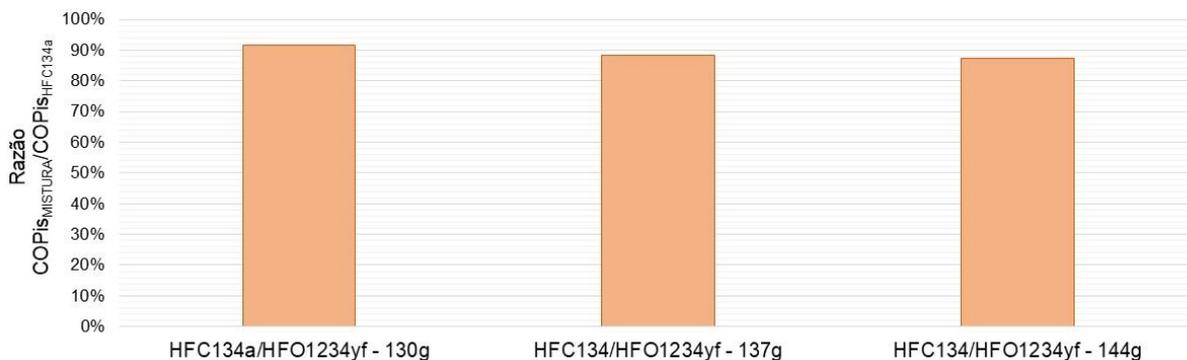


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 46 uma pequena superioridade do fluido HFC 134a puro em relação aos cenários propostos. Nesse cenário, o COP isentrópico varia de 2,08 a 2,35 durante os 1800 segundos de análise em regime permanente. Para os novos cenários estudados o parâmetro chega mais próximo da referência no cenário 4 [com a mistura de fluidos em 137g], nesse caso, variando 1,81 a 2,16.

A adição de fluido, nesta análise, não demonstra comportamento diretamente proporcional ao Coeficiente de Performance Isentrópico, visto que a variação do COP quando utilizado 144g teve valores inferiores ao obtido no cenário 4. Para esse caso, o COP isentrópico variou de 1,75 a 2,08. O cenário de mistura binária com 130g apresentou dados próximos ao obtido no cenário com 137g, variando de 1,90 a 2,15. A Figura 47 apresenta o comparativo das médias do COP isentrópico nos ensaios analisados com a mistura e a referência, com HFC 134a puro, apresentando os ganhos ou redução em termo de porcentagem.

Figura 47 - Razão entre o COP isentrópico para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

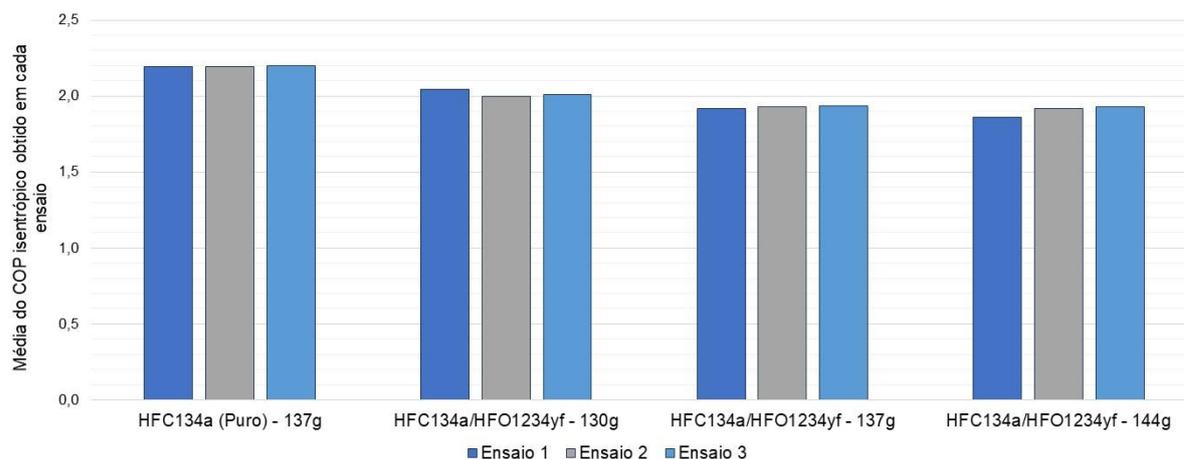


Fonte: O Autor (2023).

Comparando as médias, observa-se que o COP isentrópico médio em todos os casos é inferior a utilização do HFC 134a puro. Nos 3 cenários analisados, observa-se valores próximos dos 100%. Nesses casos obteve-se um COP isentrópico de 92%, 88% e 87% do HFC 134a puro, quando utilizado os cenários 3, 4 e 5, respectivamente.

A média dos resultados de COP isentrópico em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 48.

Figura 48 - Média dos resultados do COP isentrópico obtidos em cada ensaio.



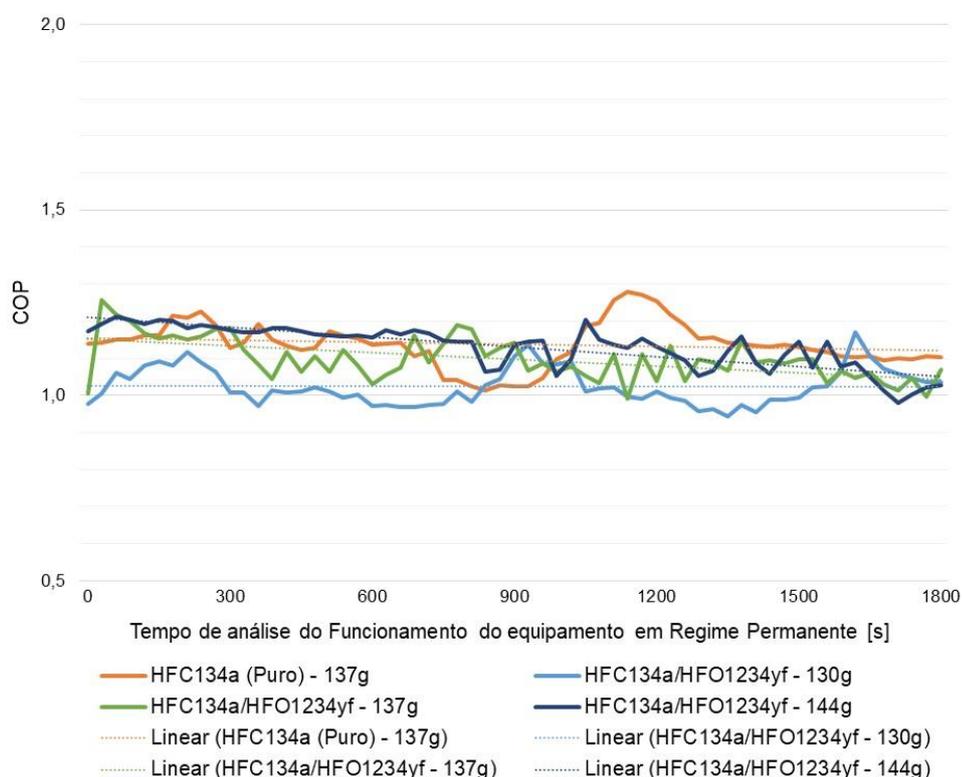
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para o COP isentrópico.

5.1.5.2 Coeficiente de Performance Real (COP)

A análise anterior não leva em consideração as perdas que acontecem durante o processo de compressão. Para o ciclo real, o coeficiente dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema. Portanto, a eficiência isentrópica do compressor vai afetar os resultados. É esperado valores de COP menores que os obtidos na seção anterior. A Figura 49 demonstra o comportamento do Coeficiente de Performance Real durante o tempo de 1800 segundos que durou a análise em regime permanente.

Figura 49 - Comportamento do Coeficiente de Performance real durante o tempo [s] de análise em Regime Permanente.

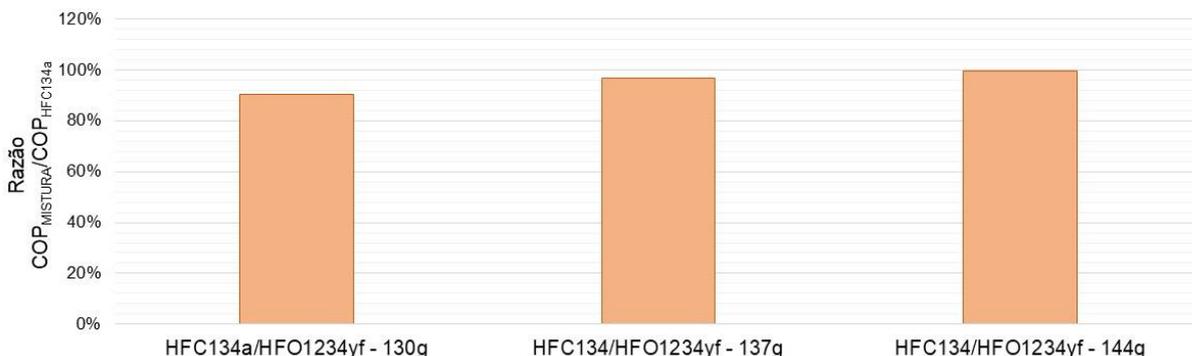


Fonte: O Autor (2023).

Enxerga-se na figura um comportamento diferente do obtido para o COP isentrópico. A eficiência isentrópica que foi maior nos cenários 4 e 5 passam a influenciar no COP real, fazendo com que esses, tenham resultados semelhantes aos obtidos pelo HFC 134a puro. A variação do COP dentro dos 1800s foi entre 1,01 a 1,28 para o HFC 134a puro. Os valores de COP variaram de 0,99 a 1,26 para a mistura binária com 137 g e de 0,98 a 1,21 para a mistura binária com 144g. A Figura 50

compara as médias dos resultados obtidos nestes ensaios, com os valores obtidos para a situação de referência.

Figura 50 - Razão entre o COP real para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

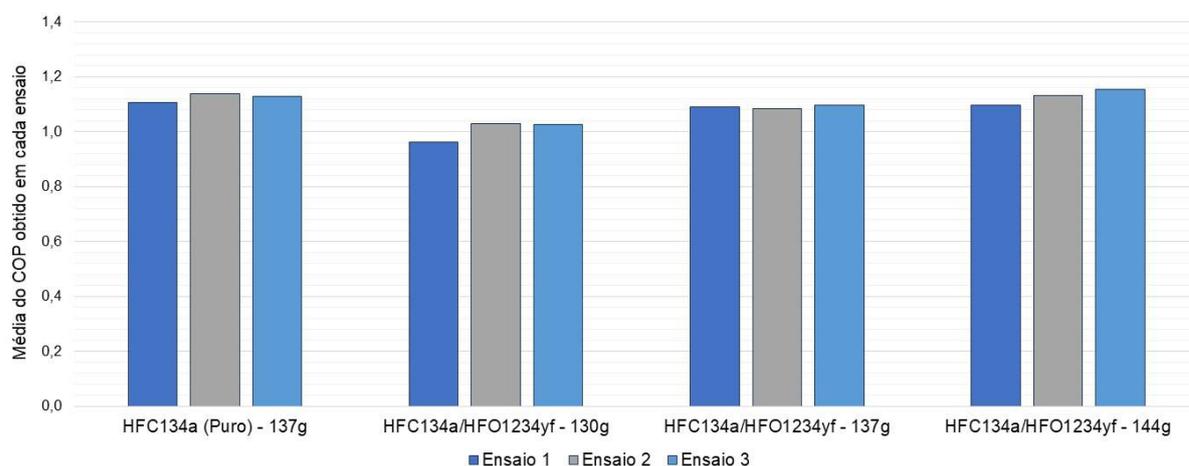


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que quando comparado as médias, os valores obtidos para HFC 134a puro ainda são superiores aos dados obtidos com a mistura, exceto para o cenário 5 que obteve a mesma média dos dados da referência. Para o cenário 4, observa-se que o COP é 97% da média do valor obtido para HFC 134a puro com 137g. Essas observações, permite concluir que o ganho na eficiência isentrópica obtido nesses dois últimos cenários permitiu um aumento significativo na relação do COP real em relação a relação do COP isentrópico. Ou seja, na análise considerando a potência isentrópica o COP das misturas binárias com 137g e 144g representavam 88% e 87% do COP do fluido de referência. Para o caso real, essa relação passou para 97% e 100%, respectivamente. De forma contrária, na mistura binária com 130g a redução da eficiência isentrópica, afetou na redução do COP real para 90% do COP de referência, enquanto na análise de performance isentrópica do sistema essa relação era de 92%.

A média dos resultados de COP Real em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 51.

Figura 51 - Média dos resultados do COP Real obtidos em cada ensaio.



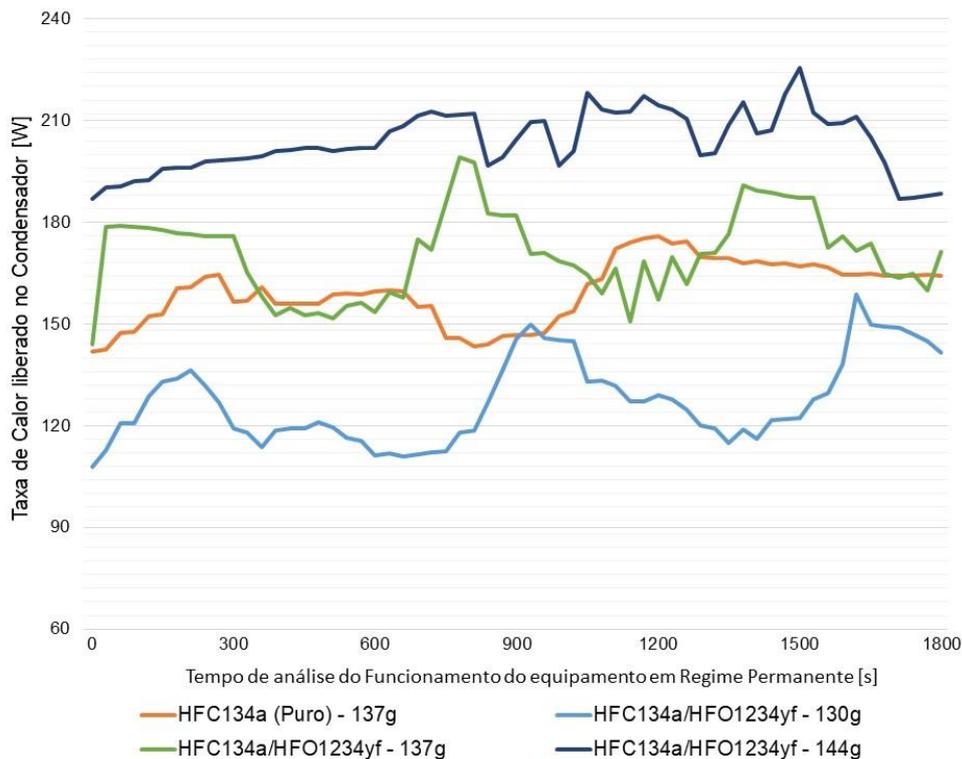
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para o COP Real.

5.1.6 Taxa de calor liberado no condensador (\dot{Q}_c)

Respeitando a 1ª Lei da termodinâmica, o calor liberado no condensador é a soma da quantidade de calor fornecida no evaporador, pelas tubulações e devido ao atrito das peças pelo compressor ao fluido. Os valores são obtidos pela Equação 16 para taxa de calor liberado no condensador durante o tempo, de 1800 segundos, analisado como regime permanente. A Figura 52 apresenta o comportamento do calor transferido no condensador durante o ensaio.

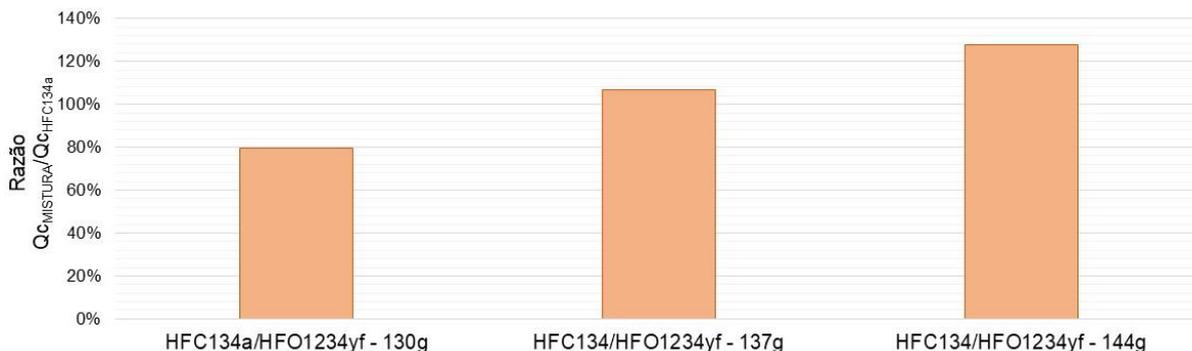
Figura 52 - Comportamento da taxa de calor liberado no condensador [W] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.



Fonte: O Autor (2023).

A quantidade de calor transferido por segundo no condensador durante a análise variou de 142,30 até 175,72 W na condição de referência com R-134a Puro. A transferência de calor no evaporador, influenciou diretamente na transferência de calor no condensador. Para o cenário 3, observa-se uma menor quantidade de calor liberado no condensador em relação a condição de referência, resultado esperado, visto que a quantidade de calor absorvido no evaporador também foi menor. O cenário 4 assume um comportamento próximo as condições de referência, com taxa de transferência de calor variando 150,83 a 199,05 W. A Figura 53 apresenta a razão de aumento ou redução das médias de transferência de calor no condensador para cada cenário de mistura binária em relação a condição de referência.

Figura 53 - Razão entre a taxa de calor liberado no condensador para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

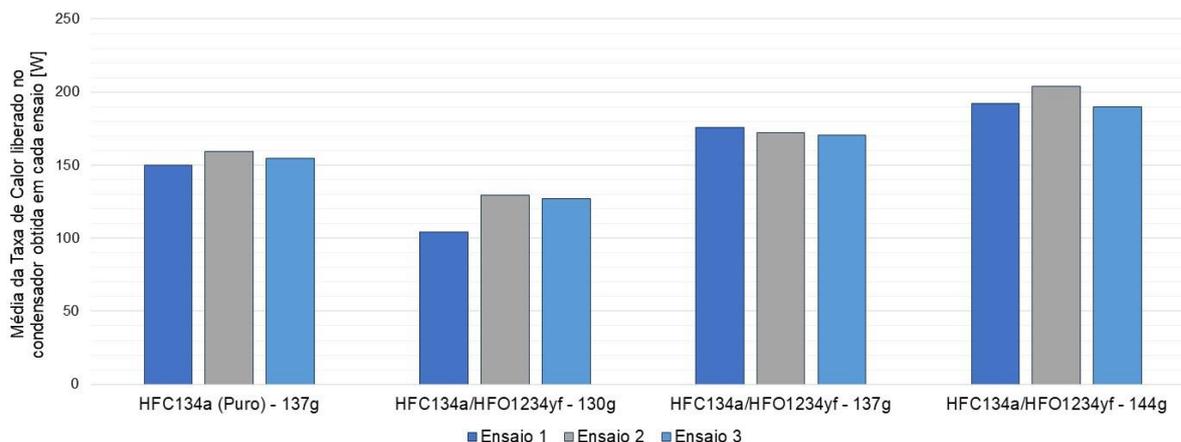


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se uma redução em 20% quando utilizada o cenário 3. Para o cenário 4 e 5 observou-se um aumento em 7% e 28% respectivamente. Importante a análise do aumento da transferência de calor no condensador em função do aumento da massa de mistura binária. Vale observar que o aumento de 7g a cada cenário impactou em um aumento 27% na taxa de transferência de calor relacionando o cenário 3 para o cenário 4 e de 21% relacionando o cenário 4 e 5. O aumento na proporção foi bem maior na taxa de transferência de calor na condensação em relação ao aumento da capacidade frigorífica, justificado pelo aumento significativo na potência de compressão.

A média dos resultados da taxa de calor transferido no condensador em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 54.

Figura 54 - Média dos resultados da taxa de calor liberado no condensador [W] obtidos em cada ensaio.



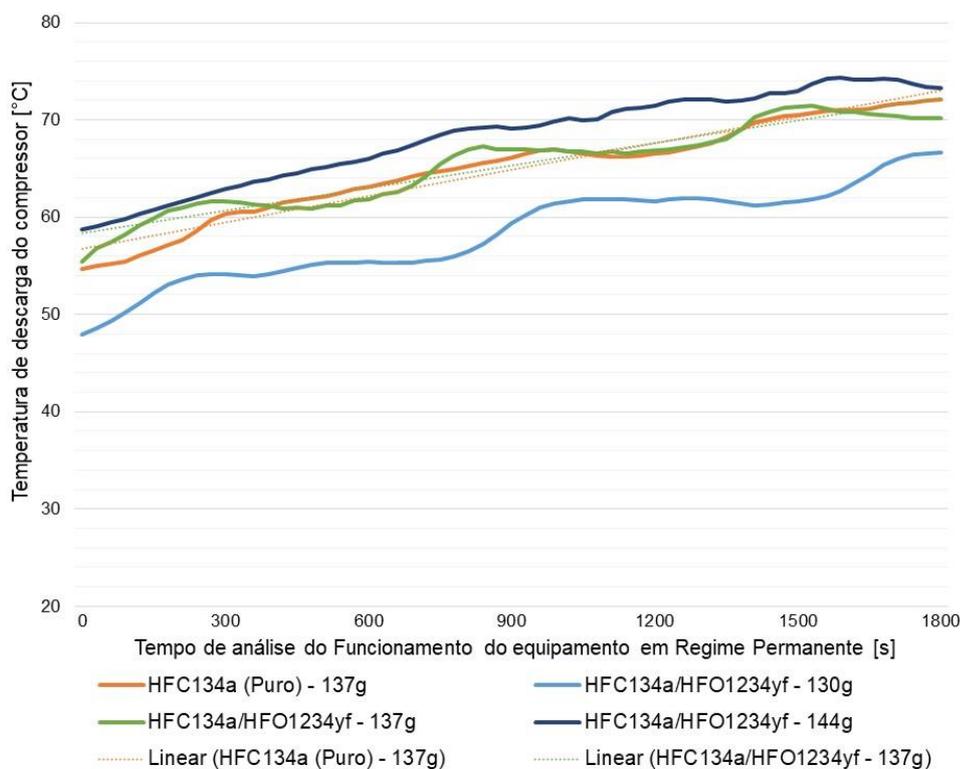
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para a taxa de transferência de calor no condensador.

5.1.7 Temperatura de descarga do compressor

A análise da temperatura de descarga se faz importante, pois temperaturas muito altas nessa região afetam a estabilidade da lubrificação e componentes do compressor, além disso, quanto maior essa temperatura maior será a quantidade calor liberado no condensador. Com isso, foram observadas as temperaturas na descarga do compressor durante o tempo de análise em regime permanente, ou seja, 1800 segundos. Os dados obtidos de temperatura no sensor 13 para cada cenário são apresentados na Figura 55.

Figura 55 - Comportamento da temperatura da descarga do compressor [°C] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.



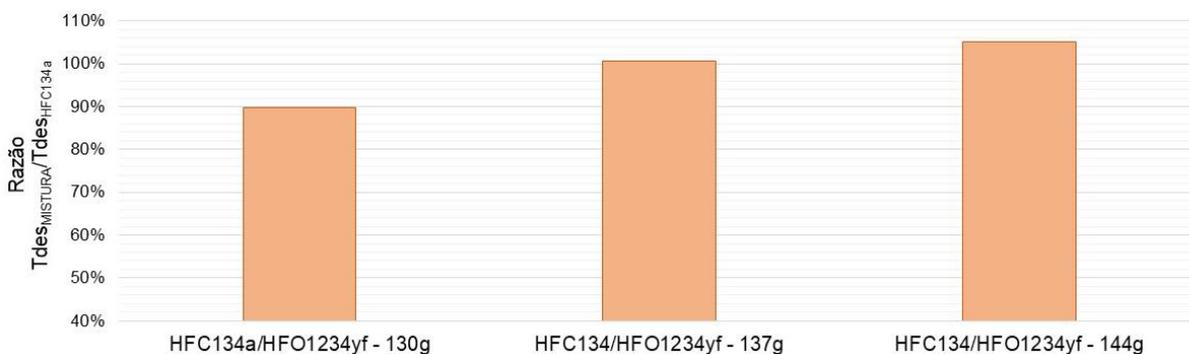
Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 55 uma curva semelhante entre o HFC 134a puro com 137g e a mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf com 137g. A maior temperatura obtida para a condição de referência é 72,07°C e para o cenário HFC/HFO - 137g foi de

71,40°C, valores que estão dentro da margem de erro dos sensores de temperatura, o que permite concluir que se tem uma igualdade nos valores obtidos. Em todos os cenários apresentados, percebe-se um aumento da temperatura de descarga do compressor em função do tempo e em função do aumento da carga de fluido refrigerante. Se elaborarmos uma reta linear através do ajuste dos pontos de temperatura de descarga no cenário percebemos praticamente uma igualdade do comportamento das temperaturas, dentro da faixa de precisão dos termopares.

Analisando as médias de temperatura de descarga dos experimentos apresentados anteriormente, obtemos a Figura 56. Nesse gráfico, obtemos a razão entre as médias da temperatura de descarga para a mistura binária e a condição de referência para HFC 134a puro.

Figura 56 - Razão entre a temperatura de descarga para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.

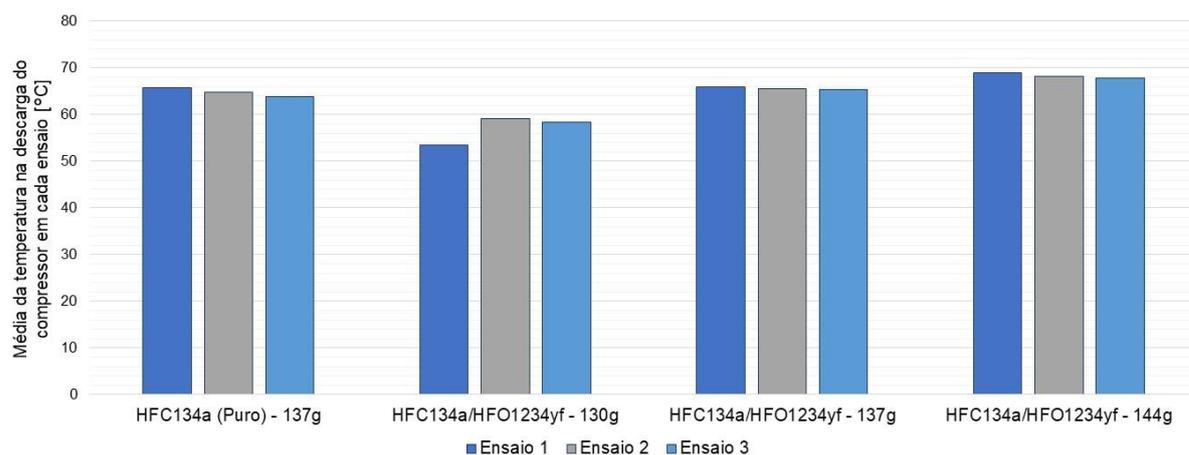


Fonte: O Autor (2023).

Quando adicionado 130g da mistura binária dos fluidos obteve-se uma temperatura de descarga com 90% da temperatura média para HFC 134a puro. Na condição dos cenários 4 e 5, observa-se um aumento de 1% e 5%, respectivamente, na média das temperaturas do sensor 13. Essa elevação nos valores obtidos nos dois últimos cenários, justifica em parte, o aumento da transferência de calor no condensador apresentada no tópico anterior.

A média das temperaturas de descarga, na análise em Regime Permanente, em cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentada na Figura 57.

Figura 57 - Média dos resultados da temperatura de descarga [°C] obtidas em cada ensaio.

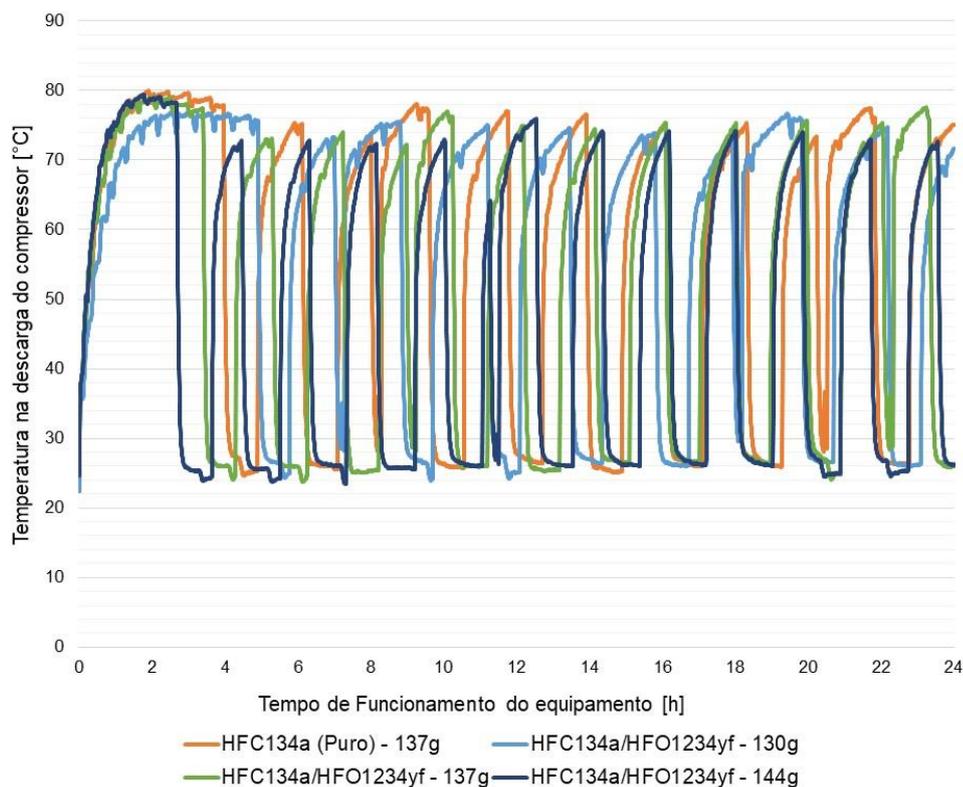


Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, com desvio padrão máximo de 3,059 °C, no cenário com 130g de HFC134a/HFO1234yf, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para a temperatura de descarga.

Apesar de ser observado valores próximos nos outros parâmetros na análise em regime permanente, observa-se que a temperatura de descarga continua subindo na Figura 55, explicado principalmente pelas irreversibilidades que acontecem durante o funcionamento do compressor real. Como objetivo de analisar o valor máximo da temperatura de descarga, são apresentados os dados obtidos durante as 24 horas de funcionamento do refrigerador na Figura 58.

Figura 58 - Comportamento da temperatura da descarga do compressor [°C] durante 24h de funcionamento.



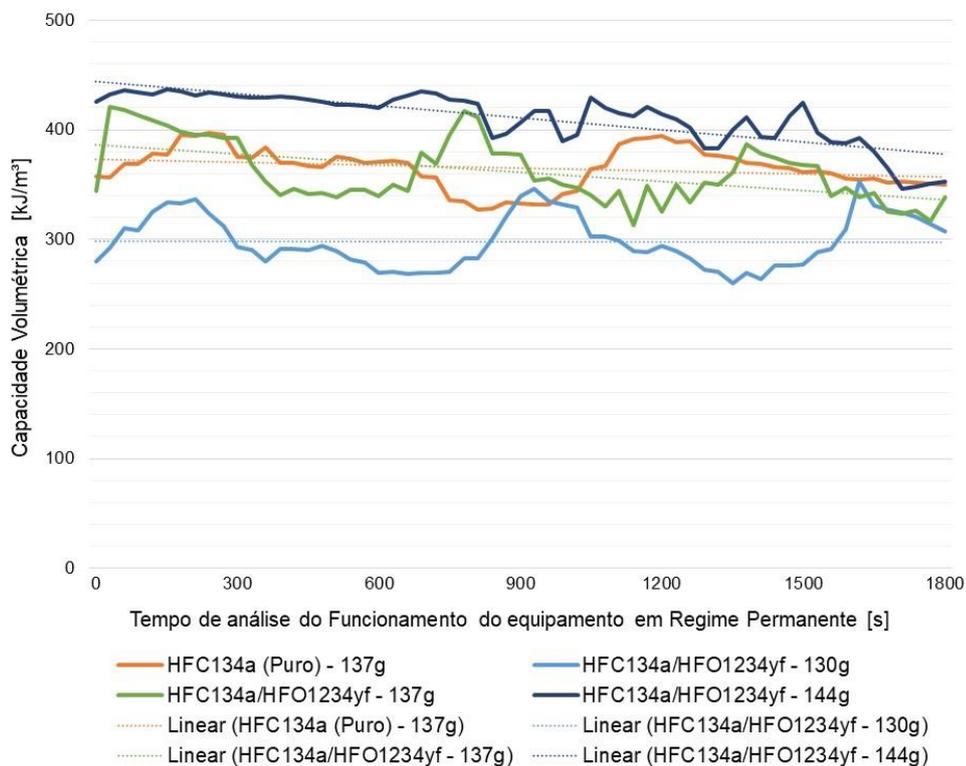
Observa-se na Figura 58 que a temperatura máxima da descarga do compressor chega a 80,03 °C para o HFC 134a puro, enquanto para a mistura HFC/HFO esse valor é de 76,92 °C quando utilizado 130g, 79,04°C quando utilizado 137g e 79,45°C quando utilizado 144g. Analisando a precisão dos sensores de temperatura, permite considerar praticamente uma igualdade entre as temperaturas máximas do HFC 134a puro e as condições de mistura binária com 137g e 144g. As reduções de temperatura que são observadas na Figura estão relacionadas as paradas do compressor por temperatura interna do refrigerador. Contudo, conclui-se ao analisar a Figura 58, que apesar da temperatura continuar aumentando até a faixa dos 80°C durante a análise em 24h, existe um comportamento similar, entre os fluidos refrigerantes, ao observado durante a análise em Regime Permanente.

5.1.8 Capacidade Volumétrica de Refrigeração (\dot{Q}_{vol})

A capacidade volumétrica relaciona a capacidade de refrigeração do compressor. À medida que esse parâmetro aumenta, cresce também o tamanho do compressor. A Figura 59 apresenta o comportamento da eficiência volumétrica para

todos os cenários propostos durante os 1800 segundos analisados em Regime Permanente.

Figura 59 - Comportamento da capacidade volumétrica [kJ/m^3] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.

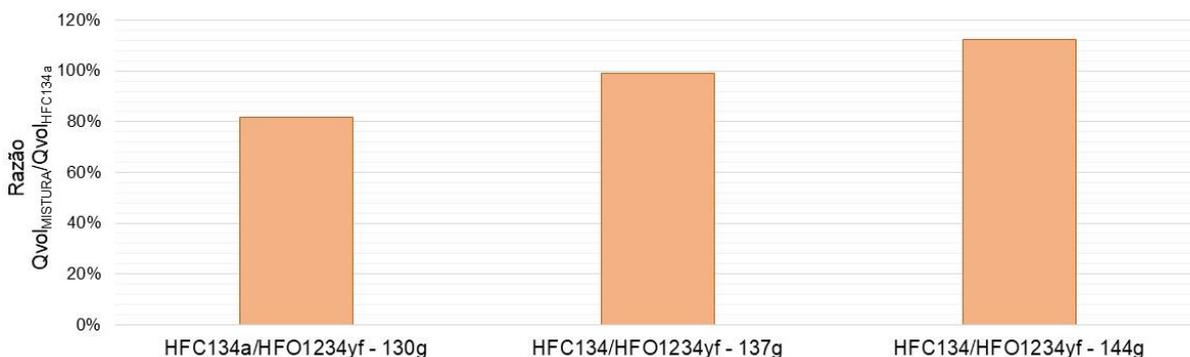


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se no gráfico apresentado, que o HFC 134a puro-137g obteve uma capacidade volumétrica variando entre 327,32 e 397,31 kJ/m^3 durante 1800 segundos. Para o cenário 3 os valores foram inferiores aos resultados obtidos com a referência variando 259,65 e 352,95 kJ/m^3 . Observa-se um comportamento, quando analisado a tendência linear da curva, semelhante da condição de referência na capacidade volumétrica no cenário 4 variando entre 313,31 e 420,83 kJ/m^3 . Já a curva apresentada pelo cenário 5, apresentou valores relativamente superiores de capacidade volumétrica em boa parte da análise em regime permanente.

Para uma melhor análise, a Figura 60 apresenta a razão entre as médias de capacidade volumétrica obtidas nos cenários com mistura binária e o cenário de referência com HFC 134a puro-137g.

Figura 60 - Razão entre a capacidade volumétrica [kJ/m³] para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.



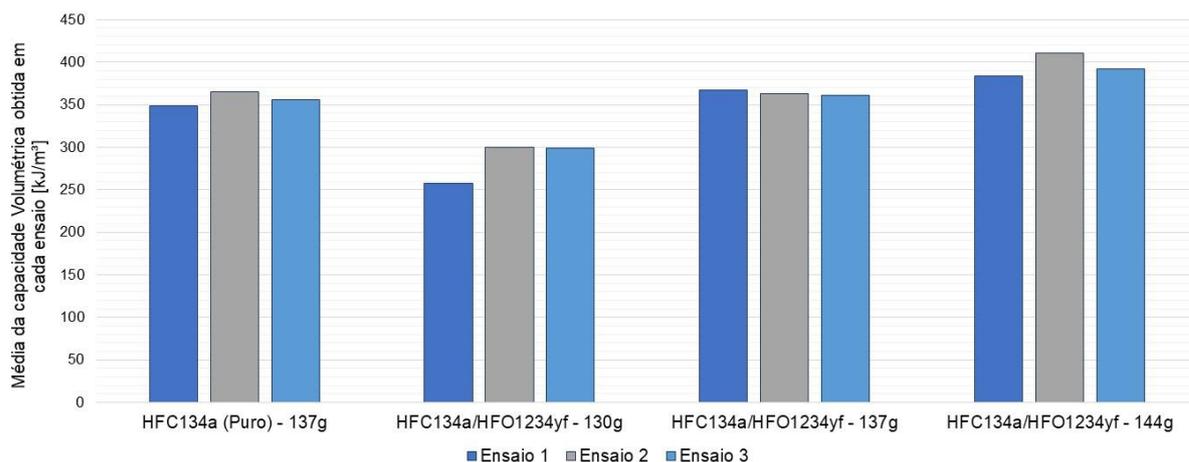
Fonte: O Autor (2023).

Observa-se no comportamento das médias que a capacidade volumétrica da mistura HFC 134a/HFO 1234yf - 130g representa 82% do HFC 134a puro – 137g. Para o cenário 4, com HFC 134a/HFO 1234yf - 137g, a média da capacidade volumétrica representa 99% da média da capacidade volumétrica do cenário de referência. Para o cenário 5, com HFC 134a/HFO 1234yf - 144g, essa razão chega a 113%.

A igualdade ou semelhança da capacidade de refrigeração volumétrica entre fluidos refrigerantes, obtida entre o cenário 4 e o cenário de referência, faz com que não se tenha alteração no volume deslocado pelo compressor. Essa informação é importante, pois a capacidade do compressor deve ser de forma que exista a remoção do vapor do lado de baixa pressão na mesma proporção do que é produzido pela evaporação do fluido refrigerante dentro do evaporador. Uma capacidade volumétrica muito baixa, como o caso no cenário 3 faz com que exista uma evaporação mais rápida que o recolhimento do fluido proporcionado pelo compressor, provocando um aumento da pressão dentro do evaporador, que vai influenciar diretamente na temperatura de saturação do fluido refrigerante.

A média da capacidade volumétrica realizada para cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentado na Figura 61.

Figura 61 - Média dos resultados da capacidade volumétrica [kJ/m^3] obtidas em cada ensaio.



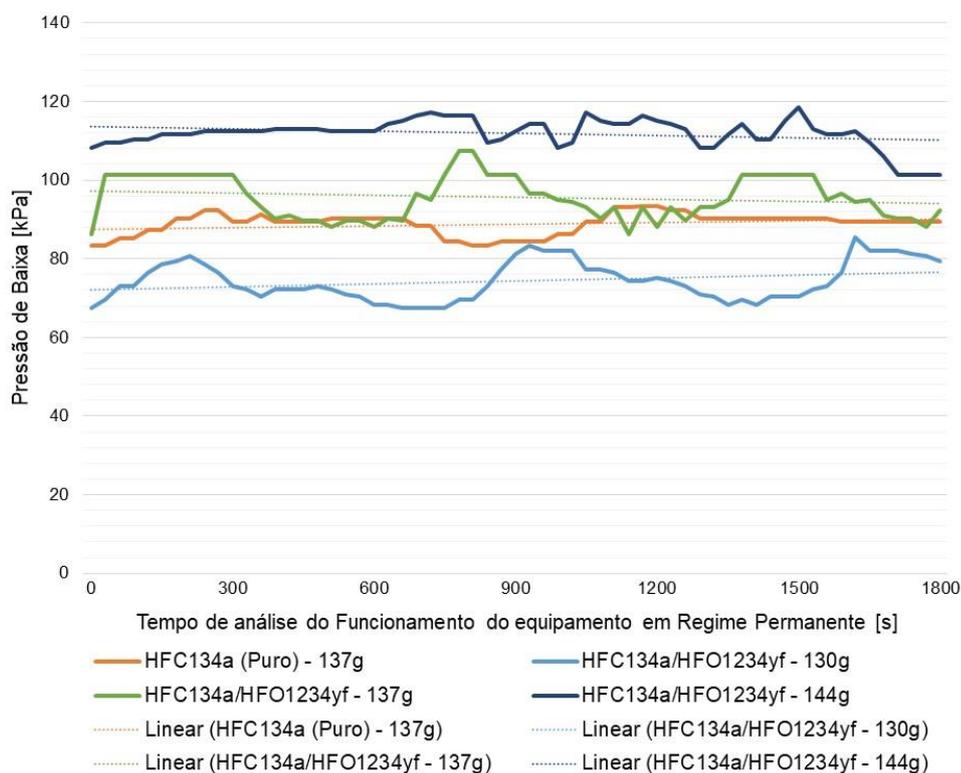
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para a capacidade volumétrica.

5.1.9 Pressão de baixa e Alta e Razão de compressão (PR)

A análise do comportamento da pressão no lado de baixa e no lado de alta são parâmetros interessantes dentro da análise termodinâmica. Foi analisado o comportamento da pressão absoluta em cada um dos cenários. A Figura 62 apresenta os valores de pressão absoluta, em kPa, no lado de baixa durante o período em regime permanente. Para todos os cenários observa-se uma tendência linear no comportamento da pressão, devido à baixa variação nos valores de pressão no tempo de 1800 segundos. A amplitude para o caso do HFC 134a puro é de 10 kPa, enquanto para a mistura binária com 137g é de 21,37 kPa.

Figura 62 - Comportamento da pressão de baixa [kPa] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.

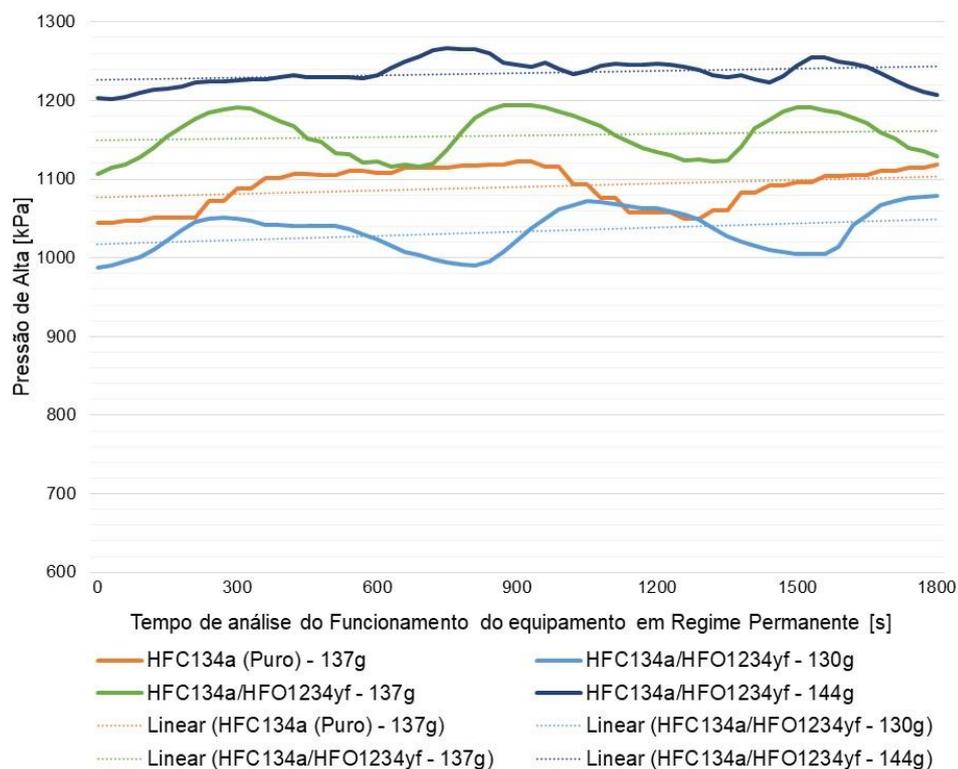


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 62 uma elevação da pressão em função do aumento da massa de fluido refrigerante binário. A pressão sai da faixa de 74,35 kPa com 130g de HFC/HFO para a faixa de 111 kPa quando utilizada 144g da mistura. Ao comparar com o cenário de referência, observa-se que a pressão de baixa para cenário 4 é a mais próxima. Mesmo assim, os valores obtidos com a mistura nesse cenário, são superiores aos valores de pressão de baixa obtidos com HFC 134a puro. Comparando a média dos resultados apresentados na Figura da mistura binária com 137g percebe-se uma elevação de 7% na pressão em relação ao cenário de referência.

Com o aumento da pressão absoluta do lado de baixa pressão em função do aumento da massa de fluido refrigerante, espera-se um aumento também do lado de alta pressão. A Figura 63 apresenta os resultados obtidos para pressão absoluta no lado de alta pressão. Para avaliar o comportamento foram projetados linhas de tendência linear em função dos pontos de pressão de alta obtidos.

Figura 63 - Comportamento da pressão de alta [kPa] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.



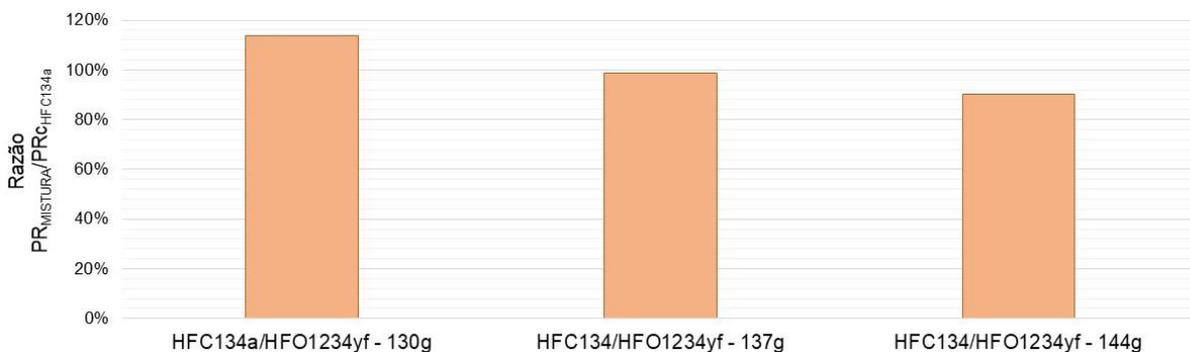
Fonte: O Autor (2023).

O aumento do lado de pressão do lado de baixa, provocou um aumento da pressão no lado de alta e esse aumento foi proporcional a introdução da massa de fluido refrigerante. Os cenários 3 e 4 apresentam valores próximos dos dados de pressão do cenário de referência, sendo o primeiro com projeção inferior e o segundo com projeção superior. A amplitude dos dados obtidos para o cenário 3 foi de 88,25 kPa e para o cenário 4 foi de 79,98 kPa. Para a condição de referência a amplitude foi de 78,60 kPa. Analisando a média dos dados apresentados a mistura HFC 134a/HFO 1234yf - 137g apresenta um aumento da pressão de alta de 6% em relação a cenário de referência, do outro lado a mistura HFC 134a/HFO 1234yf-130g apresenta uma redução de 5% na pressão de alta em relação a referência.

Verificado o comportamento da pressão absoluta de alta e de baixa é interessante analisar o comportamento da razão de compressão. Esse índice é a razão entre a pressão de alta e baixa do sistema, dado pela Equação 22. Quanto maior for esse valor, melhor aproveitamento energético para atingir os objetivos do compressor de elevar a pressão do sistema. A Figura 64 apresenta a proporção do

aumento ou redução da razão de compressão das misturas analisadas em relação a condição de referência.

Figura 64 - Proporção da razão de compressão para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.



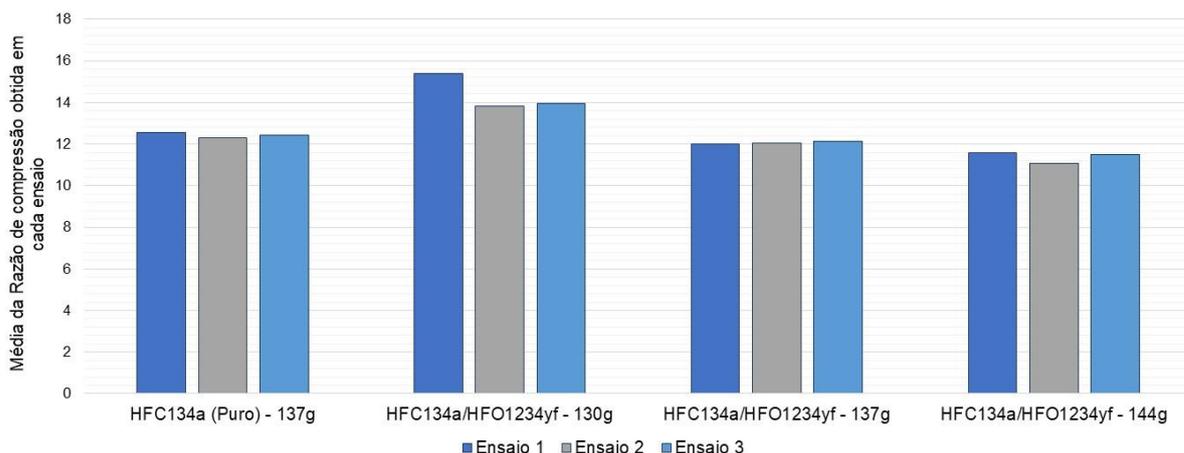
Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 64 para o cenário de mistura binária com 130g observa-se um aumento de 14% em relação a razão de compressão de referência. No entanto, a capacidade volumétrica para esse cenário foi reduzida, como demonstrado na Figura 60. Esse resultado mostra que o rendimento do ciclo de refrigeração por compressão não é somente dependente da elevação de pressão pelo compressor, mas diversos fatores, como deslocamento de massa, temperatura de condensação e evaporação.

Quando a carga de fluido vai aumentando percebe-se uma redução da razão de compressão, impactada pela redução do volume específico e consequentemente aumento da massa de fluido dentro do cilindro de compressão. Para o cenário com a mistura binária com 137g observa-se um comportamento semelhante, com 99% da média da razão de compressão do cenário de referência. Isso demonstra que apesar da mistura nessa condição possuir valores de pressão de baixa e alta maiores que a referência, esse aumento acontece de forma proporcional em ambos os lados, o que permite que seja obtido, praticamente, um mesmo resultado de razão de compressão do ensaio de referência com HFC 134a puro.

A média da razão de compressão realizada para cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentado na Figura 65.

Figura 65 - Média dos resultados de razão de compressão obtidas em cada ensaio.



Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, com desvio padrão um desvio inferior a 1, em todos os cenários, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para a razão de pressão, pressão de baixa e pressão de alta.

5.1.10 Superaquecimento e subresfriamento do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração por compressão de vapor

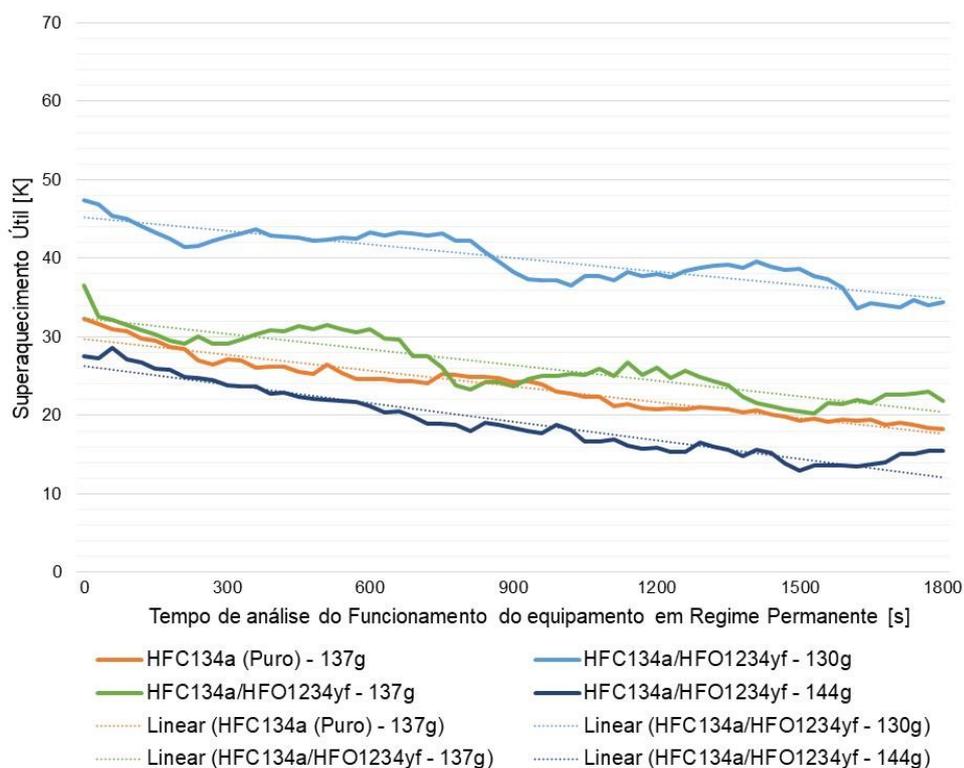
Por fim, a análise durante o tempo em regime permanente finaliza com o superaquecimento e subresfriamento. Ambos são ajustes importantes para o bom funcionamento do equipamento de refrigeração por compressão de vapor. O superaquecimento vai ser responsável pela proteção contra golpes de líquidos no compressor, porém sua elevação vai afetar também no resfriamento deste componente do ciclo frigorífico e conseqüentemente no seu rendimento. Por outro lado, o subresfriamento garante que o fluido está no estado líquido na saída do condensador e é obtido na linha de líquido que interliga o condensador ao dispositivo de expansão.

5.1.10.1 Superaquecimento

Devido ao fluido está no estado vapor na linha de sucção e esse possuir menor calor específico, este está mais suscetível a mudanças na temperatura com baixas transferências de calor ao longo da tubulação. Por isso, normalmente são analisados o superaquecimento útil e o superaquecimento total do sistema, ambos são obtidos a

partir da Equação 9. Porém para o primeiro caso a medição da temperatura de sucção acontece na saída do evaporador [sensor 5] e no segundo caso a medição da temperatura acontece na entrada do compressor [sensor 11]. A Figura 66 apresenta os resultados obtidos para o superaquecimento útil em todos os cenários analisados durante os 1800 segundos de análise em regime permanente.

Figura 66 - Comportamento do superaquecimento útil [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.



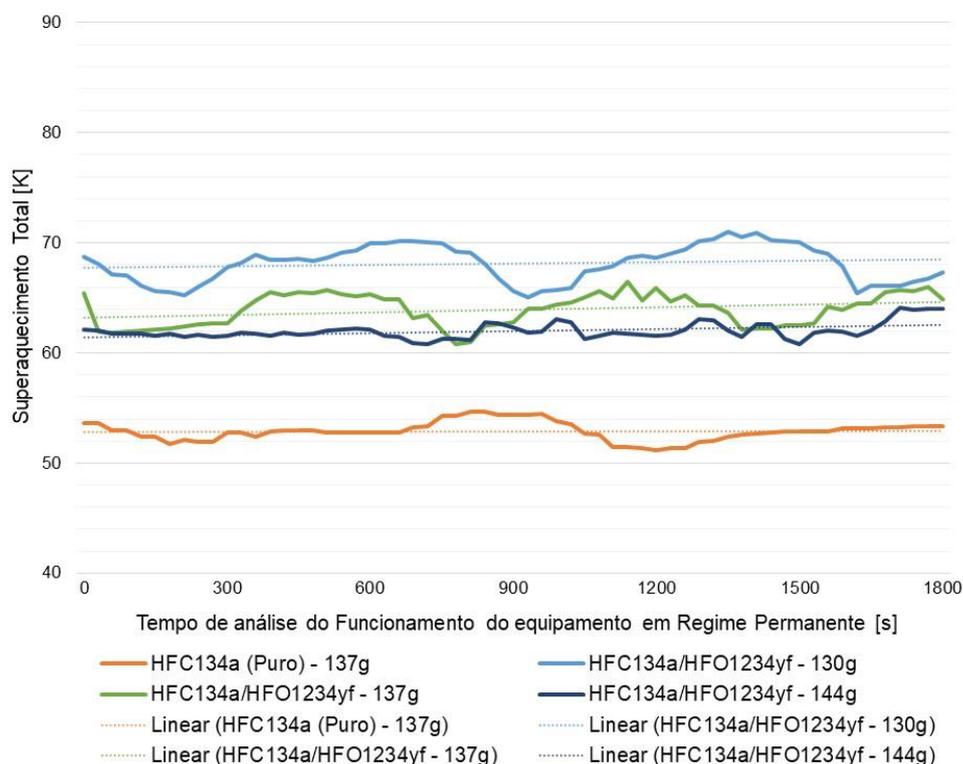
Fonte: O Autor (2023).

Percebe-se uma redução do superaquecimento útil com adição da carga de fluido refrigerante no sistema. Uma redução do superaquecimento é observada no cenário 4, mas também um aumento na amplitude entre os dados obtidos chegando a 16,27 K, com uma pequena inclinação de redução ao longo do tempo. Neste cenário, o comportamento chegou próximo dos valores de referência. Analisado a média dos dados apresentados na Figura 65, temos um aumento de 12% no cenário 4 em relação a condição da referência.

Ao sair do evaporador, o fluido continua recebendo calor ao longo da tubulação, que nos refrigeradores não vem isolada de fábrica. Com isso, um aumento no superaquecimento total é esperado quando comparado com o superaquecimento útil.

A Figura 67 apresenta o comportamento do superaquecimento total em função do tempo de análise em regime permanente.

Figura 67 - Comportamento do superaquecimento total [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.



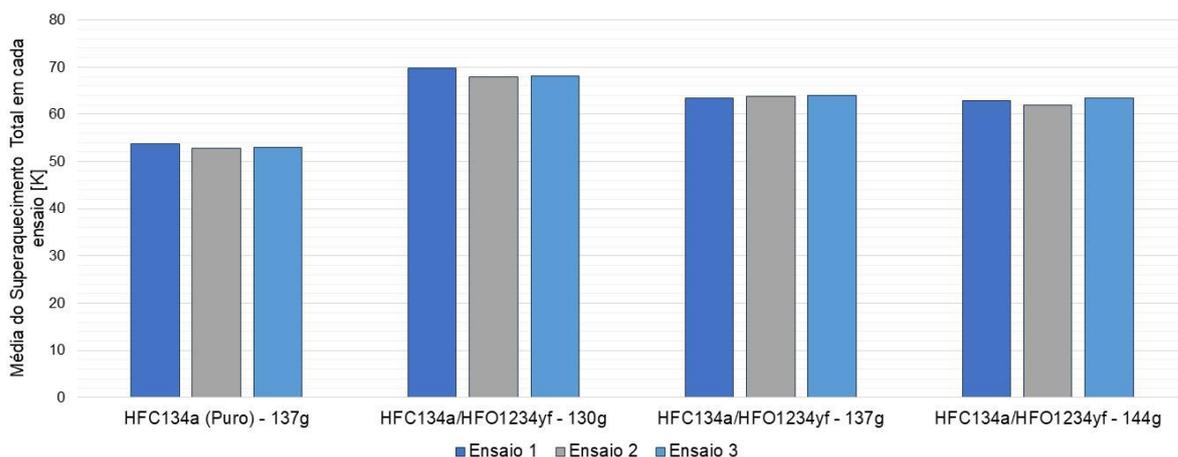
Fonte: O Autor (2023).

Percebe-se no gráfico menores valores de amplitudes, o que implica em um comportamento linear praticamente horizontal para todos os ensaios. O aumento da temperatura de sucção foi menos significativo para o cenário de referência, quando o valor médio foi aumentado em 29,21 K. Dos novos cenários analisados, com a mistura binária, o cenário 5 foi o que chegou mais próximo da referência representando um aumento na média de 17% a essa condição. O cenário 4, que chegou mais próximo no superaquecimento útil, teve um aumento de 21% no superaquecimento total médio em relação a referência.

O aumento do superaquecimento no ciclo real com a mistura binária com massa igual ao cenário de referência, ou seja, com 137g, explica o aumento de 2% - para essa condição - na potência real apresentado anteriormente na Figura 42.

A média do superaquecimento total realizada para cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentado na Figura 68.

Figura 68 - Média dos resultados do superaquecimento total obtidos em cada ensaio.



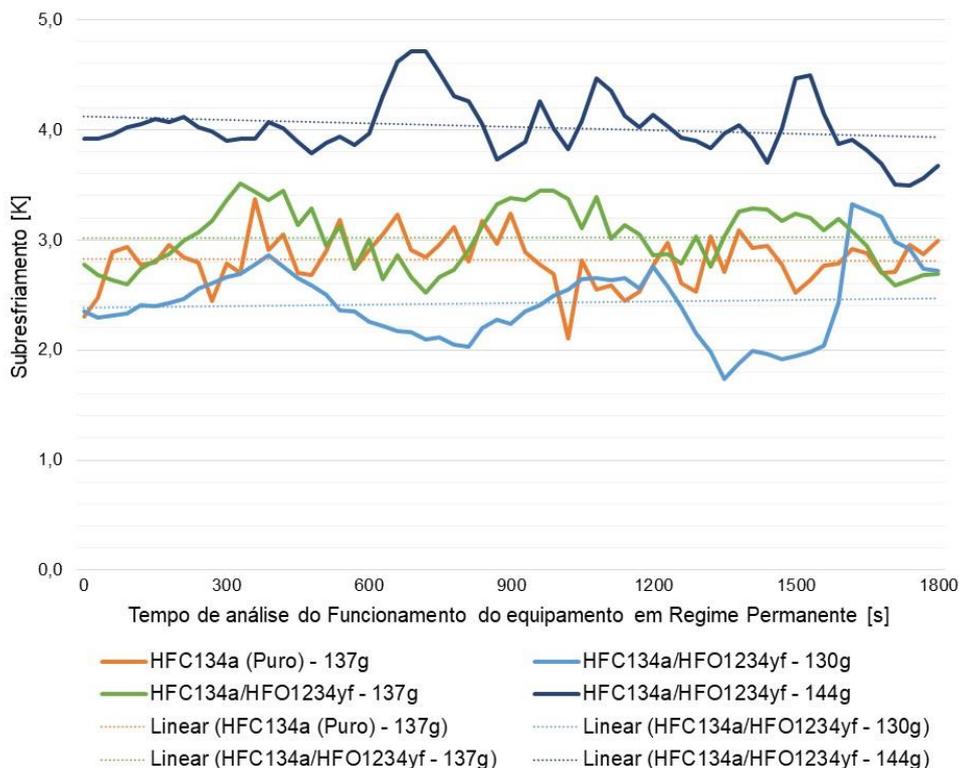
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, com desvio padrão máximo igual a 1,01K no cenário 3 e desvios abaixo de 1 K nos demais cenários, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para o superaquecimento.

5.1.10.2 Subresfriamento

Quanto maior for o subresfriamento, maior será a capacidade frigorífica do equipamento, para uma determinada pressão. Observa-se na Figura 63 um aumento da pressão no lado de alta quanto utilizado a mistura binária com 137g e 144g em comparação ao cenário de referência. Portanto, espera-se também um aumento do subresfriamento para os cenários citados. A Figura 69 apresenta o comportamento do subresfriamento durante o tempo em análise em Regime Permanente. Para todos os casos, observa-se uma baixa amplitude dos dados. A amplitude obtida para o cenário 4 foi de 0,99 K durante todos os 1800 segundos.

Figura 69 - Comportamento do subresfriamento [K] no tempo [s] de análise em Regime Permanente.

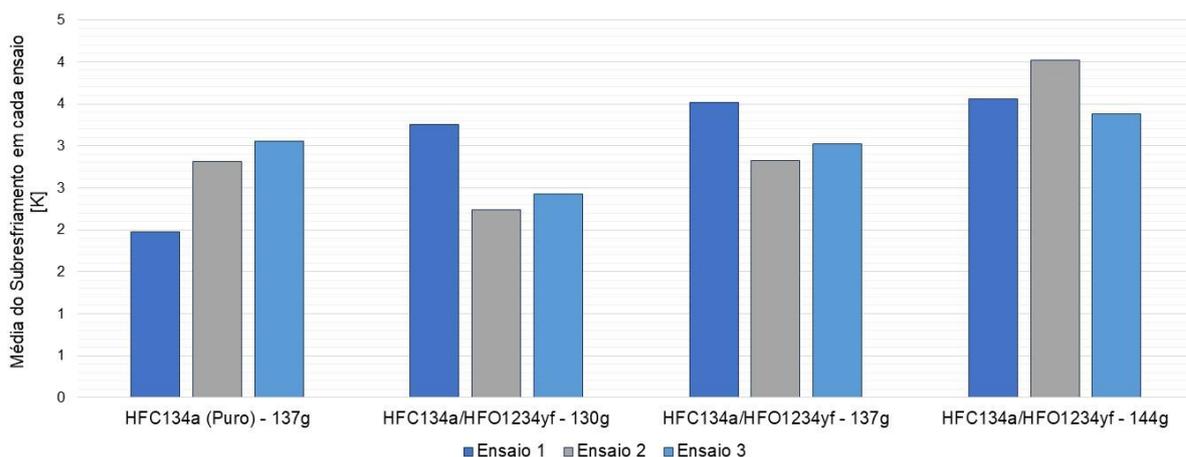


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se na Figura 69 um comportamento semelhante durante todo o ensaio entre a mistura com 137g e o HFC 134a puro também com 137g, com pequenas elevações no subresfriamento para a mistura. Analisando a média dos resultados obtidos nos ensaios apresentados acima, obtém-se uma elevação de 7% no subresfriamento médio quando utilizado a mistura HFC/HFO com 137g e 43% quando utilizado a mistura HFC/HFO com 144g. O aumento no subresfriamento no cenário 5, justifica o aumento da capacidade frigorífica do evaporador, citada no subtópico 5.1.2. De forma semelhante, a proximidade dos resultados de subresfriamento para a mistura HFC/HFO com 137g com HFC 134a puro, explica a proximidade dos resultados de capacidade frigorífica encontrados entre esses cenários.

A média do subresfriamento obtido para cada um dos 3 ensaios realizados para os cenários estudados é apresentado na Figura 70.

Figura 70 - Média dos resultados do subresfriamento obtidos em cada ensaio.



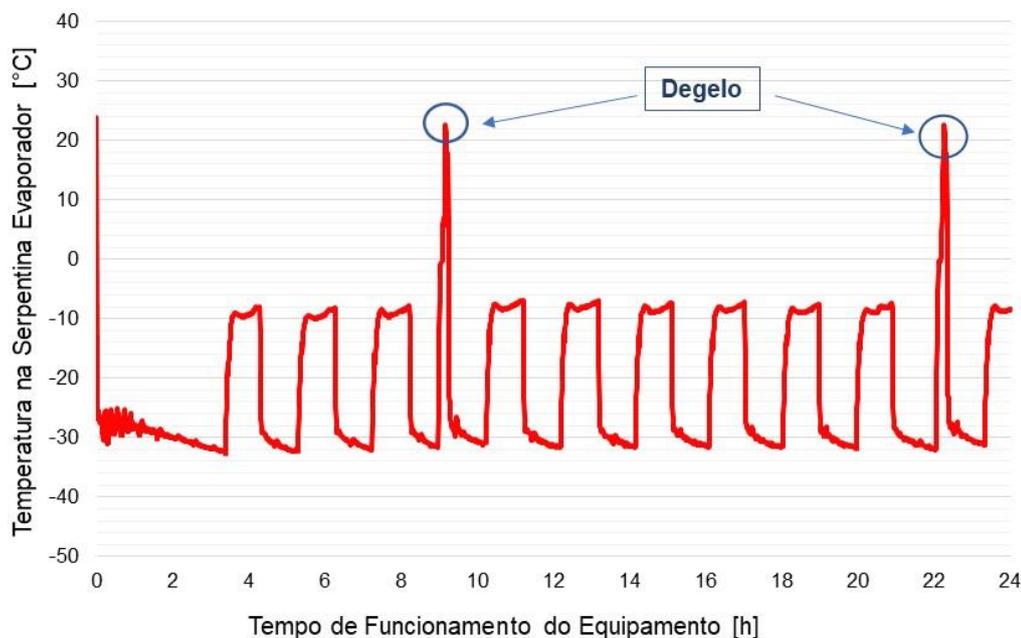
Fonte: O Autor (2023).

Em todos os cenários, observa-se um comportamento semelhante, entre os 3 experimentos apresentados, com desvio padrão máximo igual 0,57 K no cenário de referência, aumentando a confiabilidade dos dados obtidos para o superaquecimento.

5.1.11 Consumo de energia elétrica em 24h

O consumo de energia elétrica foi computado a partir do início do experimento até 24h consecutivas, observando pelo menos um degelo durante esse período. A análise do processo de descongelamento por meio do acionamento da resistência elétrica foi observada por meio dos 5 sensores instalados na serpentina durante as 24h. A Figura 71 apresenta o comportamento da temperatura do sensor 1 no ensaio 3 do cenário utilizando HFC 134a/HFO 1234yf com 137g.

Figura 71 - Temperatura na serpentina do evaporador [°C] durante as 24h de funcionamento.

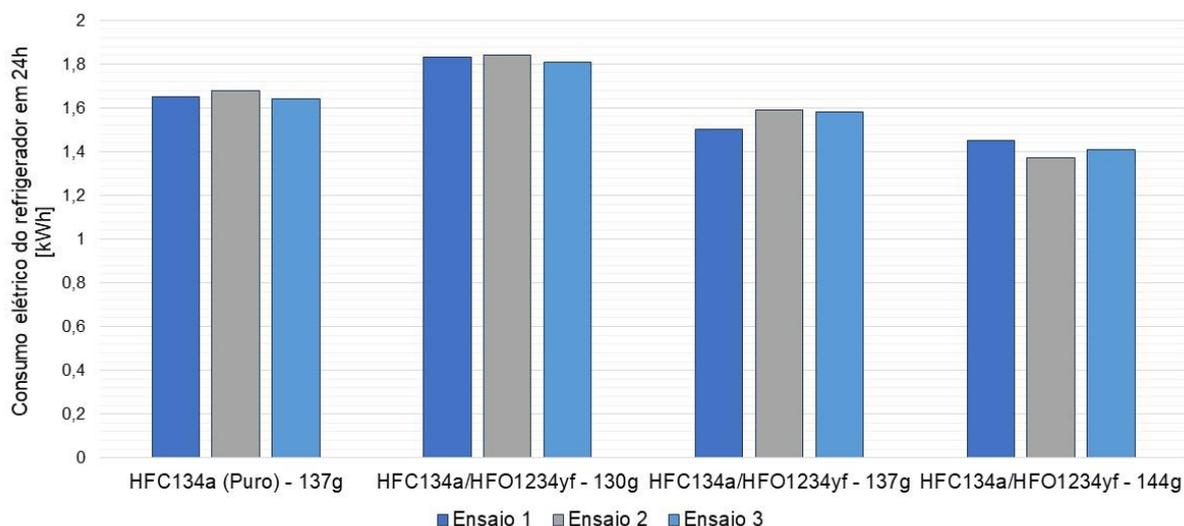


Fonte: O Autor (2023).

Observa-se dois picos de temperaturas, um iniciando por volta de 9h e outro por 22h de funcionamento do equipamento. Percebe-se que esses valores são positivos, chegando a ser superiores a 20°C indicando que ocorre o processo de degelo no evaporador.

Realizado essa validação em todos os ensaios realizados, foram realizadas as análises de consumo de energia elétrica durante 24h. A Figura 72 apresenta os valores obtidos para cada um dos 3 ensaios realizados em cada cenário.

Figura 72 - Consumo energia elétrica em 24h obtidos para cada cenário proposto.



Fonte: O Autor (2023).

Foi observado um comportamento bem similar entre os ensaios realizados em cada cenário, apresentando desvios padrões bem pequenos como pode ser observado na Tabela 18. O maior desvio padrão foi para a mistura HFC134/HFO 1234yf 137g com o valor de 0,049 kWh.

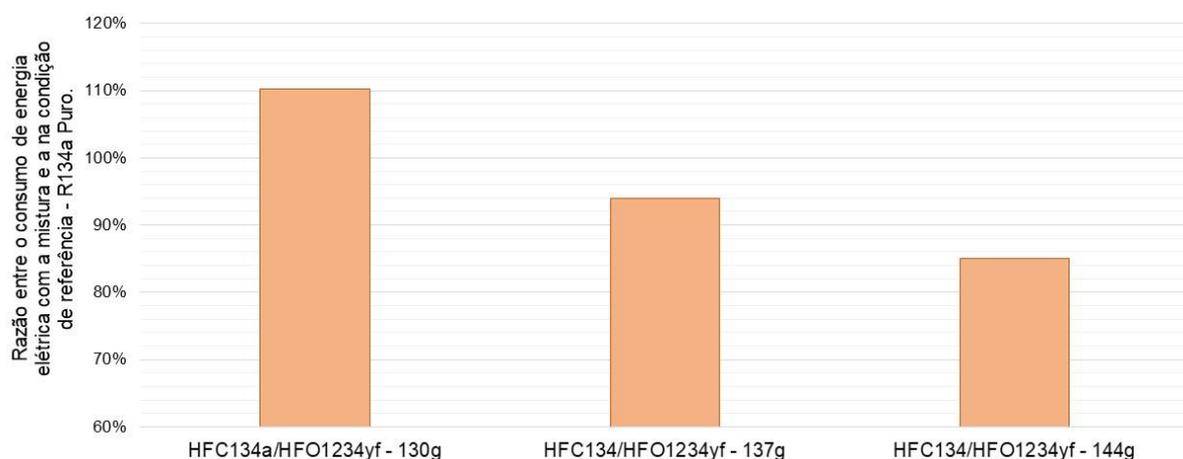
Tabela 18 - Média dos consumos de energia elétrica em 24h.

Fluido	Consumo médio em 24h [kwh]	Desvio Padrão [kWh]
HFC 134a (Puro) - 137g	1,66	0,020
HFC134/HFO 1234yf - 130g	1,83	0,015
HFC134/HFO 1234yf - 137g	1,56	0,049
HFC134/HFO 1234yf - 144g	1,41	0,040

Fonte: O Autor (2023).

Observando a Figura 72 e Tabela 18, percebe-se que os maiores valores de consumo elétrico foram obtidos com a utilização de 130g da mistura binária. Apesar de ter obtido uma redução da potência real, esse cenário fez com que o compressor ficasse mais tempo acionado em relação aos dois últimos cenários. Por outro lado, no cenário 4 e no cenário 5, observa-se uma redução no consumo em relação ao consumo em 24h. Essas reduções podem ser mais bem observadas na Figura 73, quando foi realizada uma razão entre as médias do consumo elétrico em 24h entre os cenários propostos e a condição de referência.

Figura 73 - Razão entre as médias do consumo de energia elétrica em 24h dos experimentos com a mistura e com o HFC 134a puro.



Fonte: O Autor (2023).

A Figura 73, demonstra que o aumento da mistura binária quando utilizada 130g representou um aumento de 10% no consumo de energia elétrica em relação a condição de referência com HFC 134a puro - 137g, enquanto a utilização de 137g da mesma mistura proporcionou uma redução média de 6%. Utilizando 144g essa redução chega a 15%. O comportamento dos resultados apresentados, mostra que não existe uma linearidade entre a carga de fluido e o consumo durante as 24h.

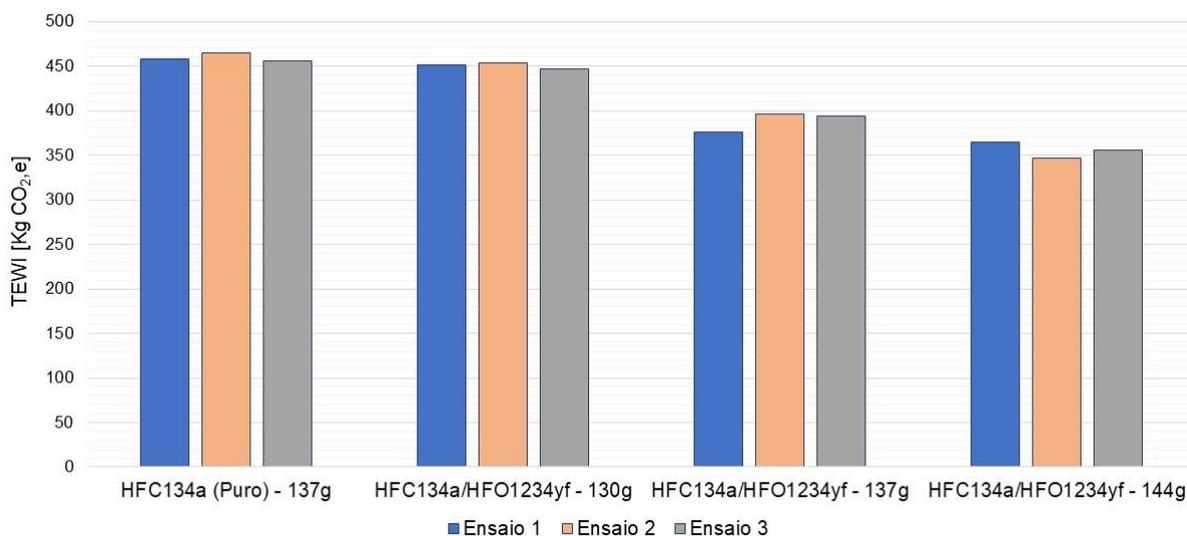
5.1.12 Avaliação do impacto ambiental

A avaliação do impacto ambiental foi realizada pela metodologia TEWI e pela metodologia LCCP, sendo a segunda baseada na primeira, porém sendo mais abrangente e levando em consideração todas as emissões de gases que contribuem ao aquecimento global durante toda a vida útil do produto, desde sua concepção. Ambas contabilizam contribuições diretas e indiretas ao aquecimento global durante a operação de um refrigerador. A análise foi realizada para condição de operação do refrigerador no Brasil.

5.1.12.1 Análise TEWI

A análise TEWI é uma referência para a avaliação do total de emissões e oferece uma ótima avaliação para emissão de gases de aquecimento global na atmosfera. Com isso, foram realizadas análises TEWI em cada um dos experimentos realizados com o fluido padrão de referência e com a mistura binária em seus diversos cenários, tomando base os dados obtidos na bibliografia e apresentados no subtópico 4.4.5. Os resultados encontrados são apresentados na Figura 74.

Figura 74 - Emissão total obtida pela análise TEWI em cada experimento dos cenários propostos.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se semelhança entre os resultados encontrados e que estes estão relacionados aos resultados do consumo elétrico do equipamento em 24h. A redução do consumo elétrico impactada pela utilização da mistura HFC134/HFO 1234yf 137g como fluido refrigerante contribui significativamente para redução da emissão dos gases com contribuição para o aquecimento global, o valor médio para esse cenário foi de 388,92 Kg CO_{2,e}, enquanto a utilização do HFC 134a puro proporciona uma emissão de 459,86 Kg CO_{2,e} durante a vida útil do equipamento. Por outro lado, cenários que apresentaram aumento do consumo de energia elétrica, como HFC134/HFO 1234yf 130g, proporcionaram valores próximos ao HFC 134a puro na emissão de CO₂ na natureza, chegando a um valor médio de 450,57 Kg CO_{2,e}.

O HFC 134a possui um alto GWP, com isso, a parcela que representa as emissões diretas possui contribuições significativas em relação ao impacto oferecido pelo consumo de energia elétrica. Esse valor não passa a representar uma proporção ainda maior, devido principalmente a carga de fluido refrigerante ser pequena no refrigerador. A diferença entre os impactos diretos e indiretos pode ser observado ao analisar o TEWI médio em cada cenário e apresentado na tabela 19.

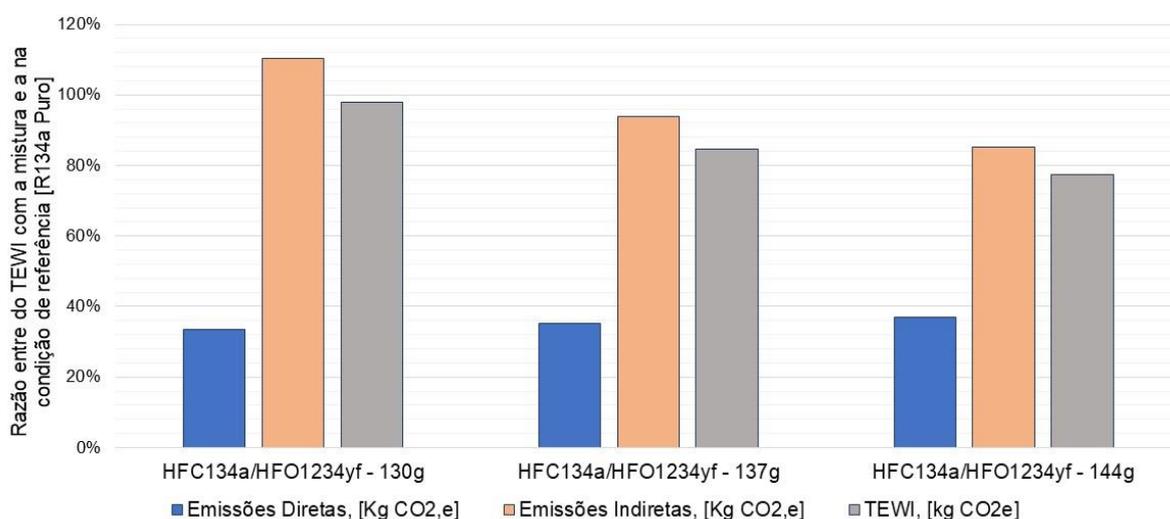
Tabela 19 - Análise das emissões diretas e indiretas no TEWI.

Cenário	ED _{TEWI} [Kg CO _{2,e}]	EI _{TEWI} [Kg CO _{2,e}]	ED _{TEWI} /EI _{TEWI} [%]
HFC 134a (Puro) - 137g	73,47	386,39	19,0
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	24,53	426,04	5,8
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	25,85	363,07	7,1
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	27,17	328,86	8,3

Fonte: O Autor (2023).

Conforme mostrado na tabela as contribuições das emissões diretas representam uma faixa entre 5,8 e 19% dos resultados das emissões indiretas obtidos para os cenários propostos. Vale afirmar que o maior impacto ambiental ocasionado pela utilização de um refrigerador é proporcionado pelo consumo de energia elétrica, devido principalmente a baixa quantidade fluido refrigerante utilizado nesses equipamentos. No entanto, o Brasil é conhecido como por ter uma matriz energética limpa, com baixas taxas de liberação de gases poluentes na atmosfera no processo de geração de eletricidade, permitindo que a redução das emissões diretas impacte de forma positiva nos resultados, quando comparados a proporção das emissões totais. A Figura 75 apresenta a razão entre as emissões de gases, segundo a análise TEWI, para a mistura binária de fluidos refrigerantes e para o HFC 134a puro.

Figura 75 - Razão entre o TEWI encontrado para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a puro.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se, por meio da análise TEWI, uma redução nas emissões de gases prejudiciais ao aquecimento global de 15,4% para o cenário 4 e 22,6% para o cenário

5, em relação ao cenário de referência com HFC 134a Puro. Analisando somente as emissões diretas, percebe-se uma redução significativa na emissão de gases quando utilizada a mistura binária. A maior proporção encontrada foi 37% das emissões do HFC 134a, resultado encontrado no cenário 5. Para o cenário 4 a emissão de dióxido de carbono representa 35,2% dos valores encontrados na condição de referência com HFC 134a Puro. Apesar do maior consumo de energia elétrica no cenário utilizando HFC134a/HFO1234yf 130g ter impactado em maiores emissões indiretas, percebe-se que a redução ocasionada nas emissões diretas permitiu uma compensação, afetando nas emissões totais, apresentando um bom resultado no final da análise TEWI.

Os pontos fracos desta análise realizada neste subtópico se encontram na dificuldade da avaliação de parâmetros como as taxas de vazamentos, a recuperação e reciclagem de fluidos e materiais usados na fabricação do refrigerador, além da liberação de gás carbônico durante a produção de energia elétrica. Além disso, é ignorado fases do ciclo, como fabricação e transporte do refrigerador. Com isso, foi realizado também neste trabalho uma avaliação utilizando a metodologia LCCP, que é baseada na TEWI, porém mais abrangente, avaliando as emissões não contabilizadas na TEWI.

5.1.12.2 Análise LCCP

O LCCP é uma avaliação mais abrangente que o TEWI e nela passamos a incorporar a emissões de gases incorporada à fabricação de materiais do produto e seus descartes no fim da vida útil do equipamento. Dentro dos resultados apresentados neste subtópico será encontrado emissões menores relacionadas a vazamentos de transporte e na fabricação e emissões de dióxido de carbono na fabricação do fluido refrigerante. Partindo das proporções de massa de cada material de composição de um refrigerador e a quantidade CO₂ produzido por kg de material virgem fabricado apresentadas na Tabela 12 e 13 foram encontrados valores de massa e as emissões de dióxido de carbono relacionadas a produção [$E_{mat_{vir}}$] e a futura reciclagem do material [$E_{mat_{rec}}$] utilizados na fabricação do refrigerador. Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 20.

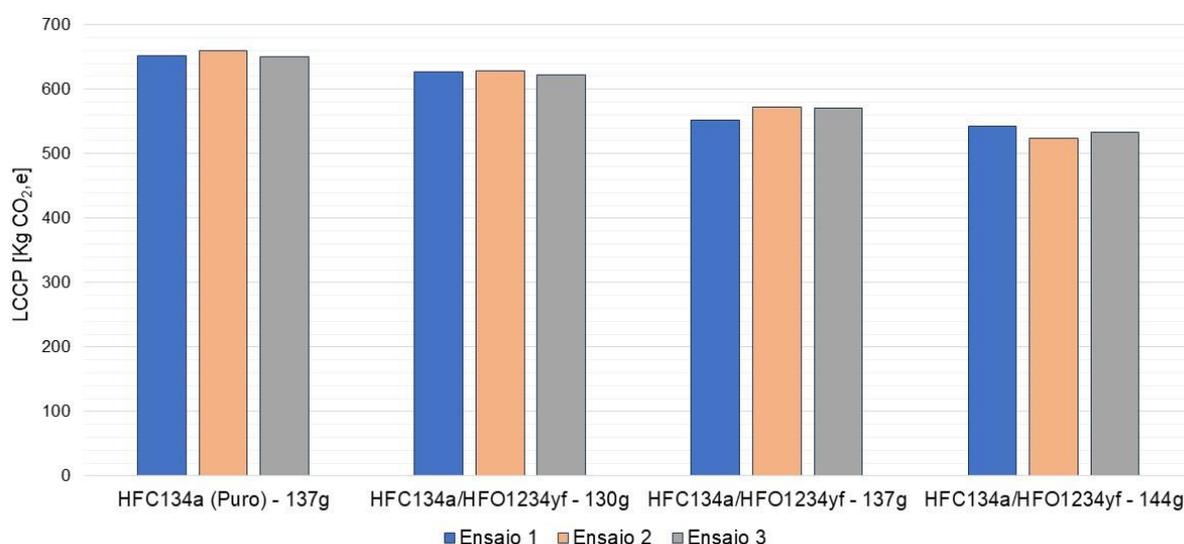
Tabela 20 - Massa e emissões de dióxido de carbono relacionadas a produção e a futura reciclagem do material utilizados na fabricação do refrigerador.

Material	Mmv [kg]	Emat _{vir} [Kg CO _{2,e} /Kg]	Emat _{rec} [Kg CO _{2,e} /Kg]
Aço	35,3	63,57	2,47
Alumínio	3,5	44,23	0,25
Cobre	1,5	4,37	0,10
Plástico	5,4	15,12	0,05
Poliuretano	8,3	33,43	0,08
Total	54	160,72	2,96

Fonte: O Autor (2023).

A Figura 76 apresenta os resultados da avaliação LCCP encontrados em cada ensaio dos cenários propostos.

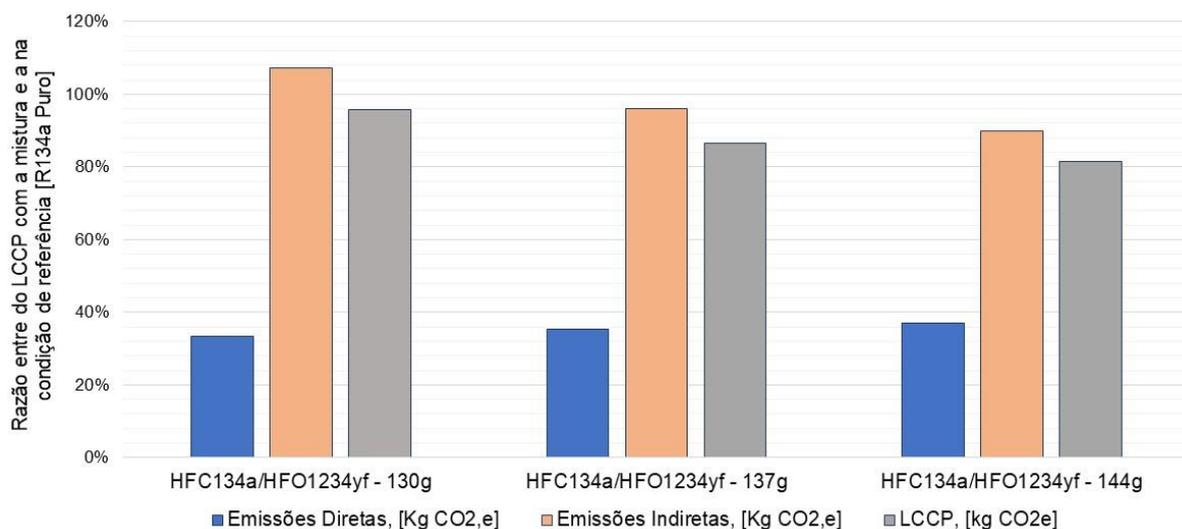
Figura 76 - Emissão total obtida pela análise LCCP em cada experimento dos cenários propostos.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se uma semelhança entre os resultados dos experimentos em cada cenário, com pequenas flutuações. Essas pequenas variações nos resultados são influenciadas diretamente pelo consumo de energia elétrica e pelo erro do instrumento utilizado na medição. Comportamento semelhante a avaliação TEWI é verificado na figura, indicando uma redução da quantidade de emissões de dióxido de carbono quando utilizada a mistura binária com 137g e 144g. Esses resultados podem ser mais bem retratados pela Figura 77, que compara o aumento ou redução do LCCP médio para cada cenário em função da condição de referência com HFC 134a puro.

Figura 77 - Razão entre o LCCP encontrado para a mistura HFC 134a/HFO 1234yf e para HFC 134a.



Fonte: O Autor (2023).

Ao analisar o gráfico acima, percebe-se que as emissões diretas de dióxido de carbono para mistura binária estão na faixa de 33,5-38,24% do HFC 134a puro. Para o cenário com HFC 134a/HFO 1234yf – 137g o valor encontrado representa 35,3% do HFC puro. Quando utilizado 144g da mistura esse valor chega a 37,1%. Ao analisar os resultados totais da avaliação LCCP percebe-se que o resultado encontrado com o cenário 4 é 13,6% menor que os valores encontrados para utilização do HFC 134a puro. Para o cenário 5 essa redução é de 18,5%. Observa-se, portanto, que os desvios percentuais mantêm a tendência em função da carga de massa da mistura binária, tanto pela abordagem TEWI quanto pela LCCP. Assim como na análise TEWI, a relação entre as emissões diretas e indiretas obtidas, permitem concluir que boa parte da emissão de gases de efeito estufa se dá pelo consumo de energia elétrica e sua geração, seja para o uso do equipamento ou na produção de descarte de materiais e refrigerante, conforme pode ser observado na Tabela 21.

Tabela 21 - Análise das emissões diretas e indiretas na LCCP.

Cenário	ED _{LCCP} [Kg CO _{2,e}]	EI _{LCCP} [Kg CO _{2,e}]	ED _{LCCP} /EI _{LCCP} [%]
HFC 134a (Puro) - 137g	102,97	551,01	18,7 %
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	34,52	591,62	5,8 %
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	36,38	528,75	6,9 %
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	38,24	494,65	7,7 %

Fonte: O Autor (2023).

Percebe-se na Tabela 21 que a maior razão encontrada foi quando utilizada o HFC 134a puro, onde as emissões diretas significam 18,7% das emissões indiretas. Nos cenários propostos com a utilização da mistura binária de HFC 134a/HFO 1234yf os resultados demonstram que as emissões diretas representam na faixa de 5,8% a 7,7% dos valores encontrados pelas emissões indiretas. Essas proporções indicam uma mesma tendência semelhante entre a TEWI e LCCP.

Com o aumento da abrangência na análise LCCP observa-se valores de emissões maiores que os encontrados na análise TEWI. Essas diferenças indicam as emissões de gás carbônico liberadas na produção dos materiais e fluido refrigerante, assim como no descarte desses. Vale, portanto, fazer uma comparação entre os resultados as duas avaliações realizadas.

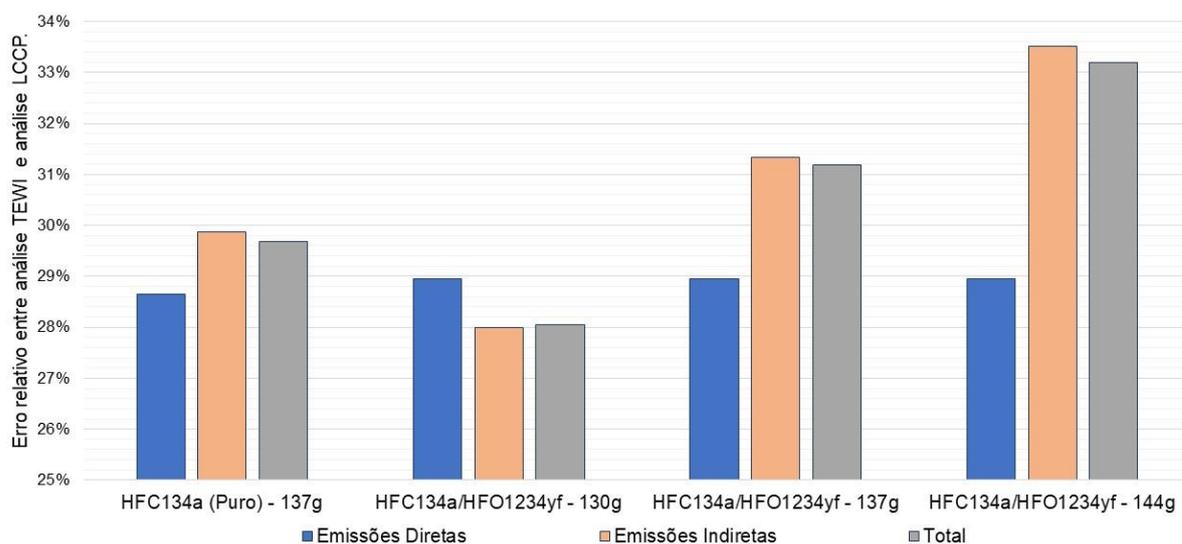
5.1.12.3 TEWI x LCCP

Conforme orientação do IIR (2015) a avaliação LCCP deve ser usada quando uma análise mais profunda do impacto ambiental de uma unidade. Já a avaliação TEWI pode ser usado quando uma análise mais rápida da unidade é desejada. Alguns pontos foram observados durante a análise LCCP, que foram dificuldades relacionadas as taxas de vazamento de fluido e a recuperação do fluido no fim da vida útil e a quantidade de CO₂ liberada na produção e descarte dos materiais utilizados para produção do refrigerador. No entanto, a TEWI inclui as emissões de gases de efeito estufa liberados na produção da energia elétrica consumida pelo refrigerador. Percebe-se então que ambas as metodologias são dependentes da matriz energética do país em que usa o equipamento. No Brasil, a média da produção de CO₂ por kWh gerado no ano de 2022 foi de 0,0426 kg CO_{2,e}/ kWh (BRASIL, 2023). No entanto, países com matrizes energéticas altamente dependente de combustíveis fosseis

retornaram resultados bem mais altos de emissões indiretas, tanto na avaliação TEWI como na avaliação LCCP.

Com finalidade de facilitar a visualização da diferença entre as duas avaliações de impacto ambiental foi comparado o erro relativo da análise mais simples TEWI em relação a análise LCCP. Os resultados encontrados são apresentados na Figura 78.

Figura 78 - Erro relativo [%] entre os resultados encontrados nas análises TEWI e LCCP.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que as diferenças entre as duas avaliações são facilmente percebidas nas emissões diretas, com valores próximos a 30% de erro relativo em todos os cenários, impactados pelo vazamento de fluido refrigerante no fim da vida útil e pelo GWP_{adp} que mede as consequências da decomposição do refrigerante na atmosfera e os efeitos da degradação deste, esses pontos não são verificados na análise TEWI. Ao analisarmos as emissões indiretas pode ser verificado que o CO_2 liberado na produção e descarte de materiais e fluido refrigerante encontramos erros relativos na faixa entre 30 e 33,5%. Com isso, a união das emissões diretas e indiretas, permite que o resultado da comparação entre o total da análise TEWI em relação a análise LCCP siga a tendência de erro relativo próximo a 30% em todos os cenários analisados.

Contudo, conclui-se que para o caso desse refrigerador a análise TEWI é viável de forma aproximada e não exata. A análise LCCP traz um aumento na complexidade do cálculo e se torna necessário quando se necessita de resultados mais detalhados, para isso é necessário a obtenção de informações mais diretas e precisas do

equipamento, pois baseado na bibliografia, muitas das vezes esses valores são incertos, generalizados e não tão precisos.

Vale ressaltar que a análise engloba o consumo de todo equipamento de refrigeração, incluindo o funcionamento do compressor e o processo de degelo por meio de resistência elétrica, esse último, que por sua vez aumenta consideravelmente o consumo de eletricidade. Desta forma, visto uma dependência muito grande do consumo de energia elétrica para os impactos ambientais, entende-se que refrigeradores que não dispõem de tal funcionalidade de descongelamento automático produzem menores quantidades de Kg CO₂ para o meio ambiente ao longo da sua vida útil.

5.1.13 Propagação das Incertezas Experimentais

Todas as medições para avaliação de uma grandeza apresentam erros que estarão associados a teoria ou ao aparato experimental, sendo introduzidos em todas as etapas do teste e atrapalham a capacidade de determinação do valor verdadeiro da variável medida. Por isso, o valor verdadeiro de uma medição é fornecido pelo valor médio da amostra e pela incerteza desse valor, conforme detalhado no tópico 3.6.

Dessa forma, o estudo de propagação da incerteza experimental dá confiabilidade aos resultados exibidos neste capítulo. Nessa seção serão apresentados os cálculos da incerteza baseado no modelo apresentado tanto em Holman (2012), quanto em Frigliola e Beasley (2007) e detalhado no subtópico 4.4.6 do capítulo referente a metodologia desse trabalho. A Tabela 22 apresenta os resultados dos cálculos de propagação de erros.

Tabela 22 - Propagação das incertezas das variáveis.

Parâmetro	Incerteza experimental
Temperatura	$\pm 0,75\%$
Entalpia	$\pm 0,90\%$
Entropia	$\pm 0,90\%$
Volume específico	$\pm 0,90\%$
Consumo elétrico em 24h	$\pm 2,23\%$
Vazão mássica Teórica	$\pm 0,984\%$
Vazão mássica Real	$\pm 5,05\%$
Capacidade Frigorífica	$\pm 0,005\% \leq u_{\dot{Q}_e} \leq \pm 0,006\%$
Taxa de calor liberado no condensador	$\pm 0,005\% \leq u_{\dot{Q}_c} \leq \pm 0,006\%$
Potência de compressão isentrópica	$\pm 4,36\% \leq u_{\dot{W}_s} \leq \pm 7,16\%$
Eficiência isentrópica do compressor	$\pm 4,47\% \leq u_{\eta_c} \leq \pm 7,23\%$
Coefficiente de Performance isentrópico	$\pm 4,36\% \leq u_{COP_s} \leq \pm 7,16\%$
Coefficiente de Performance real	$\pm 1,00\%$
Superaquecimento e Subresfriamento	$\pm 0,90\%$
Eficiência Volumétrica	$\pm 5,15\%$
Capacidade Volumétrica de Refrigeração	$\pm 5,637\% \leq u_{\dot{Q}_{vol}} \leq \pm 5,919\%$

Fonte: O Autor (2023).

O apêndice B apresenta o detalhe de todos os cálculos realizados para obtenção dos resultados apresentados na Tabela 22.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho avaliou experimentalmente o comportamento termodinâmico de um equipamento de refrigeração residencial, utilizando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, com uma mistura binária de fluido refrigerante de baixo impacto ambiental com o HFC 134a/HFO 1234yf [35%/65%] como substituto do HFC 134a puro. Foram analisados diversos aspectos termodinâmicos, como velocidade de resfriamento, superaquecimento, sub-resfriamento, capacidade frigorífica, potência de compressão, COP, capacidade Volumétrica, Temperatura de descarga e eficiência isentrópica. Além disso, foi observado o consumo de energia elétrica em 24h, contendo pelo menos um processo de degelo durante esse período.

Foram realizados 3 ensaios para cada um dos cenários estabelecidos na metodologia do trabalho. A massa da mistura binária utilizada variou de 116g até 144g. Todos os ensaios foram realizados em uma câmara de padronização construída, onde a temperatura de ensaio do ambiente foi mantida em $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e a umidade relativa do ar entre 45 e 75%. A bancada de ensaio foi construída a partir de pequenas modificações realizadas em um refrigerador doméstico *frost-free* disponível do mercado brasileiro.

Como condição de referência e base para o efeito comparativo foi realizado ensaios no refrigerador utilizando o fluido original HFC 134a com 137g. Quando utilizado HFC 134a/HFO 1234yf [35%/65%] com as cargas de massa de 137g e 144g foram obtidos resultados semelhantes na análise do ciclo termodinâmico. Para velocidade de resfriamento da temperatura da mistura de água e álcool colocada no gabinete superior, observou-se uma redução de 19,27% no tempo gasto para atingir -18°C quando utilizado o HFC 134a/HFO 1234yf com 137g. A utilização da mistura binária com massa 116g e 123g não proporcionou redução da temperatura no recipiente de álcool/água colocada nos compartimentos superior e inferior. Sem o retorno esperado, ambos cenários foram excluídos das análises em regime permanente e consumo de energia elétrica.

Na segunda etapa dos ensaios foram realizadas análises dos parâmetros termodinâmicos. A capacidade frigorífica do HFC 134a/HFO 1234yf com 137g é equivalente a 99% daquela obtida com HFC 134a puro na condição de referência. Considerando a faixa de erro encontrada através da análise da propagação, percebe-se que existe praticamente uma igualdade entre os resultados obtidos para esse

cenário e condição de referência. Para potência de compressão real, nestas mesmas condições, verificou-se um aumento de 2%. Na condição HFC 134a/HFO 1234yf com 144g esse aumento da potência de compressão chegou a 6%.

O *retrofit* do HFC 134a pela mistura binária HFC 134a/HFO 1234yf com 137g e 144g, proporcionou um aumento da eficiência isentrópica do compressor, proporcionado pelo resfriamento do componente com aumento da massa de fluido refrigerante. Analisando o coeficiente de performance, foram encontrados valores que representam uma leve redução do COP real em relação a condição de referência quando utilizado a mistura binária. Os valores encontrados para misturas binárias com 137g e 144g, representam 97% e 100% do COP real da condição de referência, respectivamente.

A maior temperatura obtida na descarga do compressor, durante a análise em regime permanente, para a condição de referência foi 72,07°C e para o HFC 134a/HFO 1234yf com 137g foi 71,40°C, considerando a margem de erro do sensor de temperatura, uma igualdade nos valores obtidos pode ser considerada. Comparando as médias da temperatura de descarga, quando utilizada mistura binária, observa-se um aumento em relação a condição de referência, de 1% quando utilizada 137g e 5% quando utilizado 144g. Nestes dois cenários, a capacidade volumétrica de compressão obtida representa 99% e 113%, respectivamente, dos resultados obtidos com HFC 134a puro. O pequeno aumento da temperatura de descarga, pode ser justificado pelo aumento em 21% no superaquecimento total médio da mistura binária HFC/HFO em relação a referência. Apesar desse expressivo aumento, o aumento da eficiência isentrópica não permitiu aumento da temperatura de descarga fosse expressivo.

A análise da razão de compressão na utilização da mistura binária com 137g mostra um resultado com 99% da média da razão de compressão do cenário de referência. Quando comparado a esse mesmo cenário, observou-se uma elevação de 7% no subresfriamento médio quando utilizado a mistura HFC/HFO com 137g e 43% quando utilizado a mistura HFC/HFO com 144g.

Observado o consumo de energia elétrica em 24h, percebe-se uma redução média em 6% na utilização da mistura binária com 137g em relação ao HFC 134a puro. Essa redução chega a 15% quando ajustado a massa do HFC 134a/HFO 1234yf para 144g. Com esses resultados, foi realizado uma avaliação do impacto ambiental. A análise através das metodologias TEWI permitiu observar uma redução nas

emissões de gases prejudiciais ao aquecimento global de 15,4% para a mistura binária utilizando 137g e 22,6% quando aumentado a massa para 144g, ambas em relação ao cenário de referência com HFC 134a Puro. Para os mesmos cenários os valores de emissão de gases utilizando a metodologia LCCP, que é mais abrangente que a TEWI, obteve-se reduções em relação ao cenário de referência de 13,6% e 18,5%, respectivamente.

Portanto, conclui-se que, a utilização da mistura binária com HFC 134a/HFO 1234yf, nas proporções de 35/65%, com baixo GWP, é viável como substituto para o HFC 134a em refrigeradores domésticos *frost-free*, desde que seja mantida a mesma massa de fluido refrigerante ou aumentada, como foi observado os resultados positivos ao utilizar as quantidades de 137g e 144g da mistura binária. Por outro lado, a utilização da mistura binária permitiu também uma redução dos impactos ambientais causados pela utilização de fluidos refrigerantes com altos GWP.

Para trabalhos futuros, sugere-se a realização de ensaios utilizando novos fluidos refrigerantes HFO's e novas misturas binárias com outros fluidos já encontrados o mercado. Também pode ser realizado uma melhor investigação do comportamento do desempenho termodinâmico, desenvolvendo novas misturas binárias com os mesmos fluidos refrigerantes utilizados, porém com mais proporções diferenciadas. Com tudo, surge também a necessidade de padronizar a temperatura e umidade relativa do ar ambiente com melhores condições e estabilidade das propriedades do ar úmido.

REFERÊNCIAS

ANEEL. Resolução Normativa N°956, de 7 de dezembro de 2021. Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional – PRODIST. Modulo 8: Qualidade do Fornecimento de Energia Elétrica. **Agência Nacional de Energia Elétrica**, Brasília, DF, 07 de dezembro de 2021. Disponível em: <<https://antigo.aneel.gov.br/prodist>>. Acesso em: 30 de janeiro de 2023.

AKRAM, M. W.; POLYCHRONOPOULOU, K.; POLYCARPOU, A. A. Tribological performance comparing different refrigerant–lubricant systems: The case of environmentally friendly HFO-1234yf refrigerant. **Tribology International**, v. 78, p. 176-186, 2014.

APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234YF in a domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 106, p. 959-967, 2016.

APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. An experimental investigation of the energetic performances of HFO1234yf and its binary mixtures with HFC134a in a household refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 76, p. 109-117, 2017.

APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. HFOs and their binary mixtures with HFC 134a working as drop-in refrigerant in a household refrigerator: Energy analysis and environmental impact assessment. **Applied Thermal Engineering**, v. 141, p. 226-233, 2018.

BELMAN-FLORES, J.M. *et al.* Experimental study of R-1234yf as a drop-in replacement for R-134a in a domestic refrigerator. **International Journal of refrigeration**, v. 81, p. 1-11, 2017.

BJÖRK, E.; PALM, B.; NORDENBERG, J. A thermographic study of the on-off behavior of na all-refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v.30, p.1974-1984, 2010.

BIRMPILI, T. Montreal Protocola at 30: The Governance structure, the Evolution, and the Kigali Amendment. **Comptes Rendus Geoscience**, v. 350, p. 425-431, 2018.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E.; Série Van Wylen. **Fundamentos de termodinâmica**. 8. Ed. São Paulo: Blucher, 2013. 729p.

BRASIL. Decreto Legislativo N°144, de 20 de junho de 2002. Aprova o texto do Protocolo de Quioto à Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima. **Câmara dos Deputados**, poder legislativo, Brasília, DF, 20 de junho de 2002. Disponível em: <<https://www2.camara.leg.br/legin/fed/decleg/2002/decretolegislativo-144-20-junho-2002-458772-norma-pl.html>>. Acesso em: 25 novembro de 2022.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Protocolo de Quioto**. Disponível em: <<https://antigo.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/protocolo-de-quioto.html>>. Acesso em: 20 setembro de 2022.

BRASIL. Ministério da ciência, tecnologia e inovação. **Fator médio – Inventários corporativos**. Disponível em: < <https://www.gov.br/mcti/pt-br/acompanhe-o-mcti/sirene/dados-e-ferramentas/fatores-de-emissao>>. Acesso em: 08 de março de 2023.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. Secretaria de Mudança do Clima e Florestas. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs-PBH: Treinamento e Capacitação para Boas Práticas em Sistemas de Ar Condicionado do Tipo Janela e Mini-Split**. Brasília, 2017.

CALEJA-ANTA, D *et al.* Drop-in substitutes for R-600a. Experimental evaluation and optimization of a commercial fridge. **Applied Thermal Engineering**, v. 211, p. 118490, 2022.

ÇENGEL, Y. A; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2013. 1018 p.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC editora, 2004. 318 p.

DANFOSS. **Refrigerant Slider**. Disponível em: <https://reftools.danfoss.com/spa/tools#/>. Acesso em: 08 de Janeiro de 2023a.

DANFOSS. **IEC 60335-2-89 Flammable Refrigerant Limit Change**. Disponível em: <https://reftools.danfoss.com/spa/tools#/>. Acesso em: 08 de Janeiro de 2023b.

DATATAKER. **DT80 Series 2 Data Logger**: Intelligent Data Logging Products. 4p. Applications include: p.1.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. São Paulo: Editora Hemus. 2004. 884p.

ECIL TEMPERATURA INDUSTRIAL. **Forno Bat**: Calibrador Portátil para Sensores de Temperatura. Piedade-SP. 1p. Especificações técnicas: p.1.

ECIL TEMPERATURA INDUSTRIAL. **Termopares Tipo K**. Disponível em: <https://ecil.com.br/pirometria-2/termopares/termopar-tipo-k/>. Acesso em: 30 de outubro de 2022.

ELECTROLUX DO BRASIL. **Manual de Instruções Refrigerador T39 e TF39S**. Curitiba: julho de 2018. 23p. Especificações técnicas: p.20.

ELECTROLUX. **Geladeira/Refrigerador Frost Free 310L Branco Electrolux (TF39)**. Disponível em: <<https://loja.electrolux.com.br/geladeira-refrigerador-frost-free-310-litros-branco-tf39-electrolux/p>>. Acesso em 22 ago. 2022.

EMBRACO NIDEC. **Product Selector Software**. Disponível em: < <https://www.embraco.com/wp-content/uploads/2022/08/eu-legislation-update-2022.pdf>>. Acesso em: 20 de janeiro de 2023.

EMBRACO NIDEC. **EU Legislation Update Commercial Refrigeration**. Agosto de 2022. Disponível em: < . Acesso em: 20 de janeiro de 2022.

EPA - UNITED STATES. United States Environmental Protection Agency. **Ozone-Depleting Substances**. Disponível em: < <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/ozone-depleting-substances>>. Acesso em: 15 de Agosto de 2023.

EUROPEAN COMMISSION. **A European Green Deal: Striving to be the first climate-neutral continente**. Disponível em: < https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en>. Acesso em: 15 de outubro de 2022a.

EUROPEAN COMMISSION. **EU legislation to control F-Gases**. Disponível em: < https://climate.ec.europa.eu/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases/eu-legislation-control-f-gases_en>. Acesso em: 15 de outubro de 2022b.

EUROPEAN COMMISSION. F-gas Regulation from 2015, de 14 de abril de 2014. Legislação da EU para controlar gases fluorados. **Official Journal of the European Union, 16 de abril de 2014**. Disponível em: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32014R0517&qid=1608306002561> >. Acesso em: 15 de outubro de 2022.

FISCHER, S. K. Total equivalent warming impact: a measure of the global warming impact of CFC alternatives in refrigerating equipment. **International Journal of Refrigeration**, v. 16, n.6, p. 423-428, 1993.

FLIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E. **Teoria e projeto para medições mecânicas**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007. 483p.

FUKUDA, S.; KONDOU, C.; TAKATA, N.; KOYAMA, S. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, v. 40, p. 161-173, 2014.

FULL GAUGE. **Sitrad**. Disponível em: <http://sitrad413.sitrad.com.br/>. Acesso em 22 ago. 2021.

GAURAV, R. K. Computational energy and exergy analysis of R134a, R1234yf, R1234ze and their mixtures in vapour compression system. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 9, p. 3229-3237, 2018.

GLOBAL ENVIRONMENTAL CHANGE REPORT. A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, vol. 9. p. 24, 1997.

GRECO, A.; VALONI, G. P. Experimental two-phase pressure gradients during evaporation of pure and mixed refrigerants in a smooth horizontal tube. Comparison with correlations. **Heat Mass Transfer**. V.42, p. 709–725, 2006.

GROF, T. UNIDO – United Nations Industrial Development Organization: Montreal Protocol Branch. **Greening of Industry under the Montreal Protocol**. Viena, 2009. 30p.

HIKING. **User Manual Single Phase Smart Meter DDS238-4W**. 15p. Descrição Geral e especificações técnicas: p. 1-2.

Histórico da Previsão do Tempo para Recife-PE. **METEORED TEMPO**. Estação Meteorológica do Aeroporto Internacional Gilberto Freire. Disponível em: <<https://www.tempo.com/recife-sactual.htm>> Acesso em: 20 de junho de 2023.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. 8. ed. New York: LTC, 2012. 739p.

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **PNAD 2014: Indicadores Sociais**. Brasília. 2014.

IIR. International Institute of Refrigeration. **Guideline for Life Cycle Climate Performance**, 2015.

IIR. International Institute of Refrigeration. **Harmonization of Life Cycle Climate Performance Methodology**. 32nd Informatory Note on Refrigeration Technologies. October, 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15502:2005: Household refrigerating appliances – Characteristics and Test Methods**, 2005.

JABARDO, J. M. S.; STOECKER, W. F. **Refrigeração industrial**. 3. Ed. São Paulo: Editora Blucher, 2018. 530p.

JANKOVIĆ, Z.; ATIENZA, J. S.; SUÁREZ, J. A. Ma. Thermodynamic and heat transfer analyses for R-1234yf and R1234ze (E) as drop-in replacements for R-134a in a small power refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 42-54, 2015.

KROOS, K. A.; POTTER, M.C. **Termodinâmica para engenheiros**. 1. ed. São Paulo: CENGAGE Learning, 2015. 620p.

KUMMA, N.; SARATH, S.; KRUTHIVENTI, S.S. HARISH. Exergy and performance analysis of low GWP and Non-flammable HFO based refrigerant mixtures as alternatives to R-134a. **Thermal Science and Engineering Progress**, v.39, p. 101691, 2023.

LEE, Y.; KANG, D.; JUNG, D. Performance of virtually non-flammable azeotropic HFO 1234yf/HFC 134a mixture for HFC 134a applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 4, p. 1203-1207, 2013.

Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2010. NIST Standard Reference Database23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties e REFPROP Version 9.0. NIST, Gaithersburgh MD.

MAIORINO, A.; LLOPIS, R.; DUCA, M.G.D.; APREA, C. Environmental impact assessment of R-152a as a drop-in replacement of R-134a in a domestic refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v.117, p. 132-139, 2020.

MARTINELLI JR, L. C. **Refrigeração**. Panambi: Departamento de Tecnologia UNIJUI-UERGS, 2003. 134p.

MATOS, R. S. **Refrigeração: Material 1 – Introdução**. Curitiba: DEMEC– Universidade Federal do Paraná. Disponível em < https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/1_INTRODUCAO.pdf > Acesso em 04.01.2022.

MCLINDEN, M. O.; KAZAKOV, A.F.; BROWN, J.S.; DOMANSKI, P.A. A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v.38, p. 80–92, 2014.

MENG, Z.; ZHANG, H.; LEI, M.; QIN, Y.; QUIU, J. Performance of low GWP R-1234yf/R-134a mixture as a replacement for R-134a in automotive air conditioning systems. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 116, p. 362-370, 2018.

MOLINAROLI, L.; LUCCHINI A.; COLOMBO, L. P. M. Drop-in analysis of R450A and R513A as low-GWP alternatives to R-134a in a water-to-water heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 135, p. 139-147, 2022.

METEREOMED TEMPO. **Histórico da Previsão do Tempo para Recife**. Disponível em: < <https://www.tempo.com/recife-sactual.htm> >. Acesso em: 05 de junho de 2023.

MORALES-FUENTES, A. *et al.* Experimental study on the operating characteristics of a display refrigerator phasing ou R-134a to R-1234yf. **International Journal of Refrigeration**, v. 130, p. 317-329, 2021.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H., M. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4. ed. São Paulo: Editora LTC, 2002.

MOTA-BABILONI, A. *et al.* Drop-in energy performance evaluation of R-1234yf and R1234ze (E) in a vapor compression system as R-134a replacements. **Applied Thermal Engineering**, v. 71, n. 1, p. 259-265, 2014.

MOTA-BABILONI, A.; MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH, R.; NAVARRO-ESBRÍ, J. Experimental assessment of R-134a and its lower GWP alternative R513A. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p. 682-688, 2017a.

MOTA-BABILONI, A.; MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH, R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. **International Journal of Refrigeration**, v. 82, p. 288-301, 2017b.

MOTA-BABILONI, A. *et al.* Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A. **International Journal of Refrigeration**, v. 91, p. 136-145, 2018.

MOTA-BABILONI, A.; MATEU-ROYO C.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN-CERVERA, A. Experimental comparison of HFO-1234ze(E) and R-515B to replace HFC-134a in heat pump water heaters and moderately high temperature heat pumps. **Applied Thermal Engineering**, v. 196, p. 117256, 2021.

NAVARRO-ESBRÍ, J. *et al.* Experimental analysis of R-1234yf as a drop-in replacement for R-134a in a vapor compression system. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 3, p. 870-880, 2013.

PANESI, R. **Termodinâmica para sistemas de refrigeração e ar condicionado**: com aplicações computacionais EnergyPlus, KETScreen 4, Seletor 2.0, Duplex 3.2 e Visual Basic do Excel 2007. São Paulo: Artliber, 2015. 336p.

PÉRES-GARCÍA, V. *et al.* Experimental study of influence of internal heat exchanger in a chest freezer using R-513A as replacement of r-134a. **Applied Thermal Engineering**, v. 204, p. 117969, 2022.

PIRANI, M. J. **Refrigeração e Ar Condicionado**: Parte I Refrigeração. Salvador: Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal da Bahia, 2005. 244p.

PNUMA e FAO convocam movimento no Brasil para reduzir perdas e desperdícios de alimentos. **UNEP**, Brasília, 30 de setembro de 2021. Disponível em: < <https://www.unep.org/pt-br/noticias-e-reportagens/comunicado-de-imprensa/pnuma-e-fao-convocam-movimento-no-brasil-para-reduzir#:~:text=De%20acordo%20com%20um%20relat%C3%B3rio,outros%20servi%C3%A7os%20alimentares%20em%202019.> > Acesso em: 29 de abril de 2023.

RIGHETTI, G.; ZILIO, C.; LONGO, G. A. Comparative performance analysis of the low GWP refrigerants HFO 1234yf, HFO1234ze (E) and HC600a inside a roll-bond evaporator. **International Journal of Refrigeration**, v. 54, p. 1-9, 2015.

SAWATHA, S. *et al.* Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO2 trans-critical. **Applied Thermal Engineering**, v.111, p. 170-182, 2017.

SEDREZ, P. C.; BARBOSA JR, J. R. Relative permittivity of mixtures of R-134a and R-1234yf and a polyol ester lubricating oil. **International Journal of Refrigeration**, v. 49, p. 141-150, 2015.

SCHURT, L. C. **Modelagem matemática e controle multivariável de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor**. 2009. 113f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Automação e Sistemas) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC, 2009.

SILVA, J. G. **A bela história da refrigeração**. 2018. Disponível em: <<https://jesuegraciliano.wordpress.com/2018/05/05/a-bela-historia-da-refrigeracao/>> Acesso em 04.01.2022.

SILVA, J. G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e climatização**. 3 ed. São Paulo : Artibler editora, 2019. 272p.

SILVA, J. C.; SILVA, A. C. **Refrigeração e climatização para técnicos e engenheiros**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna, 2007. 347p.

SILVA, J. C. **Refrigeração comercial e climatização industrial**. 2. ed. São Paulo: Leopardo Editora, 2013. 365p.

SOBIERAJ, M. *et al.* Development of novel wet sublimation cascade refrigeration system with binary mixtures of R744/R32 and R744/R290. **Applied Thermal Engineering**, v. 196, p. 117336, 2021.

UNEP. **The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**. Disponível em: < <https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol>>. Acesso em: 25 de novembro de 2022.

UNITED NATION CLIMATE CHANGE. Convenção-Quadro sobre a mudança do Clima - UNFCCC. **What is the Kyoto Protocol?** Disponível em: <https://unfccc.int/kyoto_protocol> Acesso em: 10 de outubro de 2022a.

TESTO. **Manifold Digital Texto 557**: Manual de Instruções. 37p. Dados técnicos: p.7-8.

WANTHA, C. Analysis of heat transfer characteristics of tube-in-tube internal heat exchangers for HFO-1234yf and HFC-134a refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 157, p. 113747, 2019.

WIRZ, D. **Refrigeração Comercial para técnicos em ar condicionado**. São Paulo: CENGAGE Learning, 2011. 479p.

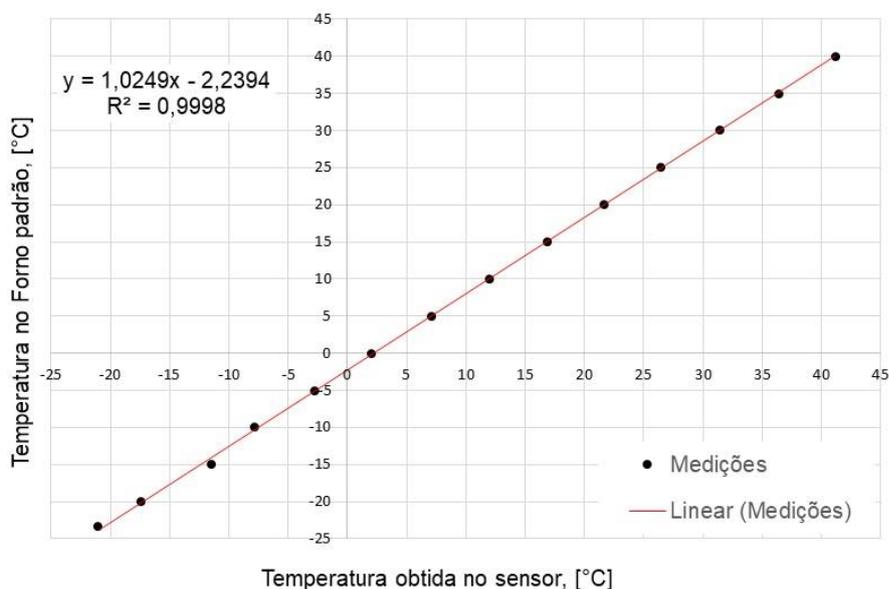
YANG, Meng *et al.* Experimental study on R-1234yf/R-134a mixture (R513A) as R-134a replacement in a domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, p. 540-547, 2019.

ZHAO, Y. *et al.* Azeotropic refrigerants and its application in vapor compression refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 108, p. 1-13, 2019.

APÊNDICE A – CURVA DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES E TERMORESISTÊNCIAS

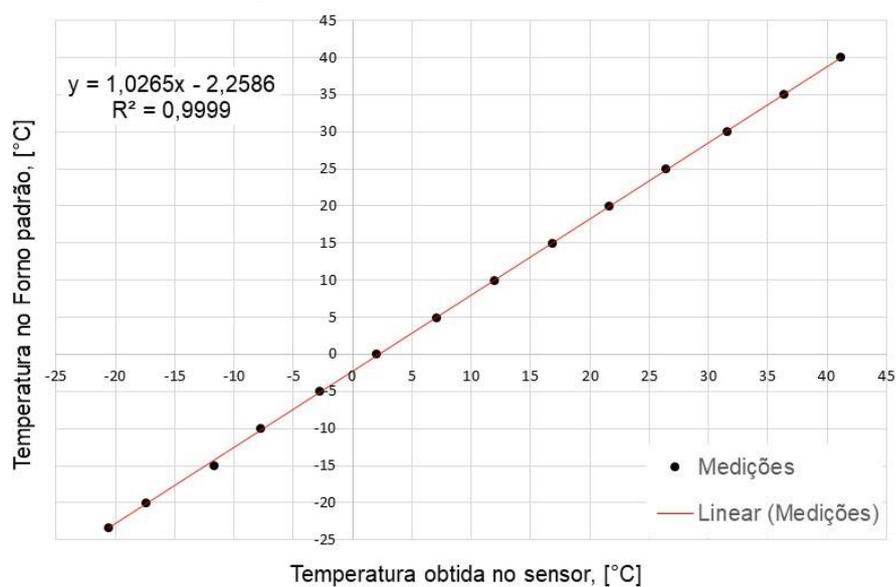
A calibração e verificação dos sensores medidores de temperatura foram feitas através da utilização de um forno calibrador portátil da marca ECIL, modelo FORNO BAT, utilizando o bloco de baixas temperaturas com precisão $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$. Os dados do forno foram utilizados como dados de temperatura de referência e tomados como padrão. Os sensores de 1 a 11 foram calibrados na faixa de $-23,4^{\circ}\text{C}$ [temperatura mínima atingida pelo forno calibrador] a 40°C e os sensores 12 a 15 na faixa de -5°C a 90°C . As Figuras de A.1 a A.15 mostram as curvas de calibração obtidas na etapa de calibração.

Figura A. 1 - Sensor de Temperatura 1



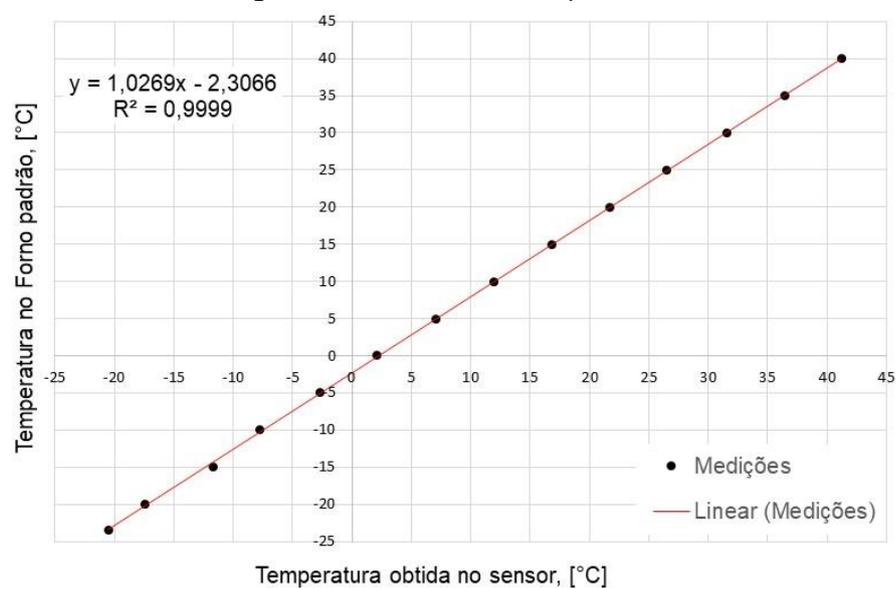
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 2 - Sensor de Temperatura 2



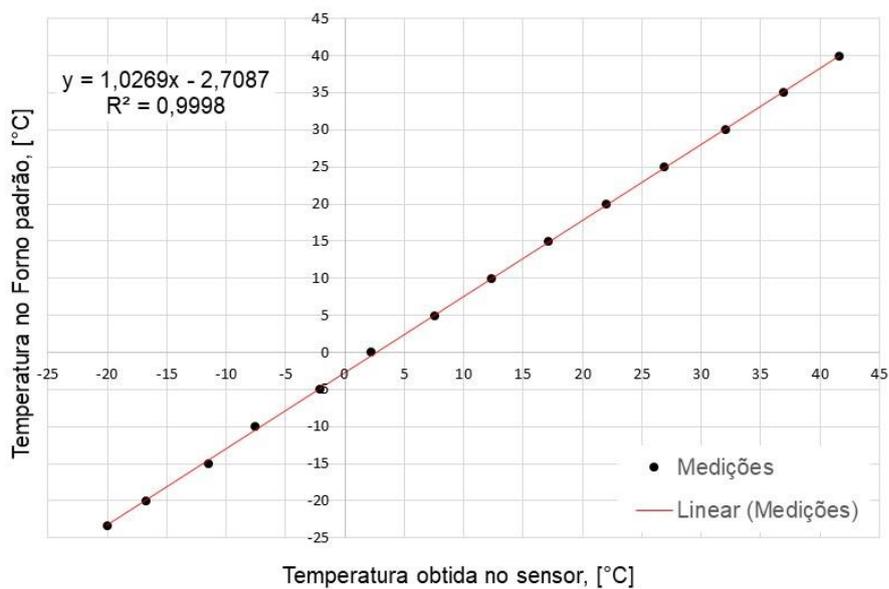
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 3 - Sensor de Temperatura 3



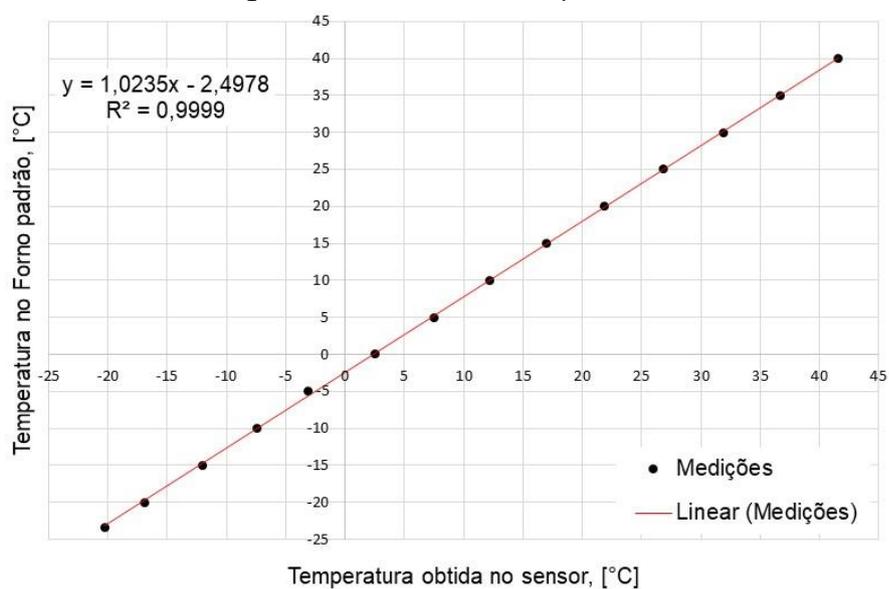
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 4 - Sensor de Temperatura 4



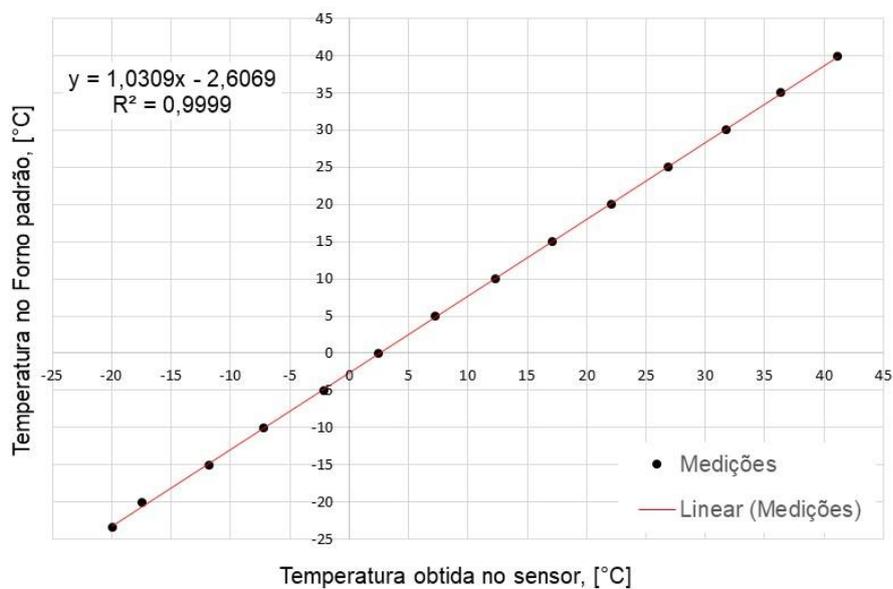
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 5 - Sensor de Temperatura 5



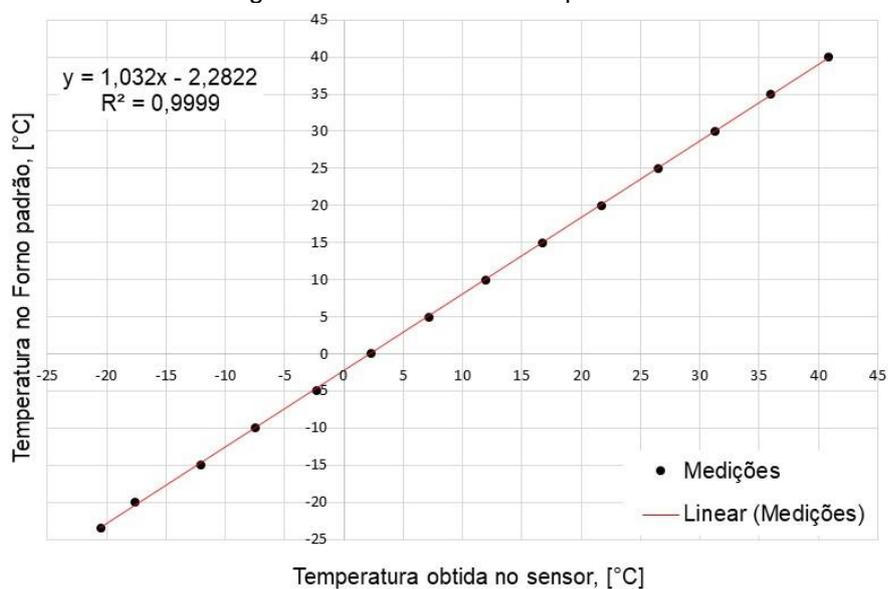
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 6 - Sensor de Temperatura 6



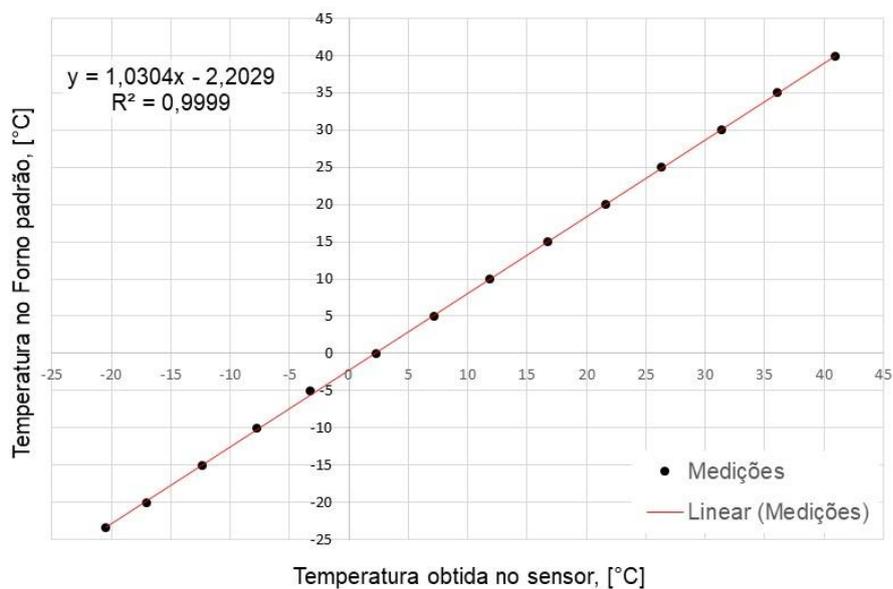
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 7 - Sensor de Temperatura 6



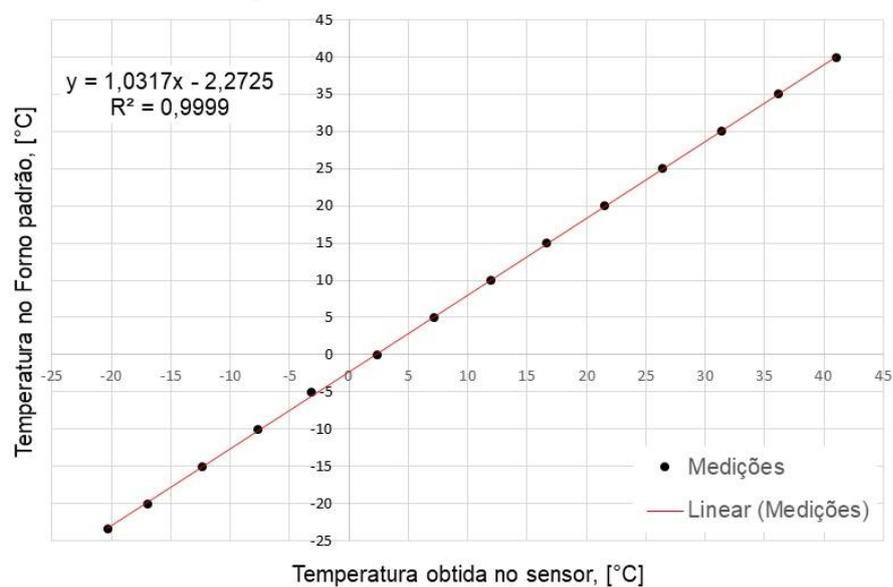
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 8 - Sensor de Temperatura 8



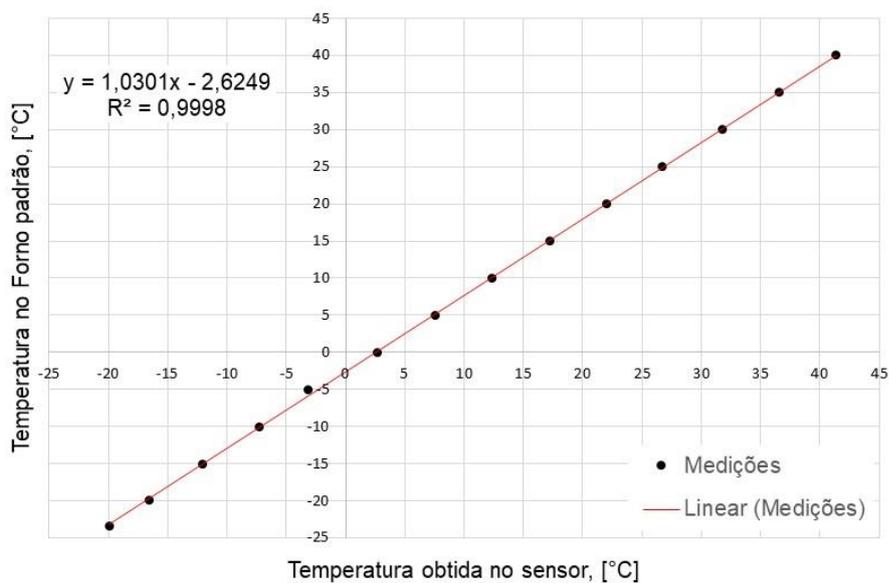
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 9 - Sensor de Temperatura 9



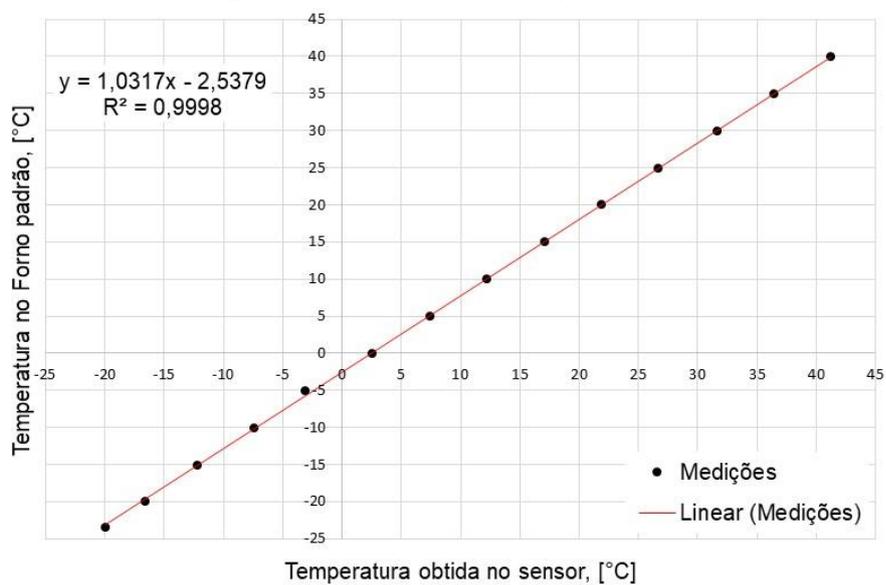
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 10 - Sensor de Temperatura 10



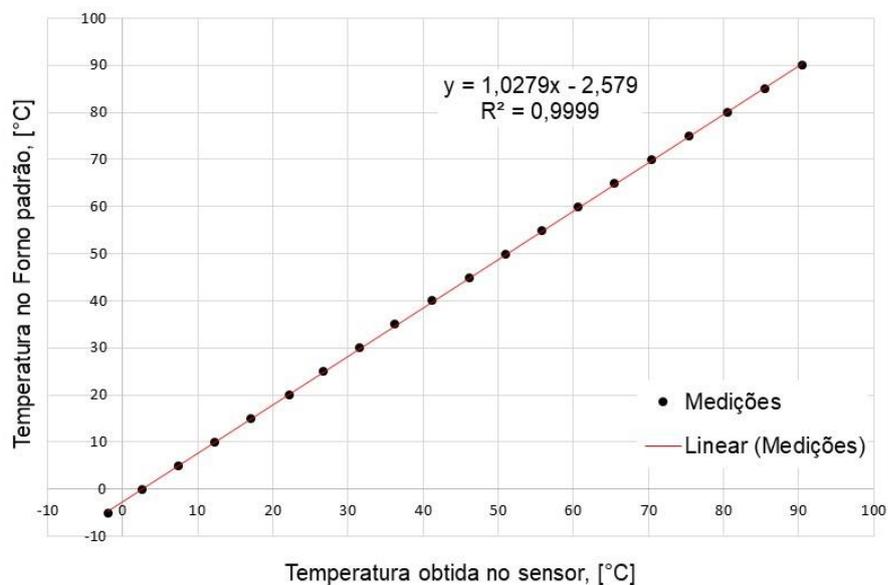
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 11 - Sensor de Temperatura 11



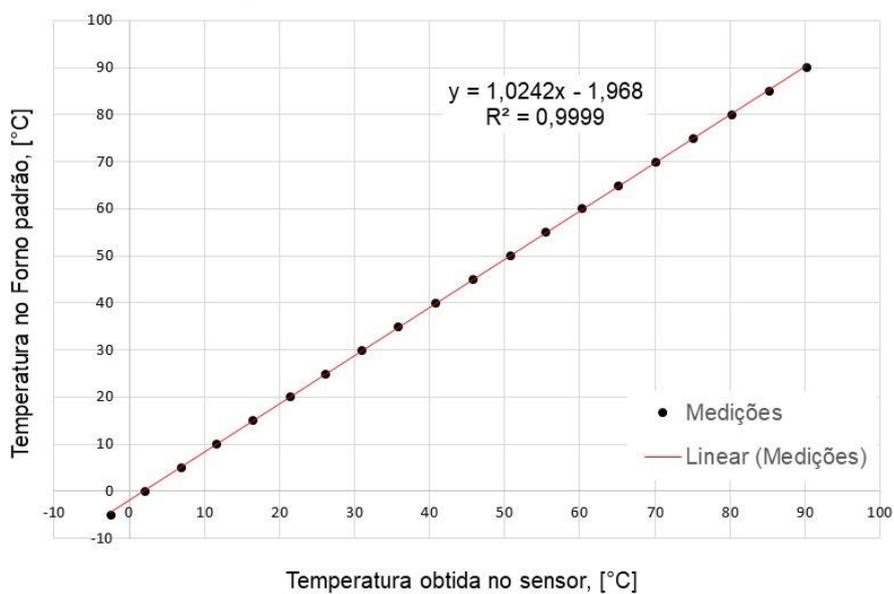
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 12 - Sensor de Temperatura 12



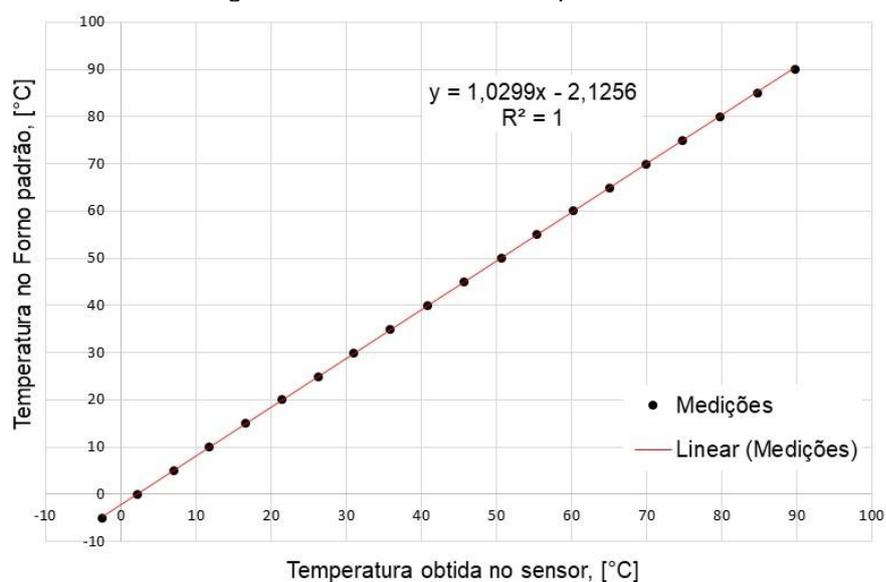
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 13- Sensor de Temperatura 13



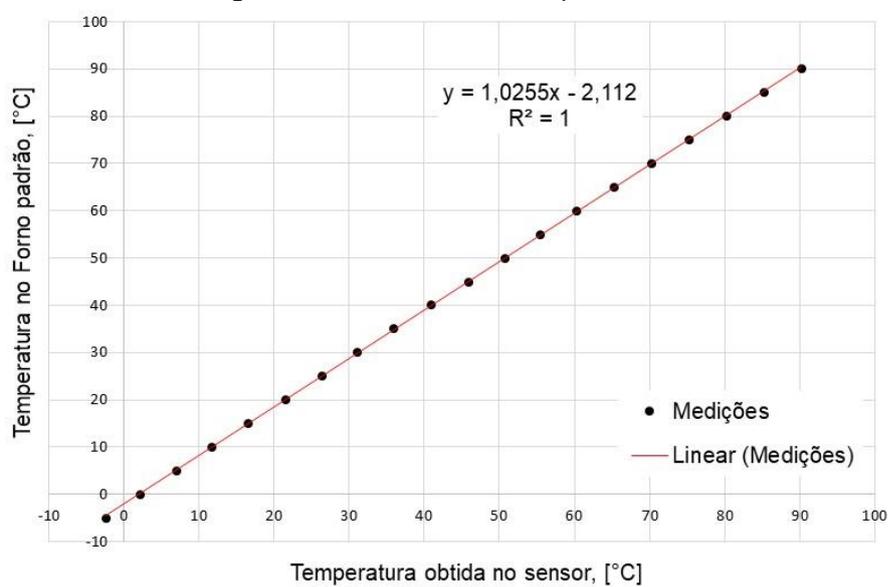
Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 14 - Sensor de Temperatura 14



Fonte: O Autor (2023).

Figura A. 15 - Sensor de Temperatura 15



Fonte: O Autor (2023).

APÊNDICE B – ANÁLISE DA INCERTEZA E PROPAGAÇÃO DOS ERROS.

Nesta seção serão apresentados os cálculos realizados para incerteza experimental e propagação de erros baseado no modelo apresentado por Holman (2012) e por Frigliola e Beasley (2007). Os resultados aqui obtidos foram apresentados na Tabela 22.

Como apresentado no subtópico 4.4.6., sendo o resultado R função das variáveis independentes x_1, x_2, \dots, x_n , ou seja:

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

Onde,

n é o número de variáveis envolvidas.

Sua incerteza u_R reflete a contribuição individual das incertezas individuais de forma como elas são propagadas no resultado e é dada por:

$$u_R = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} u_{\bar{x}_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

Onde, cada $u_{\bar{x}_i}, i = 1, 2, \dots, n$ representa a incerteza associada com a melhor estimativa de x_i e assim por diante até chegar em x_n .

B.1 INCERTEZA DA TEMPERATURA

Os valores de temperatura lidos e utilizados para os cálculos apresentam erros associados que irão refletir nos dados experimentais e resultados termodinâmicos. A incerteza real dos termopares é em função de duas grandezas, uma da temperatura obtida no forno calibrador e outra da temperatura obtida por meio do conjunto termopar/data logger.

$$T_r = f(T_{cal}, T_{ter+log}) \quad (B.1)$$

Onde,

T_r = Temperatura real;

T_{cal} = Temperatura no forno calibrador;

$T_{ter+log}$ = Temperatura pelo conjunto termopar e data logger.

A incerteza do forno calibrador é de $\pm 0,05^\circ\text{C}$, do data logger $\pm 0,035^\circ\text{C}$ e de cada termopar de temperatura é de $\pm 2,2^\circ\text{C}$. Aplicando a Equação 37 chegaremos a:

$$u_T = \pm \left[u_{T_{cal}}^2 + u_{T_{ter}}^2 + u_{T_{log}}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.2})$$

$$u_T = \pm 2,2^\circ\text{C}$$

Aplicando a análise de propagação de incerta nos medidores de temperatura, pode-se dizer que as temperaturas lidas pelo instrumento apresentam uma variação de $\pm 2,2^\circ\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$.

B.2 INCERTEZA DA PRESSÃO

O manifold digital Testo 557 já vem calibrado de fábrica, com uma resolução de 0,1 psi e precisão de $\pm 0,5\%$ do valor final (± 1 dígito). Portanto, pode-se considerar uma incerteza de $\pm 0,005$ psi.

B.3 INCERTEZA DOS DEPENDENTES DA PRESSÃO E TEMPERATURA

A informação coletada para o volume específico na entrada do compressor ($v_{1'}$) no REFPROP 9.0 é função da temperatura e da pressão na linha de sucção a frente do compressor, portanto:

$$v_{1'} = f(T_{1'}, P_{1'}) \quad (\text{B.3})$$

De acordo com a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação de erro para o volume específico será dada por:

$$u_{v_{1'}} = \pm \left[u_{T_{1'}}^2 + u_{P_{1'}}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.4})$$

$$u_{v_{1'}} = \pm 0,90\%$$

Assim como o volume específico outros parâmetros termodinâmicos são dependentes da pressão e temperatura, como a entalpia e entropia. Portanto, $u_{v_1'} = u_h = u_s = \pm 0,90\%$.

B.4 INCERTEZA DA POTÊNCIA ELÉTRICA E DO CONSUMO ELÉTRICO EM 24H

Segundo os dados apresentados pela HIKING, fabricante Wattímetro utilizado, a precisão para medição de potência ativa real, que é a utilizada na análise em regime permanente, é de $u_{\dot{W}_r} = \pm 1\%$.

Considerado que o consumo elétrico em 24h é obtido em função do mesmo instrumento utilizado e que esse parâmetro é obtido pelo Wattímetro em função da soma da potência ativa e reativa durante às 24h, temos que:

$$E_{cons} = \dot{W}_{ativa} + \dot{W}_{reativa} \text{ (durante 24h)} \quad (\text{B.5})$$

De acordo com a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação de erro para a energia consumida será dada por:

$$u_{E_{cons}} = \pm \left[u_{\dot{W}_{ativa}}^2 + u_{\dot{W}_{reativa}}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.6})$$

Substituindo os dados apresentados na metodologia deste trabalho, chega-se a uma incerteza para energia consumida $u_{E_{cons}} = \pm 2,24\%$.

B.5 INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA

B.5.1 Vazão mássica teórica

O cálculo da incerteza da vazão mássica teórica deve partir na Equação 23 apresentada no referencial teórico deste trabalho.

$$\dot{m}_t = \frac{N \times V_{des}}{60 v_1'} \quad (23)$$

O volume de deslocamento do compressor é composto de 2 variáveis que é o raio do pistão e a altura de deslocamento. Para cilindros, o volume é dado por:

$$V_{des} = \pi r^2 h \quad (\text{B.7})$$

Onde,

r = Raio do cilindro, [cm];

h = Altura do curso do cilindro, [cm].

Como não se sabe as informações de raio e altura foram considerados como sendo iguais. Partindo do volume apresentado pelo fabricante ($V_{des} = 5,54 \text{ cm}^3$) foi admitido que $h = r = 1,21 \text{ cm}$.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para o volume de deslocamento é dada por:

$$u_{V_{des}} = \pm \left[\left(\frac{\partial V_{des}}{\partial r} u_r \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{des}}{\partial h} u_h \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.8})$$

Considerando a incerteza da altura e do raio como a menor medida de um paquímetro com resolução 0,02mm ou 0,002cm, onde instrumentos com nônio ou vernier tem a menor divisão como incerteza, portanto $u_r = u_h = 0,002 \text{ cm}$.

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.8 pela Equação B.7, temos:

$$\frac{\partial V_{des}}{\partial r} = 2\pi r h$$

$$\frac{\partial V_{des}}{\partial h} = \pi r^2$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas na Equação B.8, podemos determinar a propagação da incerteza do volume deslocado.

$$u_{V_{des}} = \pm \left[(2\pi r h u_r)^2 + (\pi r^2 u_h)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.9})$$

Substituindo os dados apresentados, chegamos a $u_{V_{des}} = \pm 0,02 \text{ cm}^3$ ou $\pm 0,36\%$ do volume do cilindro deslocado.

Para a rotação do compressor foi considerado incerteza de $\pm 0,1 \text{ Hz} = \pm 6 \text{ rpm}$ ou $\pm 0,167\%$, valores apresentados ANEEL (2021) e citados no subtópico 4.4.4. deste trabalho.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a vazão mássica teórica é dada por:

$$u_{\dot{m}_t} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_t}{\partial N} u_N \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_t}{\partial V_{des}} u_{V_{des}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_t}{\partial v_{1'}} u_{v_{1'}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.10})$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.10 pela Equação 23, temos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{m}_t}{\partial N} &= \frac{V_{des}}{60v_{1'}} \\ \frac{\partial \dot{m}_t}{\partial V_{des}} &= \frac{N}{60v_{1'}} \\ \frac{\partial \dot{m}_t}{\partial v_{1'}} &= \frac{-NV_{des}}{60v_{1'}^2} \end{aligned}$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas na Equação B.10, podemos determinar a propagação da incerteza da vazão mássica teórica.

$$u_{\dot{m}_t} = \pm \left[\left(\frac{V_{des}}{60v_{1'}} u_N \right)^2 + \left(\frac{N}{60v_{1'}} u_{V_{des}} \right)^2 + \left(\frac{-NV_{des}}{60v_{1'}^2} u_{v_{1'}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.11})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma incerteza da vazão mássica teórica, $u_{\dot{m}_t} = \pm 0,984\%$ em todos os ensaios, independente do fluido analisado, conforme pode ser observado na Tabela B.1.

Tabela B. 1 - Incerteza encontrada para vazão mássica teórica.

Fluido utilizado	u_{m_t} em kg/s	u_{m_t} em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,00001191$	$\pm 0,984$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,00000411$	$\pm 0,984$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,00000603$	$\pm 0,984$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,00001078$	$\pm 0,984$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,00001395$	$\pm 0,984$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,00001551$	$\pm 0,984$

Fonte: O Autor (2023).

B.5.2 Vazão mássica real

A vazão mássica real foi obtida por meio do *Data Sheet* encontrado por meio experimental, disponibilizado pelo fabricante do compressor e apresentado no ANEXO A. Esses valores são encontrados em função das temperaturas de evaporação e condensação, que são obtidas por meio da pressão da alta e baixa, respectivamente. Portanto, entende-se que a vazão mássica real também deve ser apresentada em função dos erros pressão.

$$\dot{m}_r = f(\dot{m}_{exp}, P_{baixa}, P_{alta}) \quad (B.12)$$

Onde,

\dot{m}_r = Vazão mássica real, [kg/h];

\dot{m}_{exp} = Vazão mássica obtida pelo fabricante e apresentada no *data sheet*, [kg/h];

P_{baixa} = Pressão do lado de baixa, [kPa];

P_{alta} = Pressão do lado de alta, [kPa].

De acordo com a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação de erro para a vazão mássica real será dada por:

$$u_{\dot{m}_r} = \pm \left[u_{\dot{m}_{exp}}^2 + u_{P_{baixa}}^2 + u_{P_{alta}}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.13)$$

De acordo ao *data sheet* apresentado pelo fabricante EMBRACO a incerteza dos valores experimentais da vazão mássica apresentada no arquivo é de $u_{\dot{m}_{exp}} =$

$\pm 5\%$. Substituindo os dados apresentados neste apêndice, na Equação B.13, chega-se a uma incerteza para a vazão mássica real de $u_{\dot{m}_r} = \pm 5,05\%$.

B.6 INCERTEZA DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Para realizar o cálculo de propagação de erros no processo de absorção de calor no evaporador, deve-se partir da definição da capacidade frigorífica apresentada na Equação 12 deste trabalho.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (12)$$

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a capacidade frigorífica é dada por:

$$u_{\dot{Q}_e} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial \dot{m}_r} u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial h_1} u_{h_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial h_4} u_{h_4} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.14)$$

Considerando que as informações de entalpia são obtidas em função da temperatura e pressão, podemos considerar que a incerteza, em termos de porcentagem, é a mesma da obtida na Equação B.4 para o volume específico.

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.14 pela Equação 12, temos:

$$\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial \dot{m}_r} = (h_1 - h_4)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial h_1} = \dot{m}_r$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_e}{\partial h_4} = -\dot{m}_r$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas na Equação B.14, podemos determinar a propagação da incerteza da capacidade frigorífica.

$$u_{\dot{Q}_e} = \pm \left[((h_1 - h_4)u_{\dot{m}_r})^2 + (\dot{m}_r u_{h_1})^2 + (-\dot{m}_r u_{h_4})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.15})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza da capacidade frigorífica, $0,005\% \leq u_{\dot{Q}_e} \leq \pm 0,767$, para os fluidos analisados. A Tabela B.2 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico.

Tabela B. 2 - Incerteza encontrada para capacidade frigorífica.

Fluido utilizado	$u_{\dot{Q}_e}$ em kW	$u_{\dot{Q}_e}$ em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,006993$	$\pm 0,006\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,000634$	$\pm 0,041\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,001285$	$\pm 0,767\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,0051952$	$\pm 0,005\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,0067392$	$\pm 0,006\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,0073823$	$\pm 0,006\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.7 INCERTEZA DA TAXA DE CALOR LIBERADO NO CONDENSADOR

Para realizar o cálculo de propagação de erros na análise do processo de condensação, deve-se partir da definição da taxa da quantidade de calor liberada no condensador apresentada na Equação 15 deste trabalho.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (15)$$

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a taxa de transferência de calor no condensador é dada por:

$$u_{\dot{Q}_c} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial \dot{m}_r} u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial h_2} u_{h_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial h_3} u_{h_3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.16})$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.16 pela Equação 15, temos:

$$\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial \dot{m}_r} = (h_2 - h_3)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial h_2} = \dot{m}_r$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial h_3} = -\dot{m}_r$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas na Equação B.16, podemos determinar a propagação da incerteza da capacidade frigorífica.

$$u_{\dot{Q}_c} = \pm \left[((h_2 - h_3)u_{\dot{m}_r})^2 + (\dot{m}_r u_{h_2})^2 + (-\dot{m}_r u_{h_3})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.17})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza da taxa de transferência de calor liberada no condensador, $0,005\% \leq u_{\dot{Q}_c} \leq \pm 0,034\%$, para os fluidos analisados. A Tabela B.3 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico.

Tabela B. 3 - Incerteza encontrada para taxa de calor liberada no condensador.

Fluido utilizado	$u_{\dot{Q}_c}$ em kW	$u_{\dot{Q}_c}$ em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,008719$	$\pm 0,006\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,000643$	$\pm 0,034\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,001356$	$\pm 0,025\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,006467$	$\pm 0,005\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,009328$	$\pm 0,005\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,010538$	$\pm 0,005\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.8 INCERTEZA DA POTÊNCIA DE COMPRESSÃO ISENTRÓPICA

Para realizar o cálculo de propagação de erros dos dados de potência isentrópica, deve-se partir da definição desse parâmetro apresentada na Equação 13 deste trabalho.

$$\dot{W}_s = \dot{m}_r(h_{2s} - h_{1'}) \quad (13)$$

Observa-se que na consideração de potência isentrópica, a entalpia no ponto 2 não é o valor real, mas sim leva-se a consideração de processo isentrópico, onde a entropia na entrada e saída do compressor são iguais. Portanto, a entalpia no ponto 2 isentrópico é dependente da pressão na saída do compressor e da entropia na entrada do compressor, s_1 .

$$h_{2s} = f(s_1, P_{alta}) \quad (B.18)$$

O valor da entropia apresentada na Equação B.14 é dependente somente da pressão e temperatura, portanto, como vimos neste apêndice $u_{s_1} = \pm 0,90\%$. Aqui também foi dito que a incerteza do *manifold* TESTO para os dados de pressão $u_p = \pm 0,5\%$. Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a entalpia isentrópica no ponto 2 é dada por:

$$u_{h_{2s}} = \pm [u_{s_1}^2 + u_{P_{alta}}^2]^{1/2} \quad (B.19)$$

Aplicando a análise de propagação de incerteza encontra-se uma incerteza $u_{h_{2s}} = 1,03\%$.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a potência de compressão isentrópica, da Equação 13, é dada por:

$$u_{\dot{W}_s} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_c}{\partial \dot{m}_r} u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_c}{\partial h_{2s}} u_{h_{2s}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_c}{\partial h_1} u_{h_1'} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.20)$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.20 pela Equação 13, temos:

$$\frac{\partial \dot{W}_s}{\partial \dot{m}_r} = (h_{2s} - h_1)$$

$$\frac{\partial \dot{W}_s}{\partial h_{2s}} = \dot{m}_r$$

$$\frac{\partial \dot{W}_s}{\partial h_1} = -\dot{m}_r$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.20, podemos determinar a propagação da incerteza da potência de compressão isentrópica.

$$u_{\dot{W}_s} = \pm \left[\left((h_{2s} - h_{1'}) u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\dot{m}_r u_{h_{2s}} \right)^2 + \left(-\dot{m}_r u_{h_{1'}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.21})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza da potência isentrópica, $4,356\% \leq u_{\dot{W}_s} \leq \pm 29,509\%$, para os fluidos analisados. A Tabela B.4 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico. Apesar da grande expressão em uma das incertezas, observa-se que nos cenários 1 e 2, foram encontradas inconsistências na aplicação da carga de mistura binária para o bom funcionamento do equipamento, não sendo recomendada a aplicação da carga de 116g e 121g. Apesar da grande expressão na porcentagem, observa-se que os valores de incerteza em kW ficam bem próximos para todos os casos.

Tabela B. 4 - Incerteza encontrada para potência isentrópica.

Fluido utilizado	$u_{\dot{W}_s}$ em kW	$u_{\dot{W}_s}$ em %
HFC 134a – 137g	$\pm 3,327369$	$\pm 6,182\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 4,214791$	$\pm 29,509\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 3,877156$	$\pm 14,671\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 3,325747$	$\pm 7,162\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 3,072716$	$\pm 4,924\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 2,996694$	$\pm 4,356\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.9 INCERTEZA DA EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR

Para realizar o cálculo de propagação de erros dos dados de eficiência isentrópica, deve-se partir da definição desse parâmetro apresentada na Equação 18 deste trabalho.

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_r} \quad (\text{18})$$

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a eficiência isentrópica, da Equação 18, é dada por:

$$u_{\eta_c} = \pm \left[\left(\frac{\partial \eta_c}{\partial \dot{W}_s} u_{\dot{W}_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial \dot{W}_r} u_{\dot{W}_r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.22})$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.22 pela Equação 18, temos:

$$\frac{\partial \eta_c}{\partial \dot{W}_s} = \frac{1}{\dot{W}_r}$$

$$\frac{\partial \dot{W}_c}{\partial h_{2s}} = -\frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_r^2}$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.22, podemos determinar a propagação da incerteza da eficiência isentrópica.

$$u_{\eta_c} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{W}_r} u_{\dot{W}_s} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_r^2} u_{\dot{W}_r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.23})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza da eficiência isentrópica, $\pm 4,470 \% \leq u_{\eta_c} \leq \pm 29,526 \%$, para os fluidos analisados. A Tabela B.5 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico. As inconsistências na aplicação da carga de mistura binária no cenário 1 e 2 foram observadas também na eficiência isentrópica.

Tabela B. 5 - Incerteza encontrada para eficiência isentrópica.

Fluido utilizado	u_{η_c} em kW	u_{η_c} em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,031983$	$\pm 6,263\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,068120$	$\pm 29,526\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,053117$	$\pm 14,706\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,035847$	$\pm 7,232\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,028373$	$\pm 5,025\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,026423$	$\pm 4,470\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.10 INCERTEZA DO COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Para realizar o cálculo de propagação de erros dos dados do coeficiente de performance, deve-se partir da definição desse parâmetro apresentada na Equação 17 deste trabalho.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (17)$$

Sendo que no COP isentrópico a potência de compressão utilizada é a potência isentrópica e no COP real a potência de compressão é a obtida por meio do Wattímetro.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para o COP, da Equação 17, é dada por:

$$u_{COP} = \pm \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_e} u_{\dot{Q}_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{W}_c} u_{\dot{W}_c} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.24)$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.24 pela Equação 17, temos:

$$\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_e} = \frac{1}{\dot{W}_c}$$

$$\frac{\partial COP}{\partial \dot{W}_c} = -\frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c^2}$$

B.10.1 Coeficiente de Performance isentrópico

Substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.24 para COP isentrópico, podemos determinar a propagação da incerteza do parâmetro isentrópico.

$$u_{COP_s} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{W}_s} u_{\dot{Q}_e} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s^2} u_{\dot{W}_s} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.25)$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza do Coeficiente de Performance isentrópico, $\pm 4,356 \% \leq u_{COP_s} \leq \pm 29,509 \%$, para os fluidos analisados. A Tabela B.6 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico. As inconsistências na aplicação da carga de mistura binária no cenário 1 e 2 foram observadas também na análise do COP isentrópico.

Tabela B. 6 - Incerteza encontrada para o Coeficiente de Performance Isentrópico.

Fluido utilizado	u_{COP_s}	u_{COP_s} em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,139059$	$\pm 6,182\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,031951$	$\pm 29,509\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,003599$	$\pm 14,680\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,144459$	$\pm 7,162\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,094814$	$\pm 4,924\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,082755$	$\pm 4,356\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.10.2 Coeficiente de Performance real

Substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.24 para COP real, podemos determinar a propagação da incerteza do parâmetro real.

$$u_{COP_r} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{W}_r} u_{\dot{Q}_e} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_r^2} u_{\dot{W}_r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.26})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma variação da incerteza do Coeficiente de Performance Real, $\pm 1,00\% \leq u_{COP_r} \leq \pm 1,43 \%$, para os fluidos analisados. A Tabela B.7 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico.

Tabela B. 7 - Incerteza encontrada para o Coeficiente de Performance Real.

Fluido utilizado	u_{COP_r}	u_{COP_r} em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,011497$	$\pm 1,000\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,000251$	$\pm 1,001\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,000097$	$\pm 1,433\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,010057$	$\pm 1,000\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,010901$	$\pm 1,000\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,011273$	$\pm 1,000\%$

Fonte: O Autor (2023).

B.11 INCERTEZA DO SUPERAQUECIMENTO E SUBRESFRIAMENTO

O superaquecimento e o subresfriamento são parâmetros termodinâmicos que dependem da temperatura em um ponto do sistema (sucção/linha de líquido) e da pressão de baixa/alta para análise das temperaturas de saturação. Para realizar o cálculo de propagação de erros dos parâmetros citados neste subtópico, deve-se partir das definições, apresentadas nas Equações 9 e 10 deste trabalho.

$$Sup = T_s - T_{sat} \quad (9)$$

$$Sub = T_{sat} - T_{LL} \quad (10)$$

A avaliação da incerteza do superaquecimento será a mesma atribuída ao subresfriamento visto que são dependentes dos mesmos instrumentos de medição.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a superaquecimento, da Equação 9, é dada por:

$$u_{SUP} = \pm \left[\left(\frac{\partial SUP}{\partial T_s} u_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial SUP}{\partial T_{sat}} u_{T_{sat}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.27)$$

Considerando que a temperatura de Saturação do fluido refrigerante depende da pressão do fluido, pode-se admitir que a incerteza da pressão é a mesma da incerteza de T_{SAT} , portanto $u_{T_{sat}} = u_p = \pm 0,5\%$. A incerteza da temperatura de sucção tá relacionada aos sensores de temperatura, portanto $u_{T_s} = \pm 0,75\%$.

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.27 pela Equação 9, temos:

$$\frac{\partial SUP}{\partial T_s} = 1$$

$$\frac{\partial SUP}{\partial T_{sat}} = -1$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.27, podemos determinar a propagação da incerteza da eficiência isentrópica.

$$u_{SUP} = \pm \left[(u_{T_s})^2 + (u_{T_{sat}})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.28})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma incerteza do superaquecimento, $u_{SUP} = \pm 0,90\%$. O mesmo valor pode ser atribuído para o subresfriamento, logo $u_{SUB} = \pm 0,90\%$.

B.12 INCERTEZA DA CAPACIDADE VOLUMÉTRICA DE REFRIGERAÇÃO

Para realizar o cálculo de propagação de erros dos dados da capacidade volumétrica, deve-se partir da definição desse parâmetro apresentada na Equação 19 deste trabalho.

$$\dot{Q}_{vol} = \frac{(h_1 - h_4) \times \eta_{vol}}{v_1'} \quad (19)$$

A entalpia e volume específico são dependentes da pressão e temperatura, portanto sua incerteza já foi desenvolvida neste apêndice. Porém surge a necessidade do conhecimento da eficiência volumétrica, definida pela Equação 22.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (22)$$

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a eficiência volumétrica, da Equação 22, é dada por:

$$u_{\eta_{vol}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \eta_{vol}}{\partial \dot{m}_r} u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{vol}}{\partial \dot{m}_t} u_{\dot{m}_t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.29})$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.29 pela Equação 22, temos:

$$\frac{\partial \eta_{vol}}{\partial \dot{m}_r} = \frac{1}{\dot{m}_t}$$

$$\frac{\partial \eta_{vol}}{\partial \dot{m}_t} = -\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t^2}$$

Logo, substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.29, podemos determinar a propagação da incerteza da eficiência volumétrica.

$$u_{\eta_{vol}} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{m}_t} u_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t^2} u_{\dot{m}_t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.30})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se uma incerteza para a eficiência volumétrica de $u_{\eta_{vol}} = \pm 5,145\%$ em todos os cenários analisados. A Tabela B.8 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico do compressor.

Tabela B. 8 - Incerteza encontrada para Eficiência Volumétrica.

Fluido utilizado	$u_{\eta_{vol}}$	$u_{\eta_{vol}}$ em %
HFC 134a – 137g	$\pm 0,034793$	$\pm 5,145\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	$\pm 0,021150$	$\pm 5,145\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	$\pm 0,029442$	$\pm 5,145\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	$\pm 0,035252$	$\pm 5,145\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	$\pm 0,037380$	$\pm 5,145\%$
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	$\pm 0,038012$	$\pm 5,145\%$

Fonte: O Autor (2023).

Com os valores encontrados para incerteza na eficiência volumétrica, podemos encontrar a incerteza da capacidade volumétrica de refrigeração.

Considerando a teoria da propagação apresentada na Equação 37 a propagação para a capacidade volumétrica de refrigeração, da Equação 19, é dada por:

$$u_{\dot{Q}_{vol}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial h_1} u_{h_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial h_4} u_{h_4} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial \eta_{vol}} u_{\eta_{vol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial v_{1'}} u_{v_{1'}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.31})$$

Resolvendo as derivadas parciais que aparecem na Equação B.31 pela Equação 19, temos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial h_1} &= \frac{\eta_{vol}}{v_{1'}} \\ \frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial h_4} &= -\frac{\eta_{vol}}{v_{1'}} \\ \frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial \eta_{vol}} &= \frac{(h_1 - h_4)}{v_{1'}} \\ \frac{\partial \dot{Q}_{vol}}{\partial v_{1'}} &= \frac{(h_4 - h_1)\eta_{vol}}{v_{1'}^2} \end{aligned}$$

Substituindo os resultados das derivadas parciais na Equação B.31, podemos determinar a propagação da incerteza da capacidade volumétrica de refrigeração.

$$u_{\dot{Q}_{vol}} = \pm \left[\left(\frac{\eta_{vol}}{v_{1'}} u_{h_1} \right)^2 + \left(-\frac{\eta_{vol}}{v_{1'}} u_{h_4} \right)^2 + \left(\frac{(h_1 - h_4)}{v_{1'}} u_{\eta_{vol}} \right)^2 + \left(\frac{(h_4 - h_1)\eta_{vol}}{v_{1'}^2} u_{v_{1'}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.32})$$

Substituindo os dados apresentados no *Excel*, obteve-se incertezas para a capacidade volumétrica de refrigeração em torno de $\pm 5,637\% \leq u_{\dot{Q}_{vol}} \leq 5,919\%$ para o cenário de referência e os cenários de 3 a 5. Porém para os casos dos cenários 1 e 2, que não tiveram rendimento positivo para diversos parâmetros termodinâmicos, foram encontrados valores extrapolados como $u_{\dot{Q}_{vol}} = 958,886\%$. Com isso, devido aos exorbitantes valores de incertezas, foram desconsiderados o cenário 1 e 2 nessa análise. A Tabela B.9 apresenta os resultados de incertezas encontradas para esse parâmetro termodinâmico do compressor.

Tabela B. 9 - Incerteza encontrada para Capacidade Volumétrica de Refrigeração.

Fluido utilizado	$u_{Q_{vol}}$ em kJ/m³	$u_{Q_{vol}}$ em %
HFC 134a – 137g	± 21,576860	± 5,919%
HFC 134a/HFO 1234yf - 116g	± 1,918303	± 41,280%
HFC 134a/HFO 1234yf - 121g	± 3,867020	± 958,886%
HFC 134a/HFO 1234yf - 130g	± 16,085736	± 5,637%
HFC 134a/HFO 1234yf - 137g	± 20,845634	± 5,735%
HFC 134a/HFO 1234yf - 144g	± 22,827088	± 5,771%

Fonte: O Autor (2023).

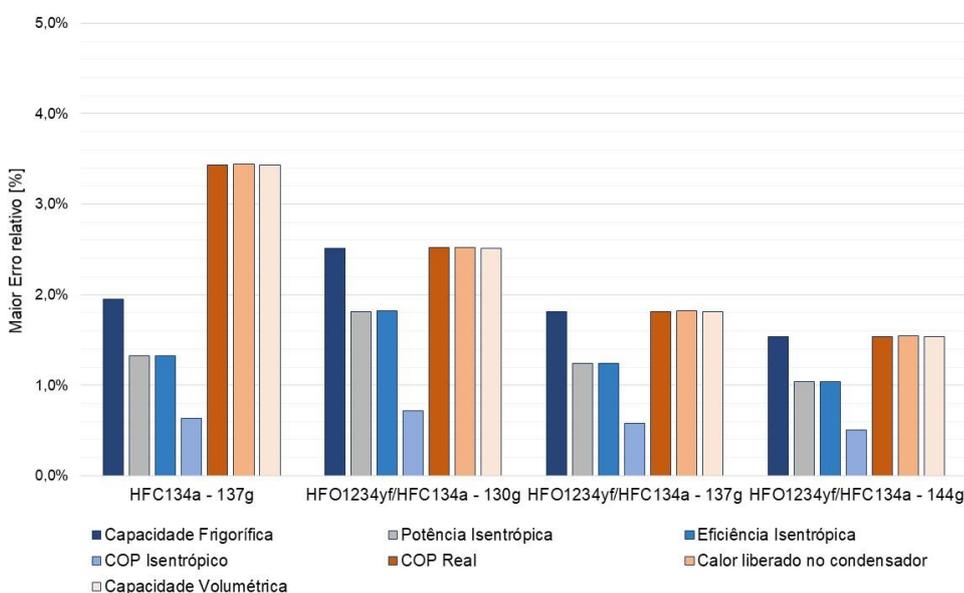
APÊNDICE C – ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS EM FUNÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA

Na análise dos parâmetros termodinâmicos, quando necessário, foi considerado que a pressão atmosférica, para a cidade de Recife de 101,325 kPa. No entanto, entende-se que pequenas variações de pressão atmosférica podem ocorrer diariamente.

Os experimentos ocorreram entre os dias 28/09/2022 e 29/11/2022. Para essas datas, foi observada que a pressão atmosférica na cidade do Recife variou entre 100,5 e 101,6 kPa. Valores abaixo de 101 kPa, só foram observados em pouquíssimos dias e durante a noite ou madrugada, diferentemente dos horários da análise em Regime Permanente. Os dados de pressão foram retirados da estação meteorológica do Aeroporto Internacional Gilberto Freire (Aeroporto do Recife), apresentados pelo site METEORED TEMPO (2023).

Para analisar a influência dessas variações, foi realizada uma análise da sensibilidade dos parâmetros calculados utilizando a pressão atmosférica. Para isso, foram analisados os resultados quando a pressão atmosférica é igual a 100 kPa, 101 kPa e 102 kPa. A partir disso, os resultados foram comparados com a pressão de 101,3 kPa considerada no trabalho. Os maiores valores de erros relativos encontrados são apresentados na Figura C.1.

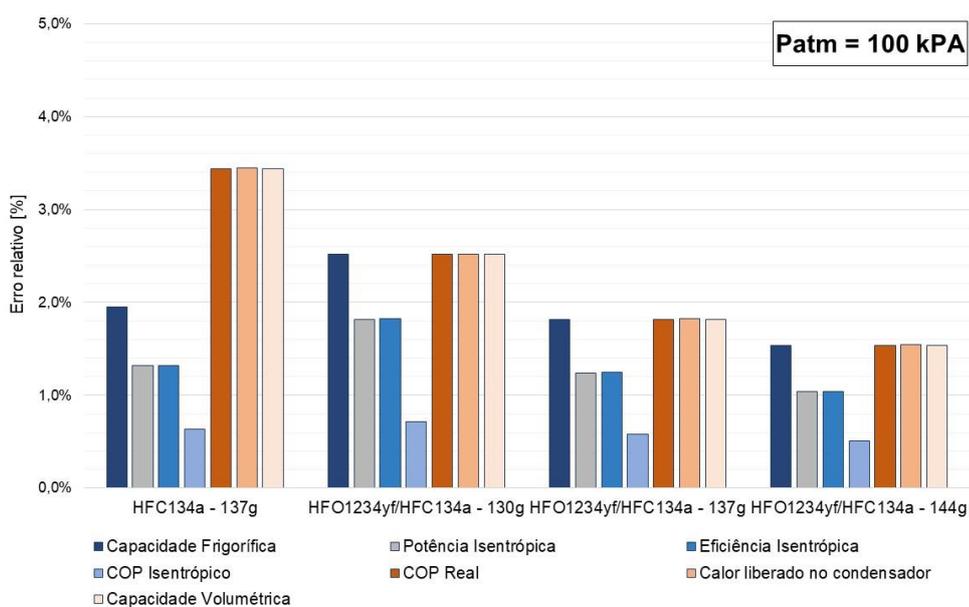
Figura C. 1 - Maior valor de erro relativo encontrado para as considerações de pressão atmosférica.



Fonte: O Autor (2023).

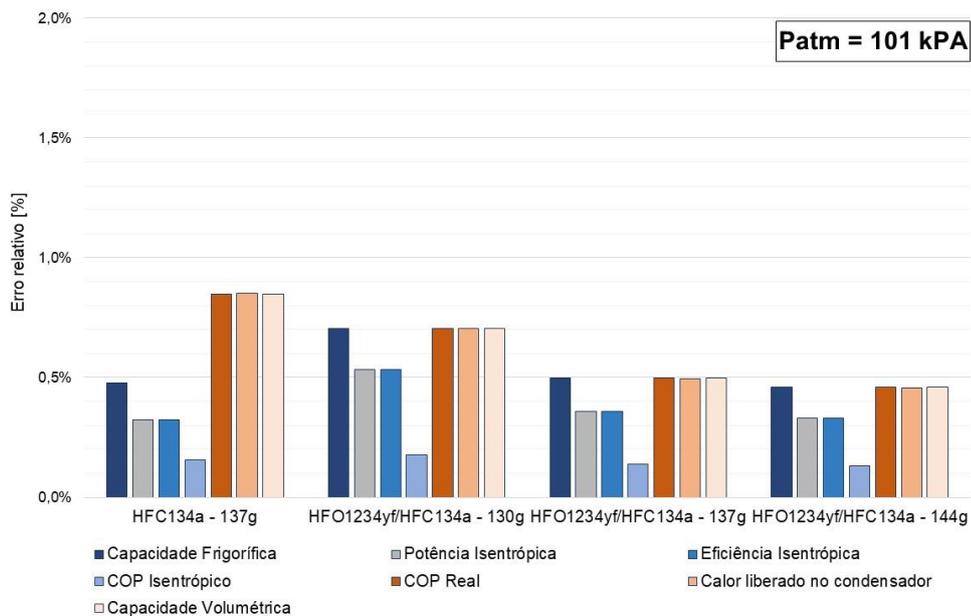
Observa-se que na Figura C.1 que a maior proporção de erro foi 3,4% encontrada para o COP Real, calor liberado no condensador e capacidade Volumétrica. Esses erros foram encontrados na condição de pressão atmosférica igual a 100 kPa. Nos demais casos, que são os que mais se aproximam das condições reais de análise de regime permanente, o erro é menor que 2%. A análise dos erros admitidos, realizada para a pressão atmosférica igual a 100 kPa, 101 kPa e 102 kPa, pode ser observada com mais detalhes nas Figuras C.2, C.3 e C.4, respectivamente.

Figura C. 2 - Erro relativo encontrado para a consideração de pressão atmosférica igual a 100 kPa.



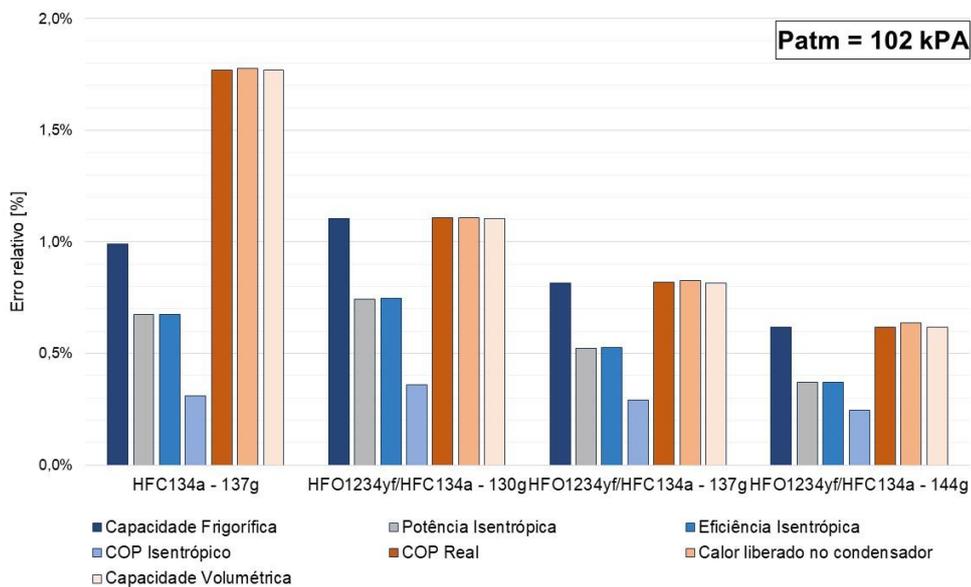
Fonte: O Autor (2023).

Figura C. 3 - Erro relativo encontrado para as considerações de pressão atmosférica igual a 101 kPa.



Fonte: O Autor (2023).

Figura C. 4 - Erro relativo encontrado para as considerações de pressão atmosférica igual a 102 kPa.



Fonte: O Autor (2023).

ANEXO A – DADOS DE PERFORMANCE DO COMPRESSOR

Para análise da vazão mássica do compressor foram utilizados os dados apresentados pelo fabricante do compressor EMBRACO. Os dados foram obtidos por meio de teste de condição utilizando a norma EM12900LBP, com temperatura de retorno na sucção em 20°C e temperatura ambiente 35°C. Os dados são apresentados nas Figuras A.16 a A.17.

Figura A. 16 - Dados de Performance do compressor para temperatura de condensação igual a 35°C.

Condensing Temperature 35°C

Evaporating Temperature °C	Cooling Capacity W	Power W	Gas Flow Rate kg/h	Efficiency W/W
-35	107	79	2.24	1.36
-30	144	91	3.04	1.59
-25	192	105	4.05	1.84
-20	251	119	5.29	2.11
-15	322	134	6.81	2.41
-10	406	149	8.62	2.72

Fonte: Embraco (2022).

Figura A. 17 - Dados de Performance do compressor para temperatura de condensação igual a 45°C.

Condensing Temperature 45°C

Evaporating Temperature °C	Cooling Capacity W	Power W	Gas Flow Rate kg/h	Efficiency W/W
-35	88	79	2.02	1.12
-30	120	92	2.77	1.3
-25	162	108	3.73	1.5
-20	213	125	4.93	1.7
-15	276	144	6.40	1.91
-10	351	164	8.17	2.13

Fonte: Embraco (2022).

Figura A. 18 - Dados de Performance do compressor para temperatura de condensação igual a 55°C.

Condensing Temperature 55°C

Evaporating Temperature °C	Cooling Capacity W	Power W	Gas Flow Rate kg/h	Efficiency W/W
-35	69	76	1.77	0.91
-30	96	91	2.46	1.05
-25	131	109	3.36	1.2
-20	176	129	4.50	1.36
-15	229	152	5.92	1.51
-10	294	176	7.63	1.67

Fonte: Embraco (2022).