



**INSTITUTO FEDERAL DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE PERNAMBUCO**

**Campus Recife**

**Departamento Acadêmico de Controle e Processos Industriais**

**Engenharia Mecânica**

**STIVEN GUTENBERG FIGUEIRA ROLIM**

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMPACTO:**

**Desenvolvimento de uma metodologia experimental didática, avaliação e  
primeiros resultados.**

Recife

2024

STIVEN GUTEMBERG FIGUEIRA ROLIM

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMPACTO:  
Desenvolvimento de uma metodologia experimental didática, avaliação e  
primeiros resultados.**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento Acadêmico de Controle e Processos Industriais do Instituto Federal de Ciência e Tecnologia de Pernambuco, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa  
Coorientador: Prof. Noelle D'Emery Gomes Silva de Albuquerque Souza

Recife

2024

R748a  
2025

Rolim, Stiven Gutemberg Figueira.

Análise energética de um sistema de refrigeração compacto : desenvolvimento de uma metodologia experimental didática, avaliação e primeiros resultados / Stiven Gutemberg Figueira Rolim. --- Recife: O autor, 2024.  
82f. il. Color.

TCC (Curso de Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Pernambuco, 2025.

Inclui Referências.

Orientador: Professor Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.

1. Engenharia mecânica. 2. Análise energética. 3. Sistema de refrigeração compacto. I. Título. II. VILLA, Alvaro Antonio Ochoa (orientador). III. Instituto Federal de Pernambuco.

CDD 621.56 (23.ed.)

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMPACTO:  
Desenvolvimento de uma metodologia experimental didática, avaliação e  
primeiros resultados.**

---

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa  
(Professor Orientador)

---

Prof. Dra. Noelle D'Emery Gomes Silva de Albuquerque Souza  
(Professora Coorientadora)

---

Prof. Me. Kilvio Alessandro Ferraz  
(Examinador Interno)

---

Prof. Me. Ednaldo Evangelista de Lacerda Júnior  
(Examinador Externo)

Recife

2024

Meus sinceros agradecimentos à Deus e a todos que  
contribuíram de forma direta ou indiretamente para a  
realização desse trabalho e na minha formação.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por iluminar meu caminho e ser meu alicerce nos momentos mais desafiadores. A Ele, toda honra e glória.

Ao professor Álvaro Ochoa, meu orientador, agradeço pela orientação dedicada, estímulo constante e valiosa contribuição ao longo dos cinco anos de minha formação acadêmica.

À professora Noelle D'Emery, minha coorientadora, sou grato pelo apoio e disponibilidade durante a condução dos experimentos.

Ao professor Kívio Ferraz, agradeço pelo incentivo e pela fundamental colaboração no tratamento dos dados, essenciais para a conclusão deste trabalho.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco (IFPE), pela concessão das bolsas de pesquisa PIBEX e PIBIC, que viabilizaram o desenvolvimento deste estudo.

Ao meu pai, Gutemberg, agradeço pelos valores transmitidos, apoio constante e incentivo incondicional.

Aos docentes do curso, cuja excelência e dedicação contribuíram de forma significativa para minha formação, com destaque aos professores Álvaro Ochoa, Ângelo Costa, Lídice Gonçalves e Jacek Stanislaw.

À minha namorada e à sua família, por serem uma segunda família e pelo constante apoio.

À minha irmã e demais familiares, por estarem presentes nos momentos difíceis, fortalecendo minha perseverança.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para minha formação e para a realização deste trabalho, deixo meus sinceros agradecimentos.

Em especial, à minha mãe, Alexsandra, por sua fé inabalável em mim e por estar ao meu lado em todas as circunstâncias. Sua presença é minha maior motivação.

“A menos que modifiquemos a nossa maneira de pensar, não seremos capazes de resolver os problemas causados pela forma como nos acostumamos a ver o mundo”.

Albert Einstein.

## RESUMO

Um sistema de refrigeração simples é algo projetado para remover o calor de um espaço ou produto, geralmente usando um ciclo de compressão de vapor. Tendo em vista, as temperaturas elevadas do clima na região metropolitana do Recife, é notável a procura por ambientes climatizados, porém, existe um alto custo que é pago para a realização dessa atividade, que se origina das tarifas de energia elétrica. O presente trabalho aborda a realização de um estudo de caso utilizando uma bancada de refrigeração do tipo cascata, afim de desenvolver uma metodologia experimental através da análise dos resultados visando a melhor eficiência energética, considerando diferentes condições de operação. Para essa finalidade, foi utilizado um protótipo de refrigeração de ciclo simples por compressão de vapor com uma solução de etilenoglicol a 50% como fluido secundário, sendo o protótipo um sistema refrigerante destinado a estudos que utiliza como fluido refrigerante o R404A com capacidade nominal de aproximadamente 1 kW. A carga térmica aplicada ao sistema é simulada por meio de uma resistência elétrica submersa em um tanque de aquecimento contendo uma solução de etilenoglicol, que é interligada ao evaporador do protótipo. A unidade condensadora utiliza um compressor hermético acoplado a um trocador de calor do tipo colmeia, operando com convecção forçada. Logo, foi desenvolvida uma metodologia experimental para avaliar o desempenho do sistema de refrigeração considerando diferentes condições de operação da válvula de expansão e níveis de superaquecimento. A abertura da válvula foi ajustada para 60%, 80% e 100%, e os valores de superaquecimento foram definidos em 5°C e 8°C. Para garantir a confiabilidade dos resultados, cada configuração foi testada três vezes, totalizando uma série de dezoito medições que permitiram observar o comportamento do sistema. Obtendo uma metodologia didática, padronizada, e com uma melhor precisão na coleta de dados, validada com aplicação prática dos alunos do curso técnico. A análise experimental permitiu identificar duas condições de operação com melhor desempenho para a bancada: superaquecimento de 5 °C com abertura de válvula em 60%, e superaquecimento de 8 °C com abertura em 100%. Validando a metodologia aplicada e demonstrando o sucesso do estudo ao explorar diferentes condições operacionais.

Palavras Chave: Medições; Abertura; Superaquecimento; EER; COP; eficiência energética.

## ABSTRACT

A simple refrigeration system is designed to remove heat from a space or product, generally using a vapor compression cycle. Given the high ambient temperatures in the metropolitan region of Recife, there is a notable demand for air-conditioned environments. However, this activity entails high costs due to electricity tariffs. This study presents a case analysis using a cascade-type refrigeration bench, aiming to develop an experimental methodology through result analysis focused on improving energy efficiency under different operating conditions. For this purpose, a single-stage vapor compression refrigeration prototype was used, employing a 50% ethylene glycol solution as the secondary fluid. The prototype, intended for research purposes, uses R404A as the refrigerant, with a nominal cooling capacity of approximately 1 kW. The thermal load applied to the system is simulated using an electric resistance submerged in a heating tank containing the ethylene glycol solution, which is connected to the prototype's evaporator. The condensing unit uses a hermetic compressor coupled to a finned-tube heat exchanger, operating under forced convection. An experimental methodology was developed to assess the refrigeration system's performance under different expansion valve openings and levels of superheating. The valve opening was adjusted to 60%, 80%, and 100%, and superheating levels were set at 5 °C and 8 °C. To ensure result reliability, each configuration was tested three times, totaling eighteen measurements that allowed observation of the system's behavior. A standardized, didactic methodology was established, offering greater data collection accuracy and validated through practical application by technical course students. The experimental analysis identified two operating conditions with the best performance: superheating at 5 °C with a valve opening of 60%, and superheating at 8 °C with a valve opening of 100%. These results validated the applied methodology and confirmed the study's success in exploring different operational conditions.

Keywords: Measurements; Valve Opening; Superheating; EER; COP; Energy Efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1 – Sistema de refrigeração por compressão a vapor.</b>	<b>17</b>
<b>Figura 2 – Processos de refrigeração.</b>	<b>24</b>
<b>Figura 3 – Mecanismos do compressor.</b>	<b>26</b>
<b>Figura 4 – Condensador industrial.</b>	<b>27</b>
<b>Figura 5 – Dispositivo de expansão eletrônico.</b>	<b>28</b>
<b>Figura 6 – Evaporadores de placas.</b>	<b>29</b>
<b>Figura 7 – Ciclo de Refrigeração no diagrama <math>p=h</math>.</b>	<b>30</b>
<b>Figura 8 – Diagrama de Molier do fluido R404A.</b>	<b>33</b>
<b>Figura 9 – Aparato experimental.</b>	<b>35</b>
<b>Figura 10 – Unidade condensadora.</b>	<b>37</b>
<b>Figura 11 – Dispositivo de expansão eletrônico.</b>	<b>38</b>
<b>Figura 12 – Trocador de calor tubo duplo.</b>	<b>38</b>
<b>Figura 13 – Arduino uno.</b>	<b>39</b>
<b>Figura 14 – Controlador EnergyLOG plus.</b>	<b>40</b>
<b>Figura 15 – Controlador MT-350E Super.</b>	<b>41</b>
<b>Figura 16 – Conversor AD/DA.</b>	<b>41</b>
<b>Figura 17 – Controlador VX-950 e IHM.</b>	<b>42</b>
<b>Figura 18 – Controlador PCT-3001 plus Full Gauge.</b>	<b>42</b>
<b>Figura 19 – Setup do supervisório.</b>	<b>43</b>
<b>Figura 20 – Setup dos parâmetros iniciais.</b>	<b>44</b>
<b>Figura 21 – Condições de operação.</b>	<b>45</b>
<b>Figura 22 – Janelas da planilha termodinâmica.</b>	<b>50</b>
<b>Figura 23 – Diagrama do fluxo operacional.</b>	<b>51</b>
<b>Figura 24 – Manual de instruções da bancada.</b>	<b>52</b>
<b>Figura 25 – Quadro elétrico do protótipo.</b>	<b>53</b>
<b>Figura 26 – Setup de parametrização.</b>	<b>54</b>
<b>Figura 27 – Relatórios de texto.</b>	<b>55</b>
<b>Figura 28 – Período de tempo.</b>	<b>56</b>
<b>Figura 29 – Exportação de dados.</b>	<b>56</b>
<b>Figura 30 – Tabela das temperaturas e pressões da linha de sucção e descarga.</b>	<b>58</b>

<b>Figura 31 – Temperatura e pressão de sucção para interpolação da entalpia na linha de sucção.</b>	<b>58</b>
<b>Figura 32 – Temperatura e pressão de descarga para interpolação da entalpia na linha de descarga.</b>	<b>59</b>
<b>Figura 33 – Temperaturas de entrada e entalpia do fluido.</b>	<b>59</b>
<b>Figura 34 – Perfil em função do tempo do COP, E_ativa e EER.</b>	<b>60</b>
<b>Figura 35 – Perfil de comportamento do consumo, COP e EER.</b>	<b>60</b>

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1 – Análise comparativa do desempenho do protótipo de refrigeração remota em função dos dispositivos de expansão utilizados.</b>	<b>22</b>
<b>Tabela 2 – Componentes do protótipo de refrigeração.</b>	<b>36</b>
<b>Tabela 3 – Especificações da unidade condensadora TUB-4040E.</b>	<b>37</b>
<b>Tabela 4 – Especificações do controlador MT-530E Super.</b>	<b>41</b>
<b>Tabela 5 – Resoluções do controlador VX-950 plus.</b>	<b>42</b>
<b>Tabela 6 – Resoluções do controlador PCT – 3001.</b>	<b>43</b>
<b>Tabela 7 – Tabela com os parâmetros de operação.</b>	<b>46</b>
<b>Tabela 8 – Consumo energético do sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>61</b>
<b>Tabela 9 – Coeficiente de performance (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>62</b>
<b>Tabela 10 – Eficiência energética do sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>62</b>
<b>Tabela 11 – Resultados médios dos experimentos (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>67</b>
<b>Tabela 12 – Consumo energético do sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>67</b>
<b>Tabela 13 – Resultados do coeficiente de performance (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>68</b>
<b>Tabela 14 – Eficiência energética do sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>68</b>
<b>Tabela 15 – Resultados médios dos experimentos (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>73</b>
<b>Tabela 16 – Comparação das melhores condições.</b>	<b>74</b>

## LISTA DE GRÁFICO

<b>Gráfico 1 – Temperatura de sucção, descarga e do etileno glicol (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>63</b>
<b>Gráfico 2 – Condições do ambiente (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>63</b>
<b>Gráfico 3 – Pressões operacionais do compressor: sucção e descarga (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>64</b>
<b>Gráfico 4 – Energia consumida pelo sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>65</b>
<b>Gráfico 5 – Coeficiente de performance (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>65</b>
<b>Gráfico 6 – Razão de eficiência energética (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).</b>	<b>66</b>
<b>Gráfico 7 – Temperatura de sucção, descarga e do etilenoglicol (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>69</b>
<b>Gráfico 8 – Condições do ambiente (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>70</b>
<b>Gráfico 9 – Pressões operacionais do compressor: Sucção e Descarga (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>70</b>
<b>Gráfico 10 – Energia consumida pelo sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>71</b>
<b>Gráfico 11 – Perfil do Coeficiente de performance (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>72</b>
<b>Gráfico 12 – Razão de eficiência energética (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>73</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$COP_{ele}$	Coeficiente de performance elétrico	[a]
$COP_{Term}$	Coeficiente de performance térmico	[a]
$E_{Ativa}$	Energia consumida pelo sistema	[Wh]
$EER$	Razão de eficiência energética.	[a]
$h$	Entalpia	[kJ/kg]
$h_{suc}$	Entalpia na sucção do evaporador	[kJ/kg]
$h_{desc}$	Entalpia na descarga do compressor	[kJ/kg]
$h_{sol_{ent}}$	Entalpia na entrada do compressor	[kJ/kg]
$h_{sol_{sai}}$	Entalpia na saída do compressor	[kJ/kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$P_{útil}$	Potência utilizada no sistema	[W]
$Q$	Calor trocado	[W]
$Q_{ev}$	Capacidade térmica do evaporador	[W]
$\Delta_t$	Intervalo de tempo da medição	[h]
$T$	Temperatura	[°C]

## Sumário

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
1.1 Justificativa/Motivação	18
1.2 Objetivo Geral	19
1.3 Objetivos Específicos	19
1.4 Estrutura do TCC	20
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>21</b>
2.1 Contribuição do TCC	23
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>24</b>
3.1 Introdução e História da Refrigeração	24
3.2 Componentes Básicos de Refrigeração	26
3.2.1 Compressor hermético	26
3.2.2 Condensador	27
3.2.3 Dispositivo de Expansão	28
3.2.4 Evaporador	29
3.3 Sistema de Refrigeração por Compressão a Vapor	30
3.4 Coeficiente De Performance (COP)	31
3.5 Eficiência Energética	31
3.6 Fluidos Refrigerantes	31
3.6.1 R404A	32
3.6.2 Etilenoglicol	33
3.7 Superaquecimento E Subresfriamento	34
<b>4 METODOLOGIA</b>	<b>35</b>
4.1 Descrição do aparato experimental	35
4.1.1 Componentes do protótipo	36

<b>4.1.2 Sensores e instrumentos</b>	<b>40</b>
<b>4.1.3 Sistema supervisorio do Protótipo de refrigeração</b>	<b>43</b>
<b>4.2 Procedimento Experimental</b>	<b>44</b>
<b>4.3 Análise Termodinâmica</b>	<b>46</b>
<b>4.3.1 EER</b>	<b>47</b>
<b>4.3.2 COP</b>	<b>48</b>
<b>4.4 Desenvolvimento de planilha termodinâmica</b>	<b>49</b>
<b>5 RESULTADOS E ANÁLISE</b>	<b>52</b>
<b>5.1 Procedimentos Experimentais</b>	<b>52</b>
<b>5.2 Planilha Termodinâmica</b>	<b>57</b>
<b>5.3 Perfil de Comportamento dos Gráficos</b>	<b>60</b>
<b>5.4 Estudo de caso – Análise paramétrica do protótipo de refrigeração</b>	<b>61</b>
<b>5.4.1 Caso 01 – Superaquecimento 05 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>61</b>
<b>5.4.2 Caso 02 - Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).</b>	<b>67</b>
<b>5.4.3 Superaquecimento 05 e 60% x Superaquecimento 08 e 100%</b>	<b>74</b>
<b>6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>75</b>
<b>6.1 Conclusão Didática</b>	<b>75</b>
<b>6.2 Conclusão Paramétrica</b>	<b>76</b>
<b>6.3 Trabalhos futuros</b>	<b>77</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>78</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>81</b>
<b>ANEXO A – Manual da bancada final</b>	<b>81</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A prática da refrigeração remonta à história antiga, quando os homens das cavernas utilizavam o armazenamento de gelo natural. Na Europa medieval, a neve era coletada e armazenada em buracos e trincheiras, servindo para manter bebidas e sobremesas frescas durante as estações mais quentes. No entanto, foi no século XVII que a relevância da refrigeração na conservação de alimentos se tornou mais evidente.

Com a invenção do microscópio, descobriu-se a presença de micro-organismos, como micróbios, bactérias e enzimas, nos alimentos. Estudos posteriores revelaram que alguns desses micro-organismos eram responsáveis pela decomposição dos alimentos. O resfriamento, por sua vez, demonstrou ser eficaz em inibir a proliferação desses micróbios, prolongando a preservação dos alimentos quando mantidos em temperaturas mais baixas (Matos, 2017).

Durante a graduação em engenharia, os estudantes absorvem os conhecimentos teóricos transmitidos em sala de aula pelos professores. As universidades de tecnologia se destacam pela incorporação de experimentos em laboratórios ou em campo, integrando a prática com a teoria e aprimorando, assim, a habilidade do aluno em aplicar e desenvolver conhecimentos no mercado após sua formação. Isso capacita os alunos a serem profissionais aptos a compreender, interpretar e resolver problemas em suas áreas de atuação.

Nesse contexto, surge a necessidade de desenvolver uma metodologia, sequencial didática para a realização de atividades práticas na bancada em questão, desenvolvida no próprio IFPE. Esse projeto auxiliará os alunos na compreensão dos conceitos teóricos abordados nas disciplinas de refrigeração do IFPE, além de permitir a aplicação integrada de conhecimentos de Termodinâmica, Operações Unitárias, Fenômenos de Transporte, Instrumentação e Controle de Processos.

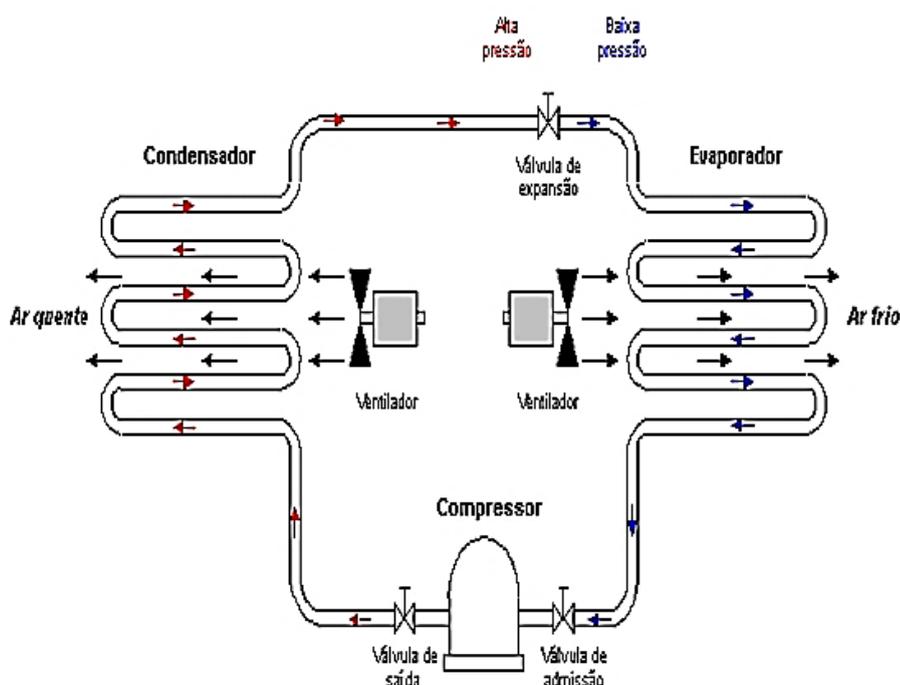
Além disso, servirá como uma ferramenta para pesquisas, possibilitando a investigação dos efeitos das alterações nas variáveis do processo no ciclo e/ou no produto refrigerado, bem como para extensão, oferecendo treinamento para profissionais que atuam na área de refrigeração.

De acordo com diversos levantamentos estatísticos, a distribuição do consumo de energia no Brasil se apresenta da seguinte maneira: 46,9% provêm da indústria, 22,3% do setor residencial, 14,1% do setor comercial e 8,7% do setor público. No âmbito residencial, os maiores consumidores de energia elétrica são os aparelhos de refrigeração e ar-condicionado, que correspondem a 33% do consumo desse setor. Uma diminuição de apenas 1% no consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais representaria uma economia de aproximadamente 30 GWh/ano. Por outro lado, no setor comercial, 20% do consumo de energia elétrica é atribuído aos aparelhos de ar-condicionado (central e de janela) (Ben, 2004).

De acordo com Laund (1999), um sistema de refrigeração mecânica por compressão é constituído pela combinação de cinco elementos fundamentais: condensador, compressor, evaporador, válvula de expansão e o fluido refrigerante.

A Figura 1 representa um sistema básico de refrigeração industrial com circulação de ar forçada, a qual contribui para aprimorar a dissipação de calor do ambiente a ser refrigerado, reduzindo o gradiente de temperatura dentro das câmaras frigoríficas.

**Figura 1 – Sistema de refrigeração por compressão a vapor.**



Fonte: Vargas, 2010.

O superaquecimento em um sistema de refrigeração por compressão a vapor é fundamental para garantir seu funcionamento ideal. Para alcançar a eficiência máxima do sistema, é essencial que o superaquecimento permaneça dentro da faixa de operação adequada. Portanto, um controle eficaz que mantenha o superaquecimento dentro dessa faixa ideal (5 °C a 15 °C) tem sido objeto de estudos e comparações. Diversos fatores podem influenciar o deslocamento do superaquecimento para fora da faixa de trabalho desejada, levando à realização de simulações com diferentes configurações para avaliação e estudo do melhor controle disponível (Luyben, 2019).

Vários estudos na literatura técnica indicam que a eficiência dos sistemas de refrigeração pode ser aprimorada ao ajustar certos parâmetros, como a carga de refrigerante, a temperatura de condensação e o superaquecimento, permitindo a otimização do processo de refrigeração. Estratégias de controle e controle preciso dos parâmetros também podem ser empregados com esse propósito. Muitos sistemas de refrigeração são equipados com controle e automação para aprimorar seu desempenho, sendo comum controlar a taxa de fluxo de refrigerante por meio do superaquecimento da sucção em sistemas de compressão a vapor (Huang et al., 2019; Li et al., 2020).

### **1.1 Justificativa/Motivação**

A refrigeração em si desempenha um papel crucial em muitos aspectos, seja na medicina para conservação de vacinas, indústria alimentícia para preservação de alimentos, para uso industrial ou até mesmo para conforto humano em residenciais ou comerciais. Portanto, trata-se de uma aplicação comum em nosso cotidiano, porém associada a elevados custos, seja em função do consumo dos sistemas de refrigeração ou das altas tarifas de energia elétrica.

Dessa forma, mesmo sendo amplamente utilizada, essa aplicação envolve custos significativos, principalmente em razão do elevado consumo energético e das tarifas praticadas. Uma delas é a utilização do superaquecimento ideal para seu sistema que pode aumentar a eficiência energética do refrigerador e com isso aumentar a economia e otimizar o desempenho dos sistemas.

Em trabalhos anteriores desenvolvidos pelo grupo de pesquisa SFTMi, foram apresentados avanços nesta área de refrigeração, como por exemplo, a comparação

de dispositivos de expansão (Franco, 2019), a otimização dos parâmetros do controlador PID do protótipo de refrigeração (Franco, 2022), assim como desenvolvidos de correlações empíricas (Rolim et al., 2024) e modelos inteligentes para a previsão do COP e EER desse equipamento (Silva et al., 2024).

Dessa forma, neste trabalho propõe-se a atender duas demandas específicas: a primeira, o desenvolvimento de uma sequência didática para a aprendizagem de análise de performance do sistema de refrigeração industrial através da parametrização com foco a eficiência energética; e segundo a realização de análise paramétrica do protótipo de refrigeração considerando a variação de superaquecimento e abertura da válvula eletrônica visando o COP e o EER.

## **1.2 Objetivo Geral**

Desenvolver uma metodologia didática para o ensino e aprendizagem do monitoramento de controle do funcionamento de um sistema de refrigeração de pequeno porte através da otimização dos parâmetros operacionais visando a eficiência energética.

## **1.3 Objetivos Específicos**

- ✓ Elaborar um procedimento experimental de uma bancada de refrigeração considerando diferentes condições de operação (Superaquecimento, Carga térmica e Abertura de válvula);
- ✓ Desenvolver modelo termodinâmico a partir de uma planilha semi automatizada considerando diversos parâmetros elétricos e térmicos do sistema de refrigeração;
- ✓ Realizar e analisar um estudo de caso visando a eficiência energética considerando diferentes condições de operação;
- ✓ Publicar resultados obtidos em congressos nacionais e internacionais da área e perante o INPI.

## 1.4 Estrutura do TCC

O presente TCC encontra-se estruturada em 7 capítulos:

O capítulo 1 mostra a contextualização do problema, justificativa, objetivos gerais e específicos, assim como a estrutura do TCC.

No capítulo 2 é mostrado a revisão da literatura, explora os principais artigos que serviram de base para desenvolver o trabalho do TCC.

No capítulo 3 será descrito a fundamentação teórica que se baseou esta pesquisa e todo seu detalhamento necessário para fundamentar e atestar este trabalho.

No capítulo 4 apresenta a metodologia, visando explicar o procedimento experimental, detalhamento do modelo termodinâmico, assim como o tratamento dos dados coletados experimentalmente.

No capítulo 5 é mostrado a análise e discussão dos resultados enfatizando os resultados do procedimento didático, assim como, a análise de sensibilidade do protótipo de refrigeração.

No capítulo 6 são mostradas as conclusões finais do TCC, assim como os futuros trabalhos que podem dar continuidade à pesquisa.

Finalmente, no capítulo 7 são listadas as referências mais relevantes para a construção do TCC, juntamente com os apêndices pertinentes à mesma.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo aborda uma série de estudos que empregaram sistemas de refrigeração em diferentes cenários, tanto experimentais quanto numéricos. O objetivo é reforçar a motivação e a continuidade na linha de raciocínio adotada neste TCC.

Para elevar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração, é essencial otimizar tanto o processo de transferência de calor e massa quanto o desgaste mecânico do compressor, além de controlar o superaquecimento do evaporador. Um controle eficaz aumenta a estabilidade do processo de refrigeração diante de perturbações e prolonga o tempo de operação nominal do sistema (Luyben, 2019; Vinther et al., 2012).

No estudo conduzido por Li et al. (2019), a Razão de Eficiência Energética (EER) foi empregada como métrica para avaliar diferentes fluidos refrigerantes (R717, R600a, R123yf e R134a) em refrigeradores domésticos equipados com um compressor linear isento de óleo. Os resultados revelaram que o R717 apresentou a maior capacidade de resfriamento. Embora o R600a tenha demonstrado um EER significativamente superior, sua aplicação é limitada pela configuração mecânica do compressor. Para alcançar capacidades frigoríficas semelhantes às dos outros fluidos refrigerantes, seria necessário um compressor com maior capacidade, devido ao baixo fluxo mássico do fluido refrigerante. O R123yf emergiu como uma alternativa viável para substituir o R134a.

Fluidos secundários, como a solução de etilenoglicol, são comumente empregados em sistemas de refrigeração, como no ciclo de refrigeração regenerativa barocalórica ativa, em que o material em estado sólido atua como refrigerante e regenerador. Nesse contexto, uma mistura de água e glicol é utilizada como fluido auxiliar para transferir os fluxos de calor do sistema. Observou-se que a adição de 10% de nanopartículas de cobre à solução de etilenoglicol resultou em um aumento de 30% na transferência de calor (Aprea et al., 2019).

Além disso, o desempenho de um sistema de refrigeração e bomba de calor por injeção de vapor foi investigado experimentalmente por Shuxue et al. (2013), utilizando o fluido refrigerante R32. O sistema experimental de refrigeração incluía um tanque de solução de glicol com resistência para simular a carga térmica no evaporador. A capacidade de resfriamento foi avaliada por meio do EER (Razão de Eficiência Energética).

Nos sistemas de refrigeração, a Razão de Eficiência Energética (EER) é comumente utilizada como métrica para avaliar a eficiência após alterações no controle ou na carga do fluido refrigerante (Li et al., 2020). Essa razão é calculada como a relação entre a capacidade de refrigeração e o total de energia consumida.

Em um estudo de laboratório conduzido por Setiyo et al. (2018), um protótipo de sistema de refrigeração de meio ciclo para veículos movidos a GLP demonstrou uma capacidade de refrigeração superior a 1,2 kW, resultando em um EER de 2,72. Este sistema de refrigeração de meio ciclo foi proposto como uma medida para reduzir o consumo de combustível e as emissões de escape em veículos movidos a GLP.

Em um contexto similar, Deymi-Dashtebayaz et al. (2018) realizaram uma análise experimental em um condicionador de ar tipo split com capacidade nominal de 12000 BTU/h. O estudo investigou o efeito da carga de massa do refrigerante (de 540g a 840g) e da temperatura ambiente (de 27°C a 45°C) no EER. Foi observado que, com uma carga de 640g de fluido refrigerante, o EER foi de 2,5. Além disso, verificou-se que o EER diminuiu em cerca de 30% com o aumento da temperatura ambiente.

**Tabela 1 – Análise comparativa do desempenho do protótipo de refrigeração remota em função dos dispositivos de expansão utilizados.**

Parâmetros	Válvula Termostática - VT		Válvula Eletrônica - VE	
	Antes Setpoint (Carga Plena)	Após Setpoint (Carga Parcial)	Antes Setpoint (Carga Plena)	Após Setpoint (Carga Parcial)
Ambiente Externo (°C)	28,9	28,9	29,3	29,3
Tempo de Resposta (hr)	2,18	0,23	2,07	0,23
Calor Absorvido (kW/hr)	1,28	1,06	1,32	1,15
Consumo Elétrico (kW/hr)	1,21	0,78	1,21	0,7
EER (-)	1,06	1,36	1,09	1,64

Fonte: Adaptado de Franco et al. (2019).

Franco et al. (2019) afirmam que a válvula de expansão eletrônica apresenta desempenho superior em relação à válvula termostática, com ganhos expressivos de eficiência energética, especialmente em condições de carga parcial, além de possibilitar um controle mais preciso do superaquecimento em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, conforme tabela 1.

Já com a válvula eletrônica escolhida, em Franco et al. (2022) destacam que a escolha da válvula de expansão eletrônica permitiu a otimização dos parâmetros de controle, utilizando estratégias baseadas no método de Ziegler-Nichols e modelos matemáticos para ajustar o controlador PID. Essa abordagem resultou em melhorias significativas na eficiência energética do sistema de refrigeração, com ganhos no Energy Efficiency Ratio (EER) que variaram de 10% a 28%, dependendo da configuração aplicada.

Em Barbosa et al. (2024) foi realizada uma modificação no aparato experimental do sistema de refrigeração com o objetivo de realizar uma análise experimental e avaliar o desempenho energético. A alteração permitiu desenvolver correlações entre os parâmetros de controle da válvula eletrônica e os indicadores de eficiência, como o COP e o EER, considerando diferentes valores de carga térmica e superaquecimento.

## **2.1 Contribuição do TCC**

Dessa forma, o TCC tem como contribuição científica e acadêmica as seguintes metas:

Elaboração e teste de um procedimento didático para a verificação da performance de sistema de refrigeração industrial de pequeno porte para estudos de refrigeração;

Análise de sensibilidade de um protótipo de refrigeração visando a parametrização do superaquecimento e abertura da válvula no COP e EER do equipamento.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

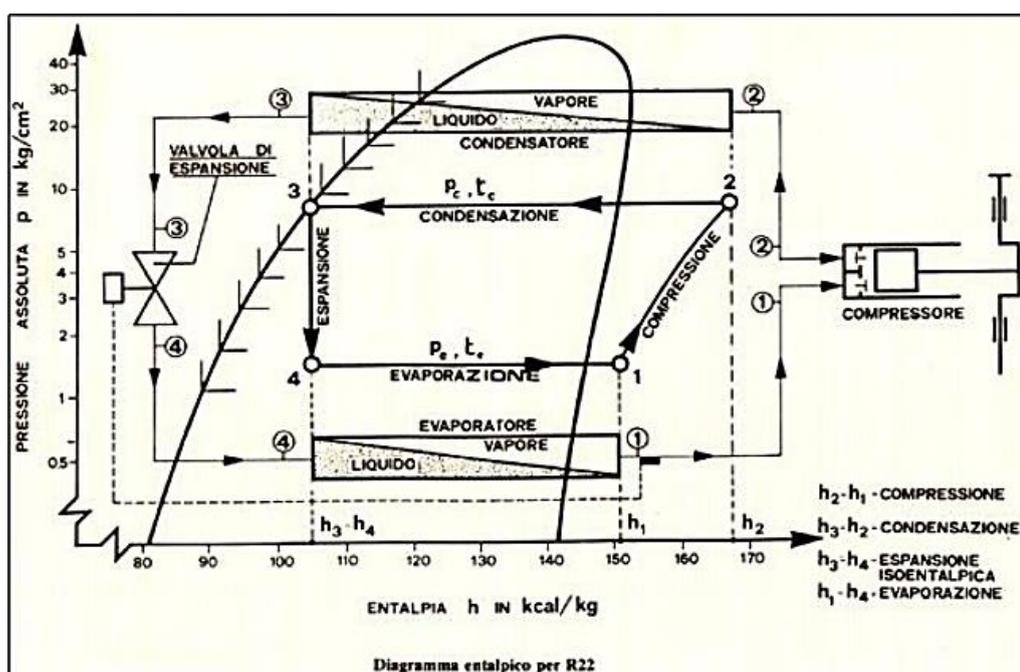
Neste capítulo, será abordado toda fundamentação teórica que forneceu a base conceitual e o embasamento necessário para compreender e analisar os aspectos fundamentais do determinado trabalho.

#### 3.1 Introdução e História da Refrigeração

Oliver Evans foi o pioneiro na combinação das técnicas de evaporação e compressão ao criar um sistema cíclico. No entanto, a primeira máquina cíclica de refrigeração foi concebida e patenteada por Jacob Perkins, que operava com base no princípio de compressão de vapor. A partir desse marco, surgiram diversas propostas para a disposição de equipamentos em operação, possibilitando a criação de ciclos termodinâmicos para refrigeração (Alves, 2014).

Na Figura 6, encontra-se detalhado o processo de refrigeração por meio do gás no circuito frigorífico, representado no diagrama de pressão (P) versus entalpia (h), P<sub>x</sub>h, com suas principais grandezas termodinâmicas.

Figura 2 – Processos de refrigeração.



Processo 1 – 2: No compressor, o vapor entra em baixa temperatura e pressão. Através da compressão, recebe energia (calor de compressão) e deixa o compressor em alta temperatura e pressão. Essa compressão é considerada adiabática reversível (isentrópica), sem troca de calor ou atrito entre o compressor e o vapor.

Processo 2 – 3: No condensador, assumimos que o vapor não sofre mudanças significativas na linha de descarga. Ele perde calor para o meio condensante (ar ou água) e sai do condensador como líquido. A evolução no condensador é considerada isobárica. Em relação à temperatura, duas etapas são consideradas: inicialmente, o vapor está superaquecido e precisa ser resfriado até atingir a temperatura de saturação; em seguida, ocorre a condensação, e a temperatura permanece constante.

Processo 3 – 4: No dispositivo de expansão, o refrigerante passa por uma expansão adiabática irreversível (isoentálpica, onde  $h_3=h_4$ ). Apesar de não haver troca de calor com o ambiente, parte do refrigerante evapora, absorvendo calor do restante da massa líquida. Assim, na saída do dispositivo, há uma mistura de líquido e vapor com temperatura e pressão inferiores à entrada no dispositivo medidor. Isso ocorre devido ao pequeno orifício do dispositivo, resultando em um aumento no volume específico devido à formação de vapor. O ponto 4 pode ser determinado com o auxílio do título,  $x_4$ .

Processo 4 – 1: O refrigerante entra no evaporador como uma mistura de líquido e vapor em baixa pressão e temperatura. Ao passar pelo evaporador, o líquido absorve calor do ambiente, vaporizando. Na saída do evaporador, temos apenas vapor saturado. O processo de passagem pelo evaporador é considerado isotérmico e isobárico. O vapor segue então para a linha de sucção, onde teoricamente nenhuma transformação ocorre.

O coeficiente de performance do sistema (COP) é geralmente definida como a relação entre a energia útil produzida pelo ciclo e a energia consumida para gerar esse efeito (Stoecker e Jabardo, 2002).

## 3.2 Componentes Básicos de Refrigeração

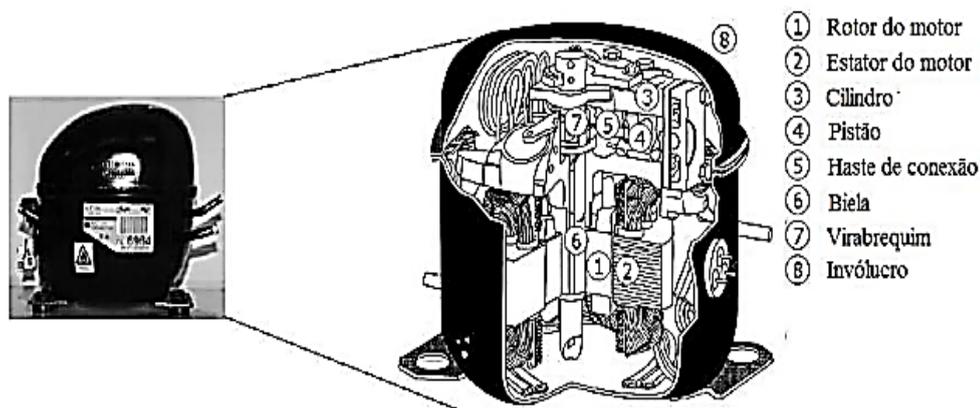
Inicialmente, para compreender a climatização, é essencial entender os componentes básicos do sistema de refrigeração, conforme abordado por Silva e Silva (2007).

### 3.2.1 Compressor hermético

Os compressores desempenham um papel fundamental nos sistemas de refrigeração, pois são responsáveis por circular o fluido refrigerante por todo o sistema. Ao receberem o refrigerante na entrada, eles o recebem no estado de vapor, com baixa pressão e temperatura, e o entregam na saída ainda como vapor, porém com alta pressão e temperatura (Silva, 2010).

A Figura 3 mostra um compressor hermético e um esquema que ilustra o equipamento por dentro.

**Figura 3 – Mecanismos do compressor.**



Fonte: Adaptado de Estupiñan e Santos, 2009.

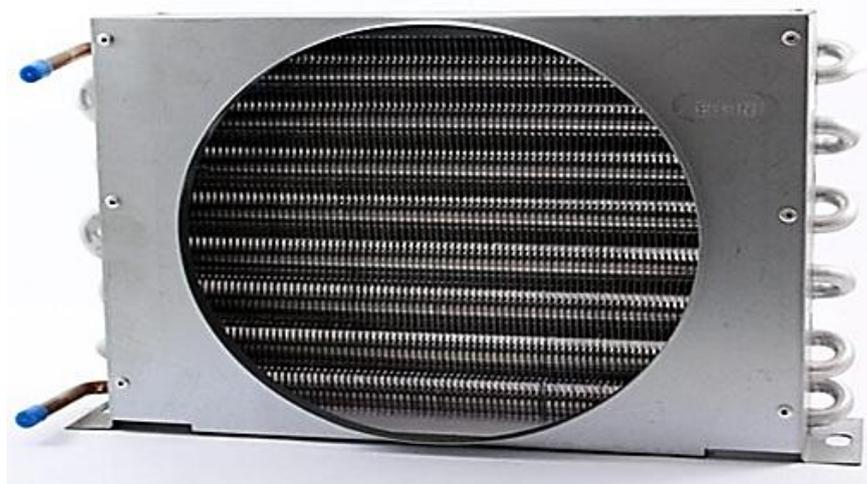
Para melhorar o desempenho de um compressor, é essencial garantir que apenas vapor de refrigerante entre nele, pois gotículas de refrigerante podem comprometer a operação do compressor através do superaquecimento. Portanto, o controle preciso do grau de superaquecimento no evaporador é um aspecto crucial a ser considerado (Borja, 2006).

### 3.2.2 Condensador

Um condensador desempenha o papel crucial de remover o calor absorvido pelo evaporador, induzindo a condensação do fluido refrigerante do estado gasoso para o líquido, preparando-o para um novo ciclo de evaporação. De acordo com Laund (1999), o condensador tem a função primordial de liquefazer os vapores gerados no evaporador por meio do processo de condensação.

A Figura 4 mostra um trocador de calor do tipo colmeia com aletas e serpentina em formato plano, muito utilizado como condensador em sistemas de refrigeração e climatização.

**Figura 4 – Condensador industrial.**



Fonte: <http://www.grupomevbrasil.com.br>

Os condensadores têm a função de liberar o calor absorvido pelo evaporador, além do calor gerado durante o processo de compressão. Segundo Silva (2010), o resfriamento do fluido refrigerante no condensador começa com a troca de calor sensível, onde a temperatura do fluido é reduzida até alcançar a temperatura de saturação correspondente à sua pressão. Nesse ponto, inicia-se a condensação propriamente dita do fluido refrigerante.

Existem três tipos de condensadores aplicados em sistemas de refrigeração: os resfriados a ar, os resfriados a água e os evaporativos. Entre os condensadores resfriados a água, destacam-se o tradicional tipo casco e tubo e o tipo placas.

No condensador casco e tubo, o refrigerante condensa no casco enquanto a água circula pelos tubos. No condensador tipo placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente, enquanto a água circula no sentido ascendente. A água aquecida pelo processo de condensação é circulada novamente por bombas através de uma torre de resfriamento, retornando ao condensador (Stoecker e Jabardo, 2002).

### 3.2.3 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão tem como principal função reduzir a pressão e a temperatura do fluido refrigerante antes que ele entre no evaporador. Esse processo é essencial para que o refrigerante possa absorver calor do meio a ser resfriado, promovendo a troca térmica desejada no ciclo de refrigeração. (Silva, 2010).

A Figura 5 mostra uma **válvula de expansão eletrônica** da marca Valex, utilizada em sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

**Figura 5 – Dispositivo de expansão eletrônico.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

Esse componente tem a função de controlar com precisão a vazão do fluido refrigerante que entra no evaporador. Diferente das válvulas de expansão mecânicas, a versão eletrônica é acionada por sinais enviados por um controlador eletrônico, que utiliza dados de sensores de temperatura e pressão para ajustar continuamente a abertura da válvula (Fullgauge, 2019).

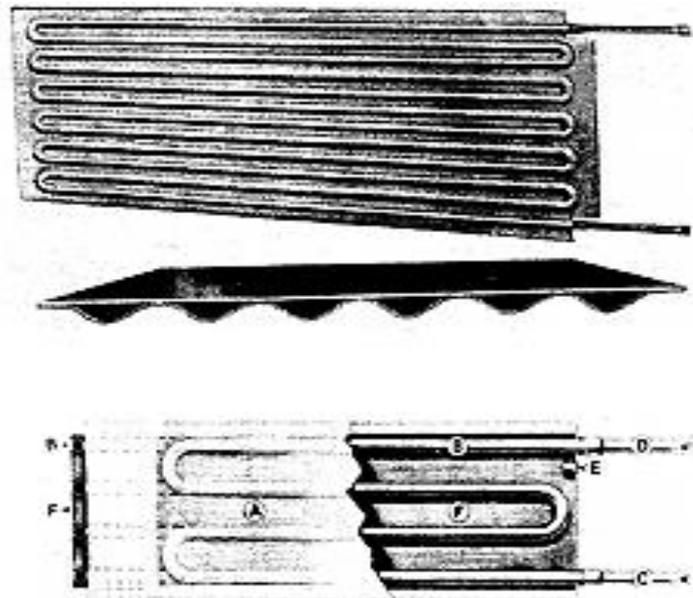
De acordo com Laund (1999), um tubo capilar feito de cobre e com diâmetro pequeno tem seu comprimento dimensionado conforme o sistema de refrigeração, sendo que o diâmetro escolhido depende da temperatura desejada a ser alcançada.

### 3.2.4 Evaporador

O evaporador desempenha um papel crucial nos sistemas de refrigeração, sendo responsável por extrair o calor do meio a ser resfriado, o que resulta na mudança de estado do fluido refrigerante da fase líquida para a fase gasosa. Esses componentes do sistema também são conhecidos como serpentina de congelamento, visto que geralmente estão localizados na parte superior dos refrigeradores domésticos, onde os alimentos são congelados (Ferraz e Gomes, 2008).

A Figura 6 apresenta um evaporador de placa com tubos embutidos, utilizado em sistemas de refrigeração por contato direto, especialmente em refrigeradores domésticos ou comerciais.

**Figura 6 – Evaporadores de placas.**



Fonte: Dossat, 1999.

Esse tipo de evaporador é conhecido pela alta eficiência na condução térmica e distribuição uniforme da refrigeração, sendo compacto e ideal para aplicações de pequeno porte (Dossat, 1999).

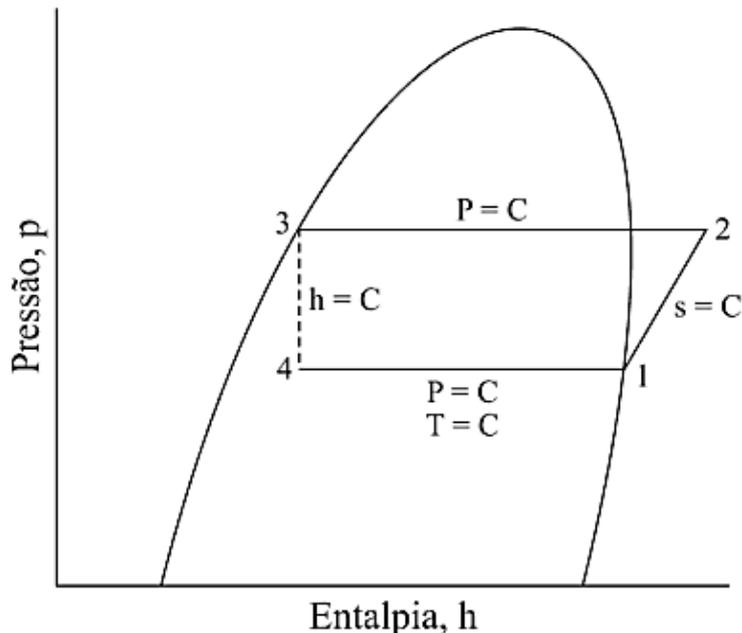
A eficiência de um evaporador está diretamente relacionada a três requisitos principais. Primeiramente, a superfície do evaporador deve ter tamanho suficiente para absorver a carga de calor desejada. Em segundo lugar, deve oferecer espaço adequado para que o fluido refrigerante possa existir em seus dois estados, líquido e gasoso (Ferraz e Gomes, 2008).

Além disso, aletas ou placas de metal podem ser instaladas sobre as serpentinas, para atuarem como superfícies secundárias absorvendo uma quantidade adicional de calor. Essa abordagem visa aumentar a eficiência do processo, conforme indicado por Laund (1999).

### 3.3 Sistema de Refrigeração por Compressão a Vapor

Entender o ciclo de refrigeração através do gráfico p-h é fundamental para compreender os processos que ocorrem, como ilustrado na Figura 7.

**Figura 7 – Ciclo de Refrigeração no diagrama p=h.**



Fonte: adaptado de Ashrae 1997.

No ciclo de Carnot, que possui a maior eficiência teórica, o processo ocorre com dois processos isobáricos (pressão constante), um processo isoentrópico (entropia constante) e um processo isoentálpico (entalpia constante) ocorrendo dentro da curva de saturação (Ashrae, 1997).

### **3.4 Coeficiente De Performance (COP)**

O Coeficiente de Performance (COP) é um indicador crucial para avaliar a eficiência de diversos sistemas de refrigeração, tais como aparelhos de ar-condicionado tipo split, de janela, sistema de água gelada, self containers e outros sistemas comerciais pesados. Este índice expressa a relação entre a capacidade de remoção de calor do equipamento (energia útil) e a potência necessária pelo compressor (energia consumida). Quanto maior o COP, mais eficiente será o equipamento em termos de consumo de energia, refletindo em um melhor rendimento operacional (Procel Epp, 2011).

De acordo com Silva (2004), a eficiência energética de um ciclo de refrigeração pode ser avaliada por meio do coeficiente de performance (COP), uma medida adimensional que relaciona a capacidade de refrigeração alcançada com o trabalho necessário para obtê-la. A faixa típica de COP (bom desempenho) para sistemas de refrigeração industrial é entre 3,0 e 5,0.

### **3.5 Eficiência Energética**

A eficiência energética (EER) do sistema de refrigeração, representada pela razão entre a capacidade de refrigeração e o consumo total de energia. Conforme mencionado por Setiyo et al. (2018), esta abordagem oferece uma maneira de avaliar o desempenho energético do sistema de refrigeração.

Com o intuito de aprimorar a eficiência energética, diversos estudos têm se concentrado no controle do fluxo mássico para otimizar sistemas de climatização. Esse fluxo de massa do refrigerante pode ser regulado por meio do superaquecimento de sucção, através de controle automático baseado em sensores e válvulas de expansão, geralmente com uso de controladores PID ou lógica embarcada em válvulas eletrônicas (Huang et al., 2019).

### **3.6 Fluidos Refrigerantes**

Conforme destacado por Ferraz e Gomes (2008), os fluidos refrigerantes desempenham o papel fundamental de absorver o calor do ambiente a ser refrigerado.

De modo geral, os fluidos refrigerantes devem possuir certas características que se adequem aos processos de refrigeração e ao sistema projetado, e ou estudado, como capacidade de condensação a pressões moderadas e evaporação à pressão atmosférica. Além disso, é importante que tenham um volume específico reduzido, exigindo menor esforço do compressor, e que não sejam corrosivos, tóxicos ou inflamáveis.

Na década de 1970, foram introduzidos os fluidos CFCs, conhecidos como clorofluorcarbonetos, os quais eram incolores, inodoros, não tóxicos, não inflamáveis e não corrosivos. Entre esses fluidos, destacavam-se o R-11 (CCl<sub>3</sub>F), R-12 (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>), R-22 (CHClF<sub>2</sub>) e R-502 (48,8% de CHClF com 51,2% de CClF). No entanto, esses fluidos refrigerantes causavam danos ao meio ambiente, levando à criação do Protocolo de Montreal em 1986, que estabeleceu a substituição dos CFCs por refrigerantes menos prejudiciais até 2010.

Junto com a implementação do Protocolo de Montreal, ocorreu uma revolução na indústria de refrigeração, com a eliminação do cloro presente nos fluidos refrigerantes. Surgiram então substitutos para os CFCs, como o CFC-12 (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub> ou R-12), substituído pelo HFC-134a (CH<sub>2</sub>F.CF<sub>3</sub> ou R-134a).

Nos últimos anos, a empresa DuPont, uma das principais produtoras de refrigerantes, tem desenvolvido diversos fluidos para substituir os CFCs, incluindo halogenados puros, misturas binárias, misturas ternárias, refrigerantes naturais (CO<sub>2</sub>, GNP) e amônia, esta última sendo adotada em instalações industriais recentes.

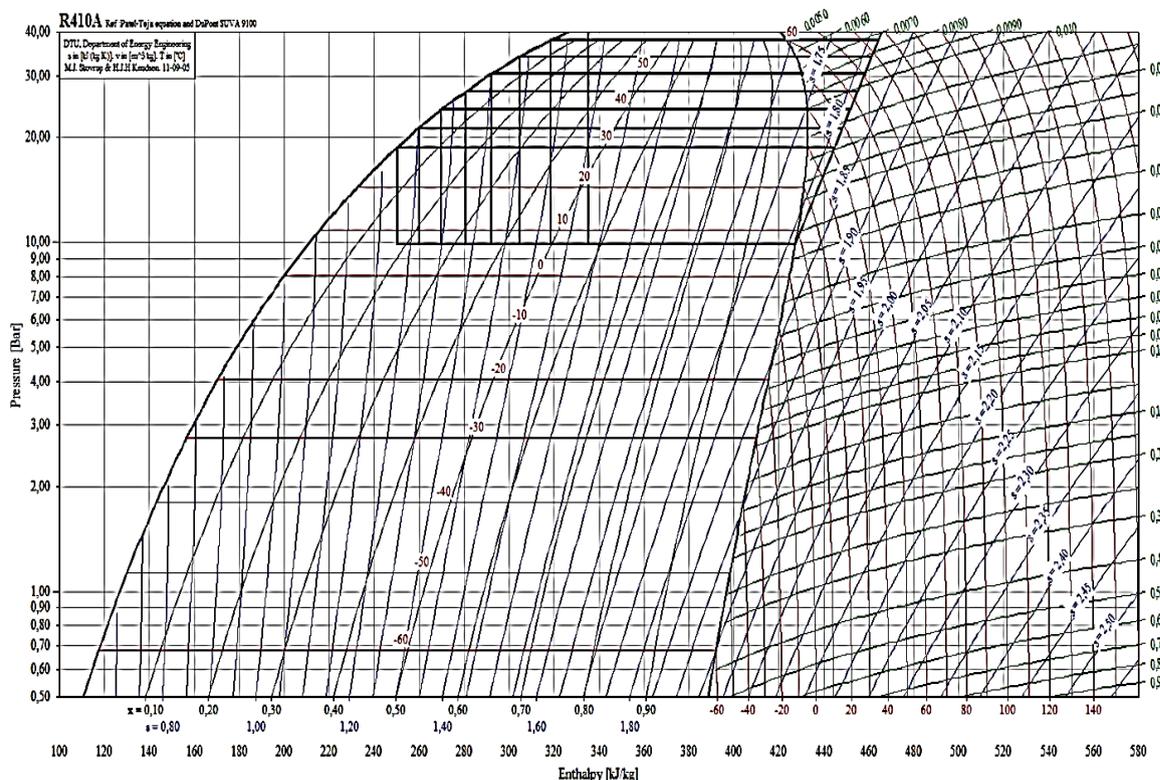
### **3.6.1 R404A**

O R404A é composto por uma mistura ternária zeotrópica, mas devido ao seu comportamento de pouco deslizamento na temperatura de evaporação (glide de 0,8 °C), é considerado uma mistura quase azeotrópica. Uma mistura zeotrópica apresenta variações significativas na composição das fases e na temperatura de saturação durante os processos de condensação ou evaporação a pressão constante.

A composição do R404A é de 4% de R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano), 44% de R125 (pentafluoroetano) e 52% de R-143a (1,1,1-trifluoroetano), conforme a norma ANSI/ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) Standard 34.

A Figura 8 ilustra o diagrama de molier do fluido **R404A**, utilizado para análise termodinâmica de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

**Figura 8 – Diagrama de Molier do fluido R404A.**



Fonte: ASHRAE, 1997.

O diagrama de Mollier representa graficamente as propriedades termodinâmicas do fluido em diferentes condições, permitindo visualizar as transformações do ciclo de refrigeração.

Esse fluido **R404A**, foi representado graficamente no intuito de ilustrar seu comportamento nas diferentes etapas do ciclo, uma vez que será o refrigerante utilizado nos experimentos.

### 3.6.2 Etilenoglicol

Fluidos secundários, como a solução de etilenoglicol, são frequentemente utilizados em sistemas de refrigeração. Nesse contexto, um fluido auxiliar, como uma mistura de água e glicol, é utilizado para transferir os fluxos de calor do sistema. Após a adição de 10% de nanopartículas de cobre à solução de etilenoglicol, observou-se um aumento de 30% na transferência de calor (Aprea et al., 2019).

De maneira semelhante, Shuxue et al. (2013) investigaram experimentalmente o desempenho de um sistema aprimorado de refrigeração e bomba de calor por injeção de vapor, usando o fluido refrigerante R32. O sistema de refrigeração experimental incluía um tanque de solução de glicol com uma resistência para simulação de carga térmica no evaporador. A capacidade de resfriamento foi avaliada por meio da Razão de Eficiência Energética (EER).

### **3.7 Superaquecimento E Subresfriamento**

O superaquecimento é definido como a diferença de temperatura entre a entrada no compressor e a saída do evaporador, e pode ser influenciado por diversos parâmetros, como pressão, temperatura e vazão mássica, de forma individual ou combinada. Em sistemas de refrigeração sujeitos a várias variações nas condições de operação, dependendo do dispositivo de expansão utilizado, pode ser difícil ajustar a temperatura do superaquecimento para que permaneça abaixo do valor mínimo estável por longos períodos de tempo. Isso pode resultar em reduções na eficiência do sistema (Costa, 2014).

Segundo Silva (2004), o superaquecimento útil ou estático é medido logo após o evaporador, geralmente entre 3 a 7 °C, enquanto o superaquecimento total, medido na sucção do compressor, varia de 8 a 20 °C. Um superaquecimento baixo pode indicar maior presença de refrigerante líquido na saída do evaporador, podendo ocasionar em golpes de líquido causando danos ao compressor. Por outro lado, um superaquecimento alto resulta em alta temperatura de descarga, elevando a temperatura do compressor e comprometendo as propriedades de lubrificação do óleo.

O sub-resfriamento é a diferença entre a temperatura do líquido saturado e a temperatura do líquido resfriado abaixo da temperatura de saturação na saída do condensador. O sub-resfriamento é essencial no ciclo real de refrigeração, pois tem a função de evitar que nenhum vapor entre no dispositivo de expansão, além de aumentar a capacidade de refrigeração do ciclo (Wang, 2001).

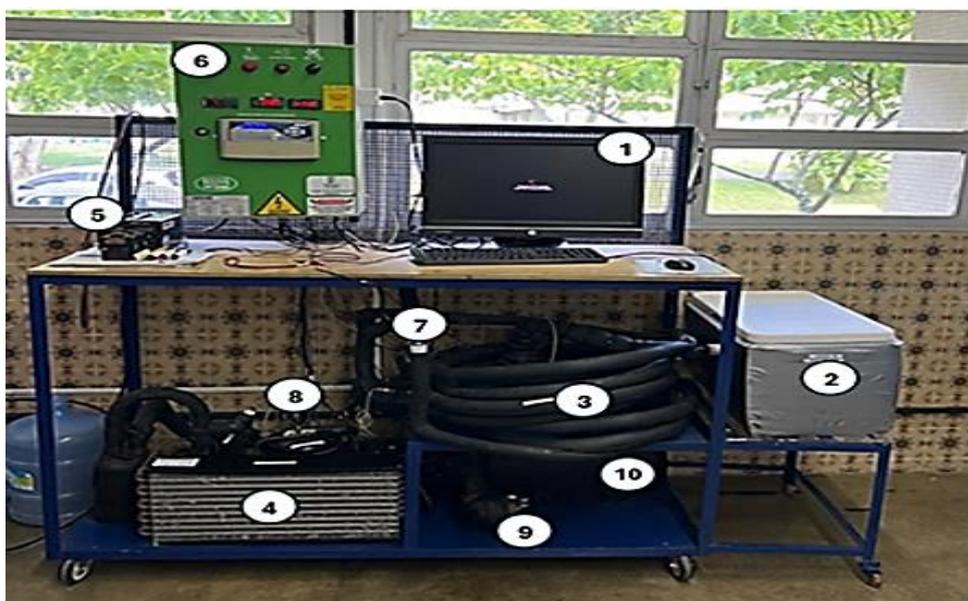
## 4 METODOLOGIA

Nesse capítulo, será abordado todo procedimento e recursos utilizados para o desenvolvimento experimental e termodinâmico do TCC, mostrando a descrição detalhada do sistema, instrumentos utilizados para medição, parâmetros e condições de operação, software utilizado para coleta dos dados, e as equações energéticas para o modelo termodinâmico com o intuito de encontrar a eficiência energética através do EER e o COP.

### 4.1 Descrição do aparato experimental

O protótipo de refrigeração por compressão de vapor analisado neste estudo foi desenvolvido e testado no âmbito do projeto Edital Universal 402323/2016-5, no laboratório de refrigeração industrial do IFPE.

**Figura 9 – Aparato experimental.**



11



12

Fonte: O autor (2025).

Com capacidade nominal de 1 kW, o sistema utiliza o fluido refrigerante R404A e, no circuito secundário, uma solução de água com etilenoglicol. O aparato inclui condensador, compressor hermético, válvula de expansão eletrônica, trocador de calor tubo duplo, bomba de circulação, resistência elétrica, tanque de armazenamento, sistema supervisório e sensores, conforme ilustrado na Figura 9.

A Tabela 2 ilustra todos os componentes que compõe o protótipo de refrigeração que foi utilizado na realização dos experimentos.

**Tabela 2 – Componentes do protótipo de refrigeração.**

1	Tela HP de 20"	7	Válvula De Expansão Eletrônica VX1025EW SB118 Full Gauge
2	Tanque de água gelada	8	Compressor alternativo hermético de pistão com o fluido refrigerante R404a, 220v, 1080W
3	Trocador de Calor Tube-in-Tube	9	Eletrobomba Emicol EBE 220/240 VCa60Hz
4	Unidade condensadora Elgin TUB-4040E	10	Resistência Elétrica de 625W
5	Placa de Arduino Uno	11	Filtro Secador 1/4 Rosca DML032R Danfoss
6	Painel de controle Full Gauge	12	Tanque de líquido (404a)

Fonte: O autor (2025).

#### **4.1.1 Componentes do protótipo**

A seguir, serão descritos em detalhes os principais componentes do protótipo, suas especificações técnicas e suas funções no processo de refrigeração.

A **unidade condensadora**, apresentada na Figura 10 e com especificações detalhadas na Tabela 3, corresponde ao modelo TUB-4040-E da marca Elgin, projetada para operar em baixa temperatura de evaporação, com uma faixa de aplicação de até -30°C, utilizando o fluido refrigerante R-404A. O equipamento conta com um compressor alternativo hermético e um sistema de condensação forçada a ar.

**Figura 10 – Unidade condensadora.**



Fonte: O autor (2025).

**Tabela 3 – Especificações da unidade condensadora TUB-4040E.**

Tensão	Corrente do Compressor [A]	Consumo [W]	Ref. Com. [HP]	Óleo do compressor	Fluido refrigerante
220	5,8	1080	1	Poliol Ester Iso-32	R404A
	Temperatura de evaporação [°C] / Capacidade frigorífica [Kcal/h]				
-30	-25	-23,3	-20	-15	-10
685	982	1090	1150	1490	1900

Fonte: O autor (2025).

O sistema inclui um acumulador de sucção, que evita o retorno de líquido ao compressor em situações de baixo superaquecimento, e um tanque de líquido para minimizar flutuações no funcionamento do sistema. A escolha desse componente foi feita com foco na conservação de alimentos e na viabilidade comercial do protótipo de refrigeração, considerando seu potencial de aplicação no mercado.

A Figura 11 apresenta a **válvula de expansão eletrônica SB88**, com orifício de 1 mm, da marca FullGauge. Sua seleção foi realizada com base na temperatura de evaporação desejada e nas especificações de capacidade de refrigeração do sistema, determinadas a partir das características da unidade condensadora adquirida.

**Figura 11 – Dispositivo de expansão eletrônico.**



Fonte: O autor (2025).

A Figura 12 apresenta o evaporador, um trocador de calor tubo duplo, no qual o fluido refrigerante R-404A circula pelo tubo interno, enquanto a solução de etilenoglicol flui pelo tubo externo, e com isso ocorre a troca térmica. Essa configuração é adotada para otimizar a eficiência da troca térmica, considerando as propriedades e funções de cada fluido no processo.

**Figura 12 – Trocador de calor tubo duplo.**



Fonte: O autor (2025).

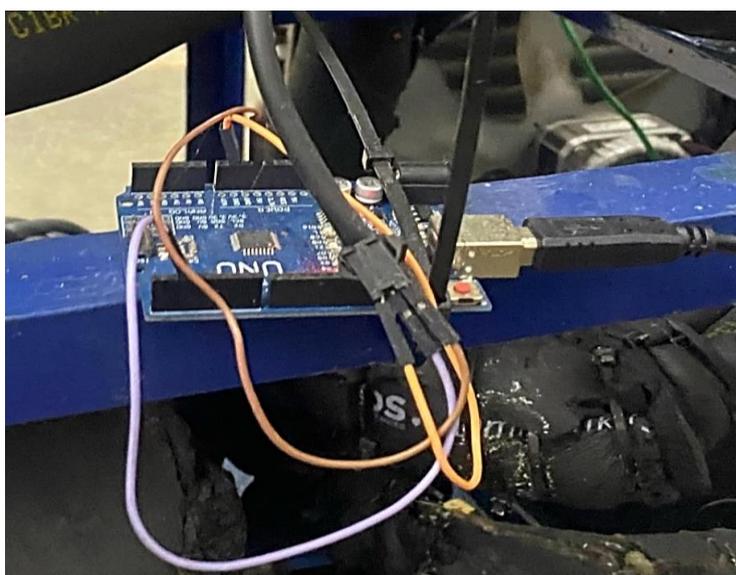
O **fluido refrigerante R404A**, ao passar pelo tubo interno, realiza as mudanças de fase necessárias para o ciclo de refrigeração, como a evaporação e a condensação, exigindo um controle preciso de pressão e temperatura. Por isso, sua circulação no tubo interno é ideal, já que este oferece um ambiente mais controlado e eficiente para essas transformações.

Por outro lado, o **etilenoglicol**, que atua como fluido secundário, circula pelo tubo externo. Essa posição permite um contato mais amplo com o tubo interno, facilitando a troca de calor. Além disso, o etilenoglicol, por não mudar de fase e devido à sua capacidade térmica e estabilidade em diferentes temperaturas, pode absorver ou liberar calor de forma eficiente, sem a necessidade de um controle tão rigoroso quanto o exigido pelo refrigerante.

Essa configuração garante uma transferência de calor mais eficaz, contribuindo para o desempenho energético do sistema de refrigeração e potencializando a eficiência do protótipo.

A taxa de fluxo da solução etilenoglicol foi monitorada utilizando um medidor de fluxo do tipo Arduino instalado no circuito secundário, conforme a figura 13.

**Figura 13 – Arduino uno.**



Fonte: O autor (2025).

A placa de arduino foi utilizada para coletar os dados da vazão a cada 10 segundos e integrada ao software do Arduino.

#### 4.1.2 Sensores e instrumentos

Para a realização dos experimentos, foi essencial a utilização de sensores e instrumentos de medição adequados, capazes de fornecer dados precisos e confiáveis sobre as variáveis operacionais do sistema de refrigeração.

Esses dispositivos desempenharam um papel fundamental no monitoramento em tempo real das condições do protótipo, permitindo a coleta de informações cruciais para a análise de desempenho energético.

Os sensores utilizados foram responsáveis por medir parâmetros de temperatura, pressão, vazão, corrente elétrica e tensão, possibilitando uma avaliação detalhada do comportamento do sistema em diferentes condições de operação.

A Figura 14 ilustra o controlador utilizado para o monitoramento do consumo de energia elétrica.

**Figura 14 – Controlador EnergyLOG plus.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

O controlador de temperatura e umidade Full Gauge MT-350E Super, apresentado na Figura 15, é utilizado para monitorar as condições de temperatura e umidade do ambiente onde a bancada experimental está instalada, com resoluções detalhadas na Tabela 4.

**Figura 15 – Controlador MT-350E Super.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

**Tabela 4 – Especificações do controlador MT-530E Super.**

Temperatura de Operação [°C]	Temperatura de Controle [°C]	Resolução [°C]	Umidade de Controle %UR	Resolução %UR
0 A 50	-10 A 70 +/- 1,5	0,1	10 A 85	0,1

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

O protótipo de refrigeração utiliza controle digital e conta com um conversor AD/DA Conv 32, apresentado na Figura 16.

**Figura 16 – Conversor AD/DA.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

Este dispositivo permite a conexão de até 32 instrumentos ao software Sitrad Pro por meio de comunicação serial R-485, sendo interligado ao computador via cabo USB.

O controlador foi utilizado em conjunto com a IHM VX-950, permitindo a visualização das temperaturas e do estado do sistema, além da possibilidade de ajustar os parâmetros das funções e enviar comandos diretamente ao controlador VX-950 Plus. Ambos os dispositivos estão ilustrados na Figura 17.

**Figura 17 – Controlador VX-950 e IHM.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

**Tabela 5 – Resoluções do controlador VX-950 plus.**

Pressão	Temperatura [°C]
1 [Psi]	0,1 entre -10 e 100
0,1 [Bar]	1,0 no restante da faixa

Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

O controlador PCT-3001 Plus Full Gauge, apresentado na Figura 18, O controlador PCT-3001 Plus Full Gauge realiza o monitoramento e controle de temperatura e pressão do sistema.

**Figura 18 – Controlador PCT-3001 plus Full Gauge.**



Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

**Tabela 6 – Resoluções do controlador PCT – 3001.**

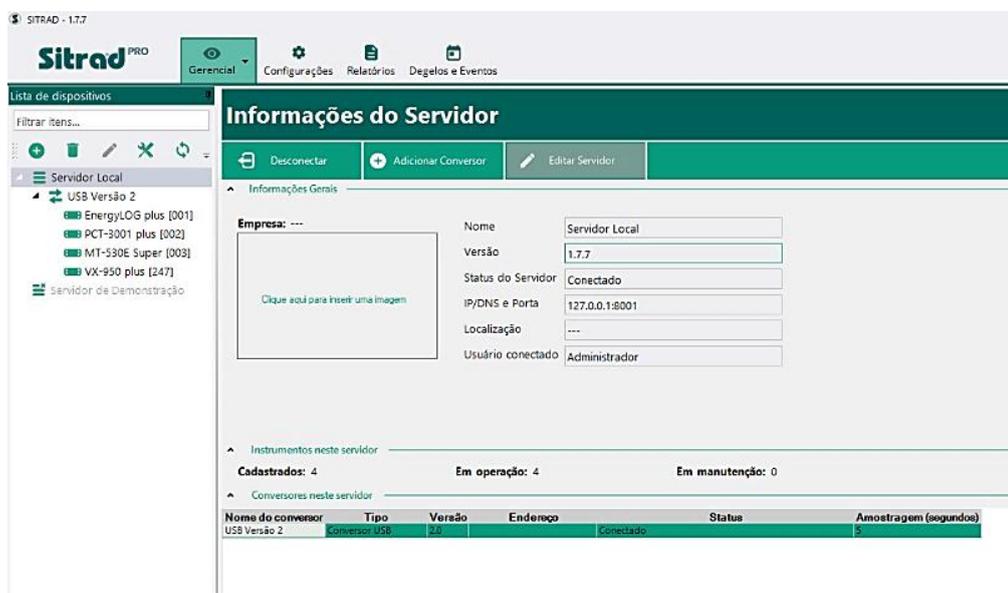
Pressão	Temperatura [°C]
1 [Psi]	0,1 entre -10 e 100
0,1 [Bar]	1,0 no restante da faixa

Fonte: (FULLGAUGE, 2019).

A Tabela 6 ilustra as resoluções de temperatura e pressão do controlador PCT-3001.

#### 4.1.3 Sistema supervisorio do Protótipo de refrigeração

O sistema supervisorio utilizado foi o **software Sitrad**, onde é possível manipular e analisar os parâmetros de operação do funcionamento do circuito refrigerante, conforme Figura 19.

**Figura 19 – Setup do supervisorio.**

Fonte: Próprio autor

Conforme a figura 20, todos os parâmetros de operação para o experimento são configurados no setup do Sitrad, onde é possível escolher os valores de superaquecimento, setpoint de operação, histerese, tempo de degelo e abertura de válvula.

**Figura 20 – Setup dos parâmetros iniciais.**

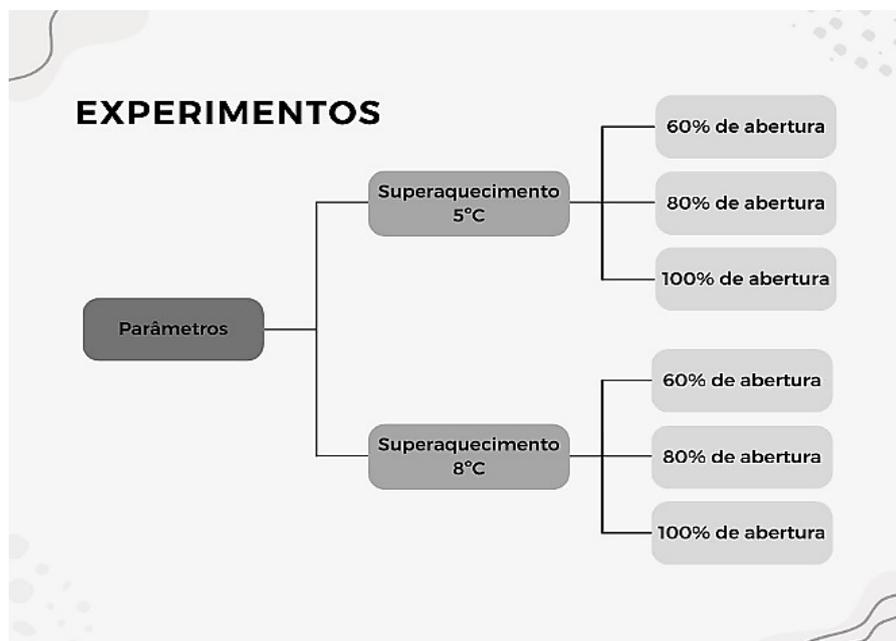
<b>Código</b>	<b>Descrição</b>
F01	Offset de pressão (P1)
F02	Faixa do sensor de pressão
F03	Alarme de pressão baixa (LOP)
<b>F04</b>	<b>Alarme de pressão alta (MOP)</b>
<b>F05</b>	<b>Ganho Estático (Kp)</b>
<b>F06</b>	<b>Tempo Integral (TI)</b>
F07	Tempo Derivativo (Td)
F08	Tipo de fluido refrigerante
F09	Número de passos total da válvula eletrônica
F10	Velocidade de operação (passos por segundo)
<b>F11</b>	<b>Valor Inicial de abertura da válvula (%)</b>
F12	Tempo de retardo para controle do superaquecimento
<b>F13</b>	<b>Setpoint de superaquecimento</b>
F14	Alarme de superaquecimento crítico
<b>F15</b>	<b>Alarme de superaquecimento baixo</b>
<b>F16</b>	<b>Alarme de superaquecimento alto</b>
<b>F17</b>	<b>Setpoint de operação</b>
<b>F18</b>	<b>Setpoint econômico</b>
F19	Mínimo setpoint permitido ao usuário
F20	Máximo setpoint permitido ao usuário
<b>F21</b>	<b>Diferencial de controle do setpoint de operação</b>
<b>F22</b>	<b>Diferencial de controle do setpoint econômico</b>

Fonte: O autor (2025).

## 4.2 Procedimento Experimental

O experimento foi planejado para resfriar a solução de etilenoglicol, partindo de uma temperatura inicial de 20°C até atingir o setpoint de operação de -3°C, com uma histerese de 5°C. Para isso, a carga térmica foi simulada por meio de uma resistência armazenada no tanque de líquido.

Conforme a figura 21, os experimentos foram conduzidos com o objetivo de avaliar o desempenho do sistema de refrigeração em diferentes condições de superaquecimento, estabelecendo dois níveis: 5°C e 8°C. O superaquecimento foi ajustado por meio da configuração do software Sitrad, que permitiu um controle mais preciso do fluxo de refrigerante e, conseqüentemente, da temperatura na saída do evaporador.

**Figura 21 – Condições de operação.**

Fonte: O autor (2025).

Inicialmente, foi realizado os primeiros experimentos para 5°C de superaquecimento e a válvula de expansão eletrônica foi ajustada em três diferentes aberturas: 60%, 80% e 100%. Para cada configuração, parâmetros como temperatura, pressão, vazão do etilenoglicol e consumo de energia elétrica foram monitorados e registrados. Cada teste foi repetido três vezes para assegurar a confiabilidade dos resultados.

Após a conclusão dos testes com superaquecimento de 5°C, o mesmo procedimento foi realizado para o superaquecimento de 8°C. Novamente, foram aplicadas as três configurações de abertura da válvula (60%, 80% e 100%), repetindo-se cada condição três vezes.

Ao todo, foram realizadas 18 medições (3 aberturas x 2 níveis de superaquecimento x 3 repetições), permitindo uma análise abrangente do comportamento do sistema sob diferentes condições operacionais.

Esses testes forneceram dados fundamentais para o cálculo do Coeficiente de Desempenho (COP) e do Índice de Eficiência Energética (EER), possibilitando uma avaliação comparativa da eficiência energética em diferentes cenários de funcionamento.

**Tabela 7 – Tabela com os parâmetros de operação.**

<b>Variáveis</b>	<b>Parâmetros</b>	<b>Justificativa</b>
SetPoint de Operação	-3°C	Definição da Temperatura a Atingir
Histerese	5°C	Diferencial de Temperatura
Superaquecimento	5°C / 8°C	Variação do Superaquecimento
Abertura de Válvula	60% / 80% / 100%	Variação de Abertura de Válvula
Tempo Total de Operação	3 Horas	Tempo Escolhido para Coleta de Dados
Tempo com Carga Térmica	2 Horas	Tempo Escolhido para Coleta de Dados

Fonte: O autor (2025).

Em cada configuração o experimento teve início com o sistema operando até atingir o setpoint de operação de -3°C, o que ocorreu após aproximadamente 1 hora de funcionamento. Neste momento, o consumo de energia foi zerado, e a carga térmica foi acionada por meio da resistência elétrica, simulando uma demanda adicional de calor.

O sistema permaneceu em operação por mais 2 horas sob essa nova condição, totalizando 3 horas de experimento completo para cada configuração, conforme tabela 7.

### **4.3 Análise Termodinâmica**

Para a realização da análise termodinâmica, foram utilizados os dados obtidos a partir das planilhas que registraram todos os parâmetros monitorados pelos sensores do protótipo, conforme detalhado no item 4.4 deste capítulo. Os dados foram coletados a cada 10 segundos, ao longo de todo o experimento.

### 4.3.1 EER

Para determinar o EER, para automatizar o cálculo das grandezas térmicas na planilha do Excel, as fórmulas foram implementadas de modo que os valores sejam gerados automaticamente, por meio de cálculos existentes nas planilhas em excel, a partir dos dados coletados no experimento.

Primeiramente, são criadas colunas específicas para cada variável envolvida (energia útil, energia consumida, potência ativa, vazão mássica e entalpias), incluindo o intervalo de tempo e a energia ativa consumida.

O cálculo da capacidade térmica do evaporador ( $Q_{ev}$ ) é realizado utilizando a diferença de entalpias do fluido de trabalho, multiplicada pela vazão mássica. Essa equação é configurada de forma que, ao inserir os valores experimentais, o resultado seja atualizado instantaneamente, conforme equação 01.

$$Q_{ev} = \dot{m} \times (h_{sol_{ent}} - h_{sol_{sai}}) \quad (1)$$

Onde:

$Q_{ev}$ : Capacidade térmica do evaporador (W).

$\dot{m}$ : Vazão mássica do fluido secundário (kg/s).

$h_{sol_{ent}}$ : Entalpia do fluido secundário na entrada do evaporador (kJ/kg).

$h_{sol_{sai}}$ : Entalpia do fluido secundário na saída do evaporador (kJ/kg).

Para determinar o coeficiente de eficiência energética (EER), a planilha relaciona a capacidade térmica com a energia elétrica consumida no processo.

O resultado final reflete a eficiência do sistema, possibilitando a análise comparativa entre diferentes condições operacionais. Dessa forma, a estrutura da planilha permite a automatização dos cálculos, reduzindo erros manuais e facilitando a análise dos dados experimentais.

$$EER = \frac{Q_{ev} \cdot \Delta t \cdot 3,412}{E_{ativa}} \quad (2)$$

Onde:

EER: Razão entre a capacidade de refrigeração e energia consumida.

$Q_{ev}$ : Capacidade térmica do evaporador (W).

$\Delta_t$ : Intervalo de tempo da medição (h).

3,412: Fator de conversão de Watts para BTU/h.

$E_{ativa}$ : Energia elétrica ativa consumida pelo sistema (Wh).

#### 4.3.2 COP

Para a implementação das equações em uma planilha Excel, os dados obtidos experimentalmente (energia útil, energia consumida, potência ativa, vazão mássica e entalpia), devem ser organizados em colunas específicas. A planilha realizará automaticamente os cálculos dos coeficientes de desempenho, utilizando as fórmulas adequadas para cada caso e que serão descritas em seguida.

O COP elétrico é determinado pela relação entre a capacidade térmica do evaporador e a potência útil.

$$COP_{elet} = \frac{Q_{ev}}{P_{util}} \quad (3)$$

Onde:

$COP_{ele}$ : Coeficiente de desempenho elétrico.

$Q_{ev}$ : Capacidade térmica do evaporador (W).

$P_{util}$ : Potência útil utilizada no sistema (W).

O COP térmico é obtido pela relação entre a capacidade térmica do evaporador e a potência térmica do compressor, considerando a vazão mássica do fluido e a diferença de entalpias entre a descarga e a sucção do compressor.

$$COP_{Term} = \frac{Q_{ev}}{\dot{m}_2 \cdot (h_{desc} - h_{sucção\_evap})} \quad (4)$$

Onde:

$COP_{Term}$ : Coeficiente de desempenho térmico.

$Q_{ev}$ : Capacidade térmica do evaporador (W).

$h_{suc\_evap}$ : Entalpia na sucção do evaporador (kJ/kg).

$h_{desc}$ : Entalpia na descarga do compressor (kJ/kg).

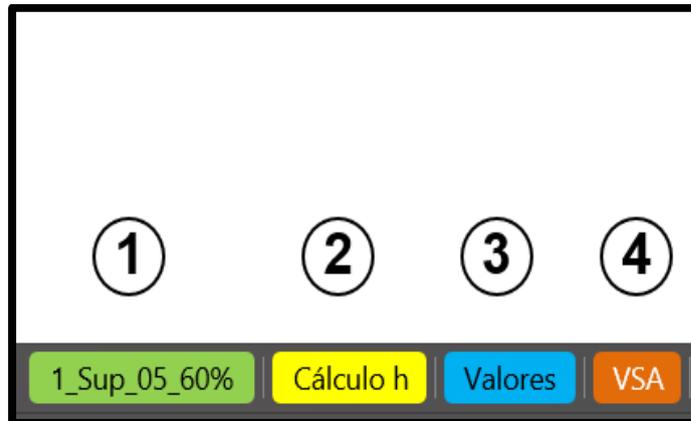
#### 4.4 Desenvolvimento de planilha termodinâmica

Dentro do supervisor Sitrad, foi coletado quatro planilhas onde cada planilha realiza a medição de alguns parâmetros do experimento descritos a seguir e no software do Arduino uno é coletado os valores da vazão, são eles:

- I. **EnergyLOG**: Coleta os dados referentes a consumo (tensão, potência, corrente e energia).
- II. **MT-530E Super**: Coleta os dados do ambiente (temperatura e umidade relativa do ar.)
- III. **PCT-3001 plus**: Coleta os dados de temperatura e pressão de entrada e saída (sucção, descarga, compressão, linha de líquido).
- IV. **VX-950 plus**: Coleta os dados da abertura de válvula, temperatura da solução do etilenoglicol e superaquecimento.
- V. **Arduino uno**: Coleta os dados referentes a vazão do fluido secundário em litros por minuto.

As informações das quatro planilhas são unificadas em um único arquivo e adicionado uma coluna onde terá os dados coletados da vazão que são obtidos através da placa de Arduino uno e todos os dados ficam armazenados na aba número 1, conforme a Figura 22. Esse procedimento ocorre para cada experimento realizado.

**Figura 22 – Janelas da planilha termodinâmica.**



Fonte: O autor (2025).

1° Sup\_05\_60% – Banco de dados onde todos os parâmetros coletados são armazenados.

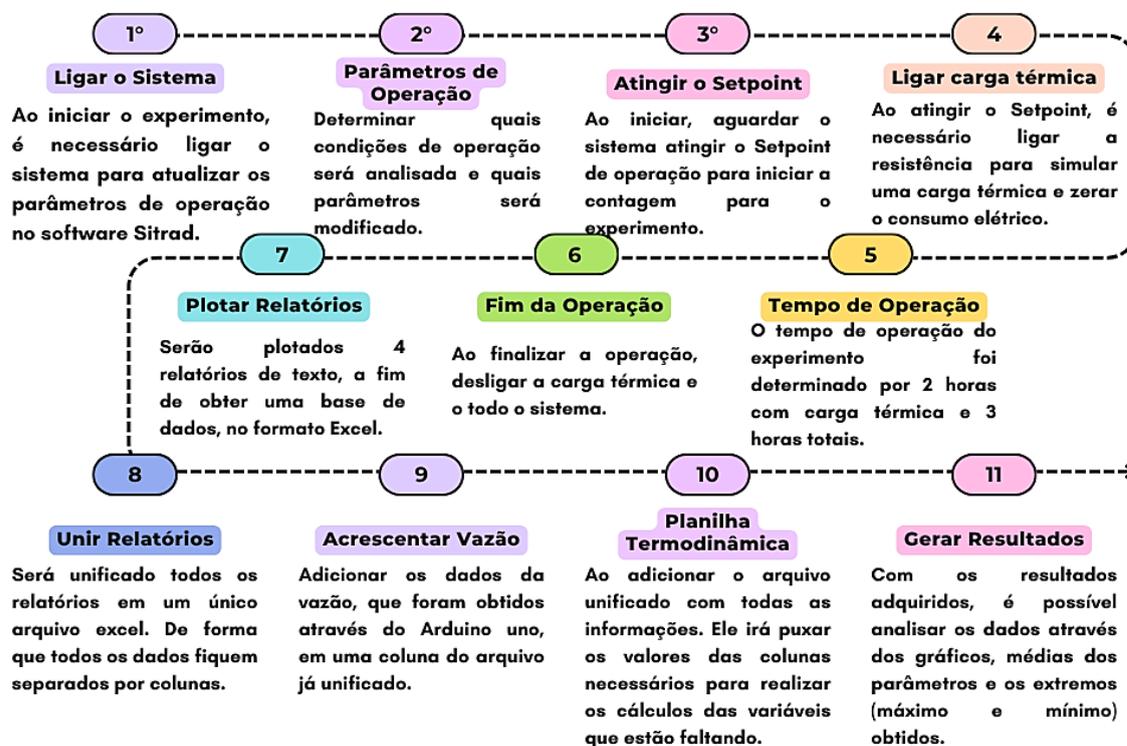
2° Cálculo h – São realizadas as interpolações e obtidos os resultados de forma automática utilizando as informações necessárias das abas 1, 3 e 4.

3° Valores – Banco de dados com as propriedades do fluido refrigerante em vapor saturado que será utilizado para as interpolações realizadas na aba 2.

4° VSA – Banco de dados com as propriedades do fluido refrigerante em vapor superaquecido que será utilizado para as interpolações realizadas na aba 2.

A figura 23 descreve o diagrama de fluxo operacional que é utilizado para obter os dados coletados e são incorporados à planilha de análise onde contém as propriedades termodinâmicas dos dois fluidos envolvidos no processo, o fluido refrigerante e o fluido secundário.

Figura 23 – Diagrama do fluxo operacional.



Fonte: O autor (2025).

O fluxograma apresentado descreve, de forma organizada, todas as etapas do procedimento experimental realizado na bancada de refrigeração por compressão de vapor. O processo inicia com a configuração do sistema no software Sitrad, definição dos parâmetros operacionais e acionamento da carga térmica após atingir o setpoint de  $-3^{\circ}\text{C}$ . A operação segue por 3 horas, com coleta de dados automatizada. Os relatórios gerados são unificados em uma planilha Excel, onde também são inseridos os dados de vazão.

Com isso, uma planilha termodinâmica realiza os cálculos das variáveis como entalpias, COP, EER e potência do compressor. Por fim, os resultados são analisados graficamente, permitindo a comparação entre as diferentes condições testadas. Essa metodologia padronizada assegura confiabilidade, praticidade e eficiência na condução dos ensaios e na análise dos dados.

## 5 RESULTADOS E ANÁLISE

Nesta seção, são apresentados e analisados os resultados obtidos nos experimentos realizados com o sistema de refrigeração. A análise baseia-se em indicadores como Coeficiente de Desempenho (COP) e Índice de Eficiência Energética (EER), além de medições de temperatura, pressão e consumo energético.

Os resultados são comparados entre si para identificar padrões, validar a confiabilidade dos dados e determinar as condições mais eficientes para a operação do sistema.

### 5.1 Procedimentos Experimentais

O procedimento didático da bancada experimental de refrigeração tem como objetivo padronizar os experimentos, garantindo a operação correta do sistema. Ele facilita a compreensão teórica e prática dos alunos, apresentando instruções de uso, segurança, configuração e análise de dados, conforme Figura 24.

**Figura 24 – Manual de instruções da bancada.**



Instruções para Operação da Bancada Didática da Sala F- 21



Fonte: O autor (2025).

O procedimento didático estabelece diretrizes para parametrização, interpretação dos resultados e repetição dos testes, permitindo avaliar o desempenho do sistema em diferentes condições.

Assim, foi elaborada uma metodologia didática com o objetivo de detalhar, passo a passo, a replicação do estudo.

### 1º Passo: Ligar o sistema.

Ao iniciar o experimento, ligue o sistema de refrigeração utilizando o manual de instruções (Anexo A), ativando os disjuntores 1, 2 e 4 conforme Figura 25.

**Figura 25 – Quadro elétrico do protótipo.**



Fonte: O autor (2025).

A Figura 25 ilustra o quadro elétrico do protótipo, que é composta por 4 disjuntores, onde cada um deles tem a função de:

**Item 1** – Ativa o painel do Full Gauge.

**Item 2** – Inicia o sistema de refrigeração, ligando o compressor.

**Item 3** – Liga a resistência elétrica.

**Item 4** – Liga o monitor do computador.

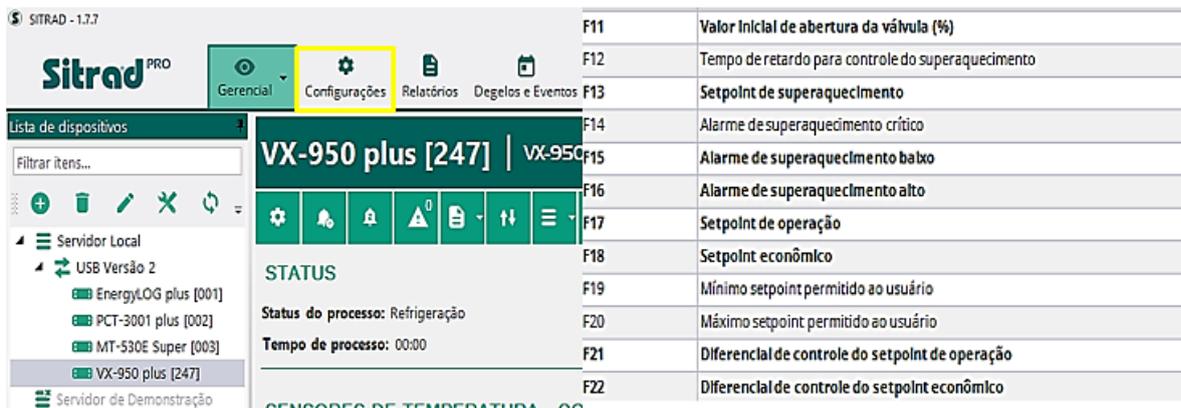
Após iniciar a bancada, abra o **software Sitrad** para parametrizar o experimento.

## 2º Passo: Parâmetros de Operação.

A Figura 26 ilustra que para determinar os parâmetros de operação, é necessário selecionar o item “**VX-950 plus [247]**” e em seguida, clicar em “**Configurações**” e preencher os campos

- **F13:** Superaquecimento (5°C ou 8°C);
- **F11:** Abertura da válvula (60%, 80% ou 100%);
- **F17:** Setpoint de operação (-3°C);
- **F21:** Histerese (5°C);

**Figura 26 – Setup de parametrização.**



F11	Valor Inicial de abertura da válvula (%)
F12	Tempo de retardo para controle do superaquecimento
F13	Setpoint de superaquecimento
F14	Alarme de superaquecimento crítico
F15	Alarme de superaquecimento baixo
F16	Alarme de superaquecimento alto
F17	Setpoint de operação
F18	Setpoint econômico
F19	Mínimo setpoint permitido ao usuário
F20	Máximo setpoint permitido ao usuário
F21	Diferencial de controle do setpoint de operação
F22	Diferencial de controle do setpoint econômico

Fonte: O autor (2025).

## 3º Passo: Atingir o Setpoint.

Aguardar o sistema de refrigeração até que a temperatura da solução de etilenoglicol atinja o setpoint de -3°C. Essa etapa é essencial para garantir a repetibilidade dos experimentos e dura em torno de 1 hora.

## 4º Passo: Ligar a Carga Térmica.

Assim que o setpoint for atingido, ative a resistência elétrica ligando o disjuntor número 3, conforme Figura 25 para simular a **carga térmica**. Isso reinicia a contagem do consumo elétrico para o período de teste.

### 5° Passo: Tempo de Operação.

Registre os dados durante **3 horas de operação**, sendo **2 horas com carga térmica ativa**. Os dados são coletados automaticamente a cada 10 segundos pelo Sitrad.

### 6° Passo: Fim da Operação.

Após o período total, desligue os disjuntores 1,2 e 3 dessa forma desligando o sistema e a carga térmica.

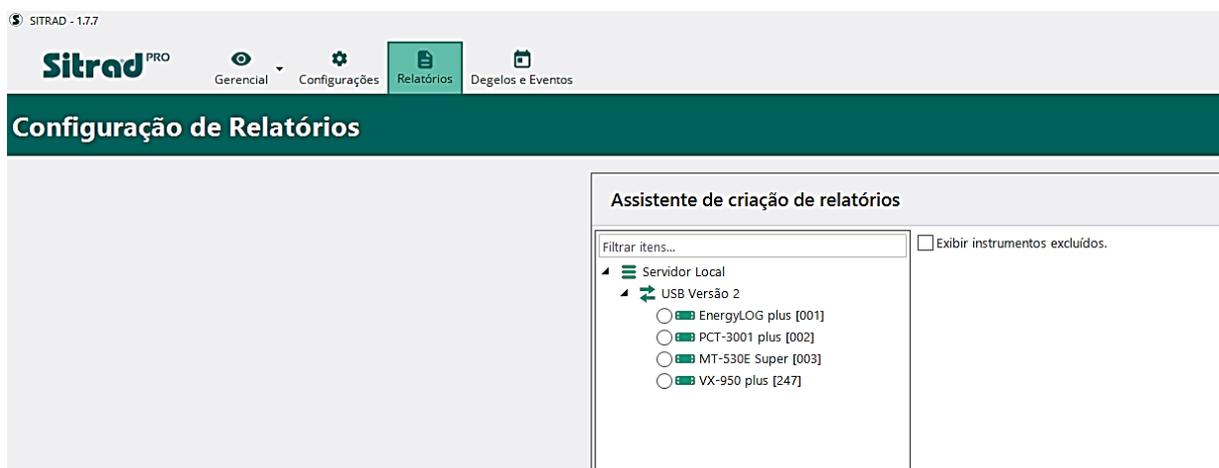
### 7° Passo: Plotar Relatórios.

Na Figura 27, que ilustra que na Aba “**Relatórios**”, é selecionado um sensor de cada vez para plotar os dados, dessa forma gerando os dados de cada sensor em uma planilha individual para cada.

Exporte os relatórios de texto dos seguintes módulos:

- **EnergyLOG** (potência, tensão, corrente, energia);
- **MT-530E Super** (temperatura ambiente e umidade);
- **PCT-3001 Plus** (pressões e temperaturas);
- **VX-950 Plus** (temperatura do fluido secundário e abertura da válvula);

**Figura 27 – Relatórios de texto.**



Fonte: O autor (2025).

Após selecionar o sensor a qual irá ser gerado o relatório, você deve selecionar o período de tempo do experimento. Determinando a data e hora inicial e data e hora final, conforme Figura 28.

**Figura 28 – Período de tempo.**

— **Selecione o período do relatório** —

Últimos 15 minutos     Últimas 10 horas  
 Últimos 30 minutos     Últimas 15 horas  
 Última 1 hora     Dias retroativos  
 Últimas 5 horas     Período fixo

— **Período de consulta** —

Data Inicial: 12/03/2025 15:20  
 Data Final: 12/03/2025 17:10

Fonte: O autor (2025).

## 8º Passo: Unir Relatórios.

Converta os arquivos de texto em formato Excel na opção “xls” que está demarcada na Figura 29.

**Figura 29 – Exportação de dados.**

SITRAD - 1.7.7

Sitrad PRO

Gerencial | Configurações | **Relatórios** | Degelos e Eventos

### Relatório de Amostragem

Instrumento: 1 - EnergyLOG plus [001] (EnergyLOG plus v.1)  
 Conversor: USB Versão 2  
 Servidor: Servidor Local  
 Período: 12/03/2025 15:20:00 - 12/03/2025 17:10:00  
 Predefinição de relatório selecionada: Não definida

Data	Tensão	Corrente	Potência	Potência	Potência	Fator de	Energia	Energia
		e	Aparente	Ativa	Reativa	Potência	Aparente	Ativa
12/03/2025 15:20:00	226	6,30	1,45	1,39	0,41	0,95	1,53	1,47
12/03/2025 15:20:10	226	6,34	1,46	1,40	0,41	0,95	1,53	1,46
12/03/2025 15:20:20	226	6,33	1,46	1,40	0,41	0,95	1,53	1,46
12/03/2025 15:20:30	227	3,25	0,76	0,75	0,07	1,00	0,07	0,07
12/03/2025 15:20:40	226	9,59	1,38	1,34	0,32	0,98	0,10	0,10
12/03/2025 15:28:00	226	8,84	2,03	2,00	0,35	0,98	0,41	0,41

Fonte: O autor (2025).

Em seguida, unifique os quatro arquivos em uma única planilha Excel, garantindo que os dados fiquem organizados por colunas sincronizadas no tempo.

### **9° Passo: Acrescentar Vazão.**

Adicione na planilha (já unificada), em uma coluna os valores da vazão do fluido secundário (em L/min), coletados pelo Arduino Uno. Posteriormente, converta para kg/s com base na densidade da solução de etilenoglicol (aproximadamente 1065 kg/m<sup>3</sup>).

### **10° Passo: Planilha Termodinâmica.**

Ao adicionar a vazão na planilha unificada, ela será incluída na Aba 1 (ilustrada na Figura 22), da planilha termodinâmica semiautomatizada que já possui fórmulas implementadas para:

- Interpolação de entalpias na sucção e descarga;
- Cálculo da capacidade térmica do evaporador;
- Determinação do EER e COP;
- Geração automática de resultados em função do tempo;

### **11° Passo: Gerar Resultados.**

Logo, com os dados tratados, pode-se gerar gráficos pelo Excel do perfil de comportamento em função do tempo dos seguintes parâmetros:

- Gráficos de COP, EER, consumo energético, temperatura e pressão;
- Médias e extremos (máximos e mínimos) das variáveis;
- Identificação das melhores condições de operação.

## **5.2 Planilha Termodinâmica**

A seguir, um passo a passo de como utilizar a planilha termodinâmica para este experimento.

Na Figura 30, é inserido as variáveis na aba “Valores”: Temperatura de sucção do compressor, Temperatura de descarga, Pressão de sucção e Pressão de descarga que serão inseridos através da referência na planilha da aba do banco de dados.

Os dados ficam armazenados na 1ª Aba que é nomeado com o nome do experimento (Ex: Sup\_05\_60%).

**Figura 30 – Tabela das temperaturas e pressões da linha de sucção e descarga.**

A	B	C	D	E	F	G
Tempo [s]	Temperatura sucção [°C]	Temperatura Descarga [°C]	Pressão Sucção [Psi]	Pressão Descarga [Psi]	Pressão Sucção [kPa]	Pressão Descarga [kPa]
0	25,50	25,30	166,00	167,00	1245,88	1252,78
10	25,50	25,30	166,00	167,00	1245,88	1252,78
20	25,50	25,30	166,00	167,00	1245,88	1252,78
30	25,50	25,30	166,00	167,00	1245,88	1252,78
40	25,50	25,30	166,00	167,00	1245,88	1252,78
50	25,50	25,20	166,00	167,00	1245,88	1252,78

Fonte: O autor (2025).

Na Figura 31 é apresentado a planilha com o acréscimo das colunas B e C com as informações de temperatura de sucção e pressão de sucção vindo da aba de “Valores” já com as transformações das unidades na aba do “cálculo h”.

**Figura 31 – Temperatura e pressão de sucção para interpolação da entalpia na linha de sucção.**

A	B	C	D	E	F	G	N
Tempo [s]	T_sucção [°C]	Pressão de Sucção [kPa]	Temperatura_sucção_MÍN [°C]	Temperatura_sucção_MÁX [°C]	Pressão_sucção_MÍN [kPa]	Pressão_sucção_MÁX [kPa]	h_sucção_f
0	3,60	549,51	0	5	500,00	550,00	370,64
10	4,10	556,41	0	5	550	600	370,96
20	4,60	556,41	0	5	550	600	371,45
30	5,20	563,30	5	10	550	600	371,87
40	5,60	570,20	5	10	550	600	372,10
50	6,10	570,20	5	10	550	600	372,58

Fonte: O autor (2025).

Na Figura 32 a planilha já está com mais duas colunas, colunas P e Q com os dados de temperatura de descarga e pressão de descarga vindo da aba de “valores” já com transformações das unidades na aba do “cálculo h”.

**Figura 32 – Temperatura e pressão de descarga para interpolação da entalpia na linha de descarga.**

O	P	Q	R	S	T	U	AB
Tempo [s]	T_descarga [°C]	P_descarga [kPa]	Temperatura_descarga_MÍN [°C]	Temperatura_descarga_MÁX [°C]	Pressão_descarga_MÍN [°C]	Pressão_descarga_MAX [°C]	h_des_f
0	55,40	1473,41	55	60	1450	1500	407,17
10	54,60	1466,52	50	55	1450	1500	406,38
20	53,70	1459,62	50	55	1450	1500	405,46
30	52,90	1452,73	50	55	1450	1500	404,66
40	52,00	1445,83	50	55	1400	1450	403,75
50	51,40	1438,94	50	55	1400	1450	403,19

Fonte: O autor (2025).

A Figura 33 mostra a planilha com as colunas AD, AE e AF que representam os dados de entrada puxando as informações do banco de dados na 1ª aba (Sup\_05\_60) e é realizado o cálculo da entalpia das soluções de entrada e saída nas colunas AH e AI.

**Figura 33 – Temperaturas de entrada e entalpia do fluido.**

AC	AD	AE	AF	AH	AI
Tempo [s]	Temperatura linha líquido [°C]	Temperatura Solução Entrada [°C]	Temperatura Solução Saída [°C]	h_sol_ent [kJ/kg]	h_sol_sai [kJ/kg]
0	30,90	0,90	-0,30	-35,35727	-39,23291
10	30,90	0,90	-0,30	-35,35727	-39,23291
20	30,70	0,80	-0,30	-35,68024	-39,23291
30	30,50	0,70	-0,30	-36,00321	-39,23291
40	30,40	0,70	-0,20	-36,00321	-38,90994
50	30,30	0,70	-0,20	-36,00321	-38,90994

Fonte: O autor (2025).

A Figura 34 apresenta o resultado de todos os cálculos da planilha e é formado por fórmulas em cada célula que irão nos dar os resultados do consumo  $E_{ativa}$ , do COP<sub>ele</sub> e do EER a cada 10 segundos em função do tempo, que irá gerar o perfil do comportamento do sistema.

**Figura 34 – Perfil em função do tempo do COP, E\_ativa e EER.**

Tempo [s]	COP_ele	E_ativa [kWh]	EER [Btu/W]
0	0,663271965	0,000401667	0
10	0,66482173	0,002416667	1,897010608
20	0,608316276	0,004435	1,895109558
30	0,554261884	0,006446667	1,777834399
40	0,498616298	0,008465	1,624728519
50	0,498397092	0,010483333	1,639903845

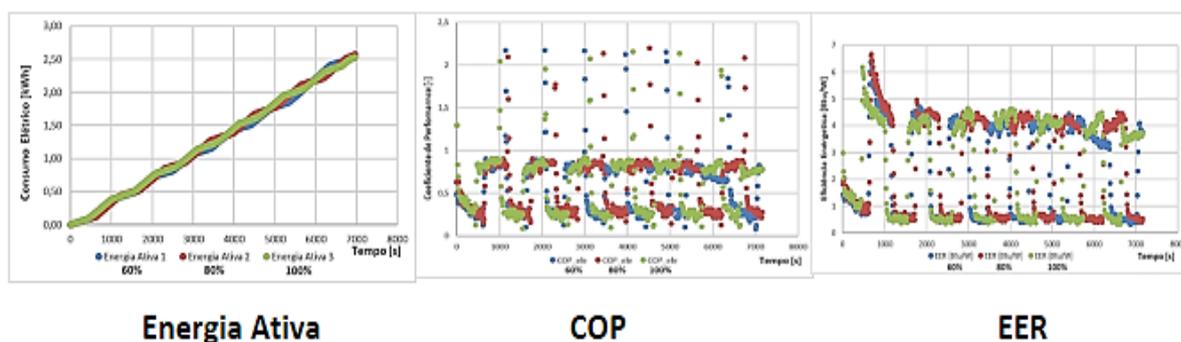
Fonte: O autor (2025).

Com a implementação desse material, espera-se que a bancada experimental possa ser utilizada de forma mais eficiente e didática, contribuindo para uma melhor assimilação dos conteúdos relacionados à refrigeração e eficiência energética.

### 5.3 Perfil de Comportamento dos Gráficos

A Figura 35 ilustra como os gráficos de Energia ativa x tempo, COP x tempo e EER x tempo; devem se comportar ao realizar o experimento utilizando a metodologia detalhada nos itens 5.1 e 5.2.

**Figura 35 – Perfil de comportamento do consumo, COP e EER.**



Fonte: O autor (2025).

Para essa ilustração foi utilizado os gráficos do experimento com superaquecimento 05 e abertura de válvula de 60%.

#### 5.4 Estudo de caso – Análise paramétrica do protótipo de refrigeração

Serão apresentados os resultados obtidos para as condições de superaquecimento de 5°C e 8°C, considerando as diferentes aberturas da válvula de expansão.

A análise permitirá identificar a melhor condição de operação para cada nível de superaquecimento, avaliando o impacto da variação da abertura da válvula (60%, 80% e 100%) no desempenho do sistema.

##### 5.4.1 Caso 01 – Superaquecimento 05 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).

O consumo energético do sistema para a condição de superaquecimento de 5°C e com variação da abertura da válvula de 60%, 80% e 100% é apresentado na Tabela 8.

**Tabela 8 – Consumo energético do sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

<b>Abertura da Válvula</b>	<b>Energia Ativa (kW)</b>	<b>Variação em relação a 60%</b>
<b>60%</b>	<b>1,275</b>	<b>-</b>
80%	1,320	<b>3,53%</b>
100%	1,365	<b>7,06%</b>

Fonte: O autor (2025).

Na Tabela 8 quando a válvula está com 80% de abertura, o consumo é de 3,53% a mais que 60% e na de 100% de abertura o valor aumenta para 7,06% a mais que 60%. Logo, quanto maior a abertura da válvula, maior será o consumo de energia elétrica do sistema.

A Tabela 9 ilustra o coeficiente de performance (COP) do sistema para as diferentes condições de abertura da válvula.

**Tabela 9 – Coeficiente de performance (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

<b>Abertura da Válvula</b>	<b>COP</b>	<b>Varição em relação a 60%</b>
<b>60%</b>	<b>1,210362227</b>	<b>-</b>
80%	1,200994415	<b>-0,86%</b>
100%	1,109383918	<b>-8,34%</b>

Fonte: O autor (2025).

Ao aumentar a abertura da válvula de 60% para 80%, o COP reduziu 0,86%. Com a válvula em 100% de abertura, a redução foi de 8,34% em relação à abertura de 60%. Esses resultados indicam que a eficiência de performance do sistema diminui conforme a válvula é aberta em maiores proporções.

Em seguida, a Tabela 10 verifica-se que a eficiência energética (EER) do sistema também diminui com o aumento da abertura da válvula. Com a abertura de 80%, a redução foi de 5,52% em relação ao valor obtido com 60%. Para a condição com válvula totalmente aberta (100%), a diminuição foi de 9,67%.

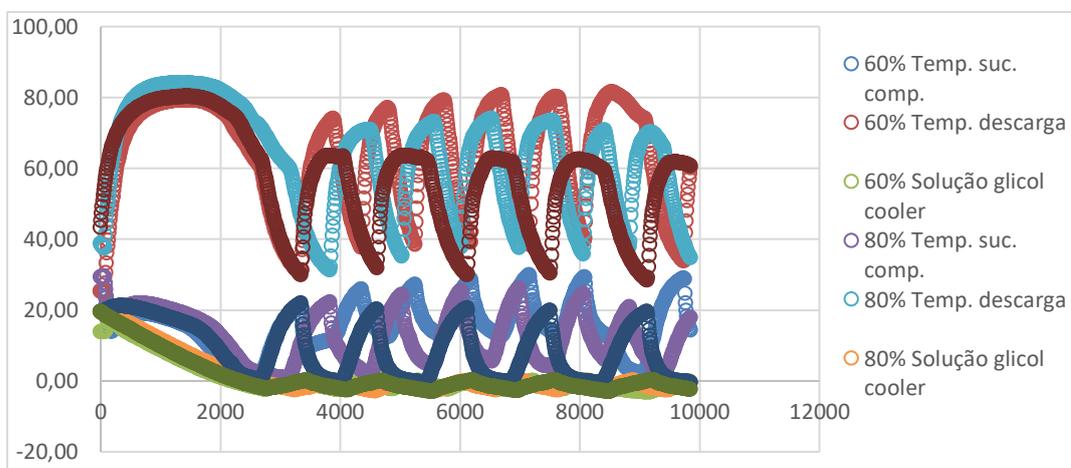
**Tabela 10 – Eficiência energética do sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

<b>Abertura da Válvula</b>	<b>EER (Btu/W)</b>	<b>Varição em relação a 60%</b>
<b>60%</b>	<b>4,033709</b>	<b>-</b>
80%	3,811716	<b>-5,52%</b>
100%	3,643564	<b>-9,67%</b>

Fonte: O autor (2025).

O Gráfico 1 representa as temperaturas de descarga, sucção e da solução etilenoglicol para a condição 01 (superaquecimento de 5°C e abertura de válvula variando de 60%, 80% e 100%).

**Gráfico 1 – Temperatura de sucção, descarga e do etileno glicol (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

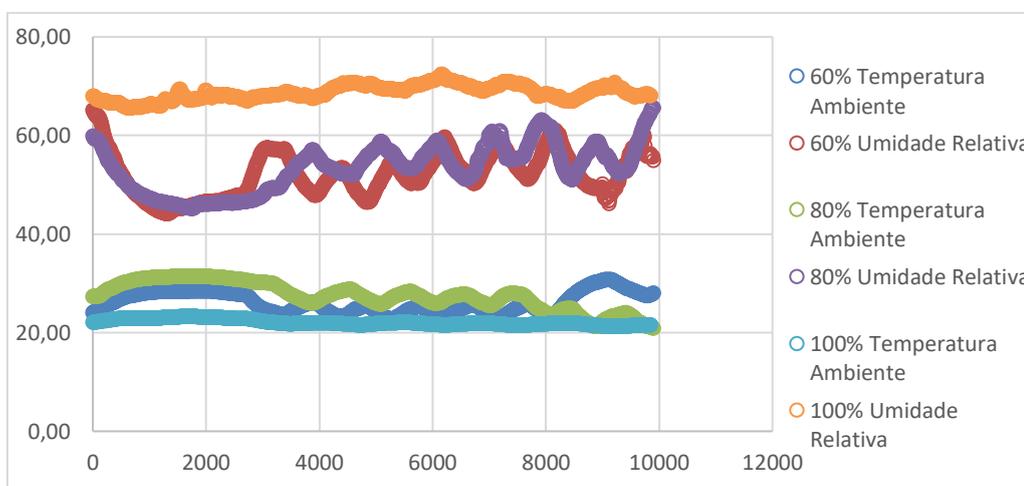


Fonte: O autor (2025).

Neste Gráfico 1 é possível verificar que inicialmente os valores das temperaturas seguem direções opostas e, ao atingir o setpoint, se aproximam durante a histerese, mostrando um comportamento cíclico.

O Gráfico 2 apresenta as condições climáticas do ambiente durante os experimentos, com o objetivo de analisar possíveis interferências externas que pudessem impactar os resultados.

**Gráfico 2 – Condições do ambiente (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

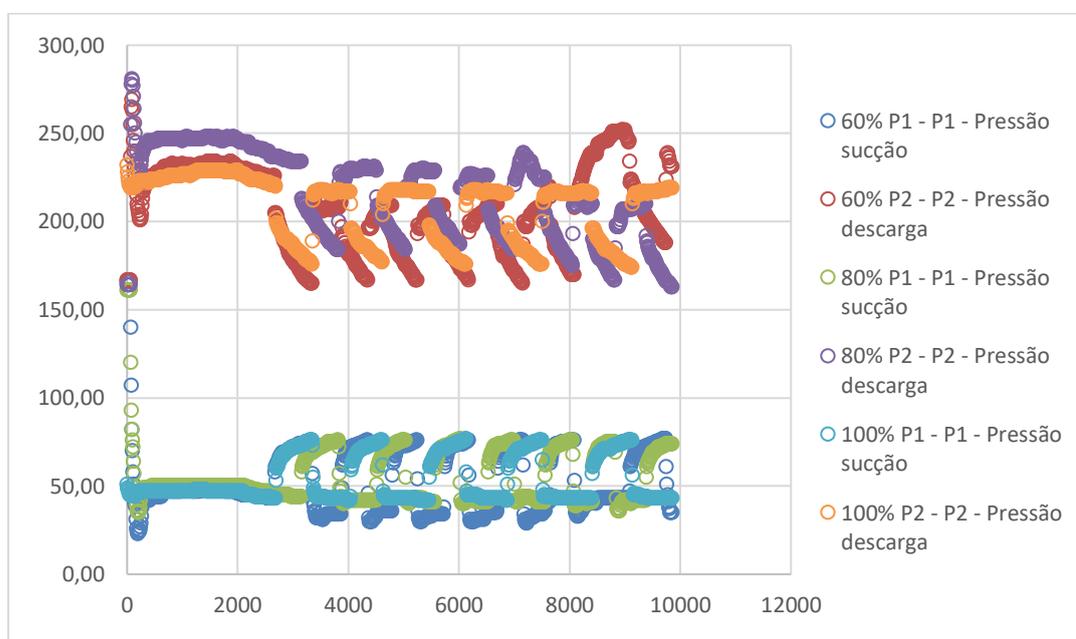


Fonte: O autor (2025).

Observa-se que as condições climáticas permaneceram relativamente constantes, garantindo que as variações observadas nos resultados dos experimentos sejam atribuídas, de fato, às variáveis de controle do sistema

Dessa forma, o comportamento das pressões de sucção (P1) e descarga (P2) ao longo do tempo, refletindo diretamente a atuação do compressor durante o experimento, conforme apresenta o gráfico a seguir.

**Gráfico 3 – Pressões operacionais do compressor: sucção e descarga (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

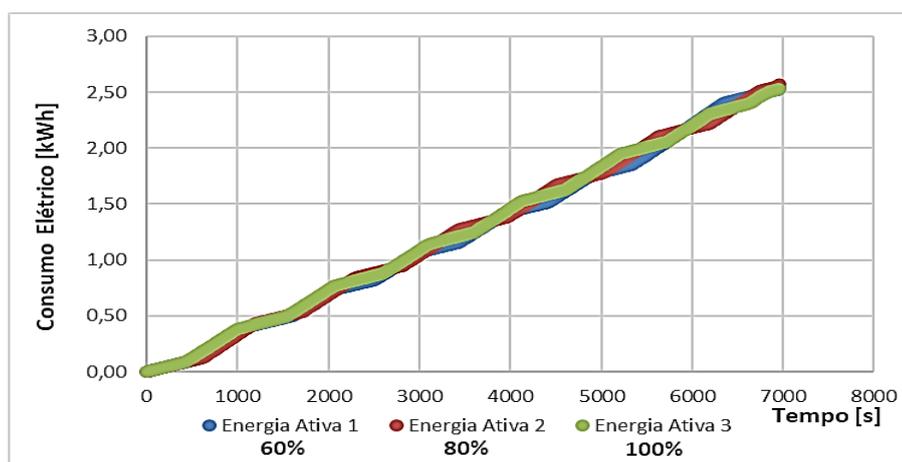


Fonte: O autor (2025).

No Gráfico 3, verifica-se que as pressões de sucção e de descarga apresentaram oscilações cíclicas, resultado do controle de setpoint e da atuação da histerese. Este comportamento reflete o ajuste contínuo do sistema, que atua para manter as pressões dentro dos limites operacionais definidos.

O Gráfico 4 é possível visualizar a variação da potência consumida pelo compressor ao longo do tempo, evidenciando o comportamento energético do sistema.

**Gráfico 4 – Energia consumida pelo sistema (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

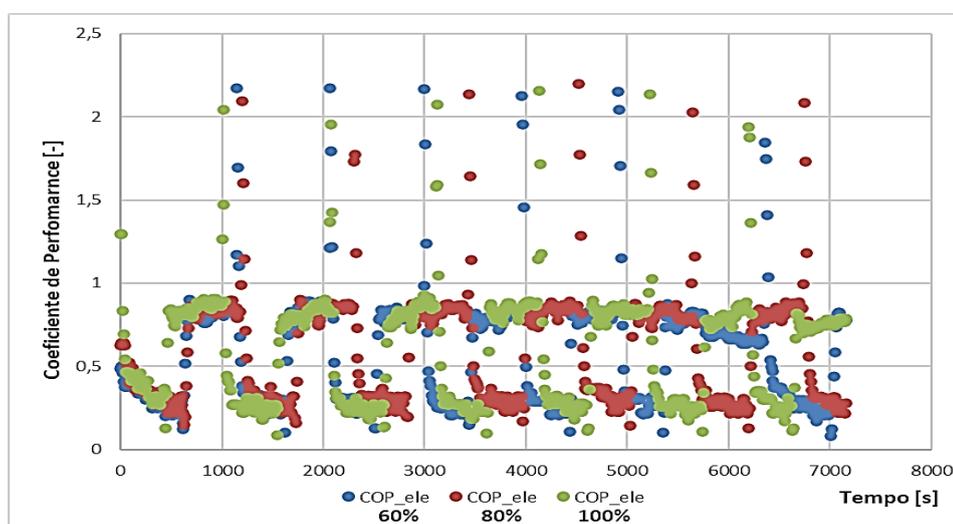


Fonte: O autor (2025).

A análise desse gráfico demonstra um padrão cíclico na potência consumida pelo compressor, consequência do controle do setpoint e da atuação da histerese. Este comportamento impacta diretamente a eficiência do sistema, além de influenciar o desgaste e a vida útil do compressor.

O Gráfico 5 detalha o comportamento do coeficiente de performance (COP) ao longo do tempo, o qual também apresenta oscilações periódicas.

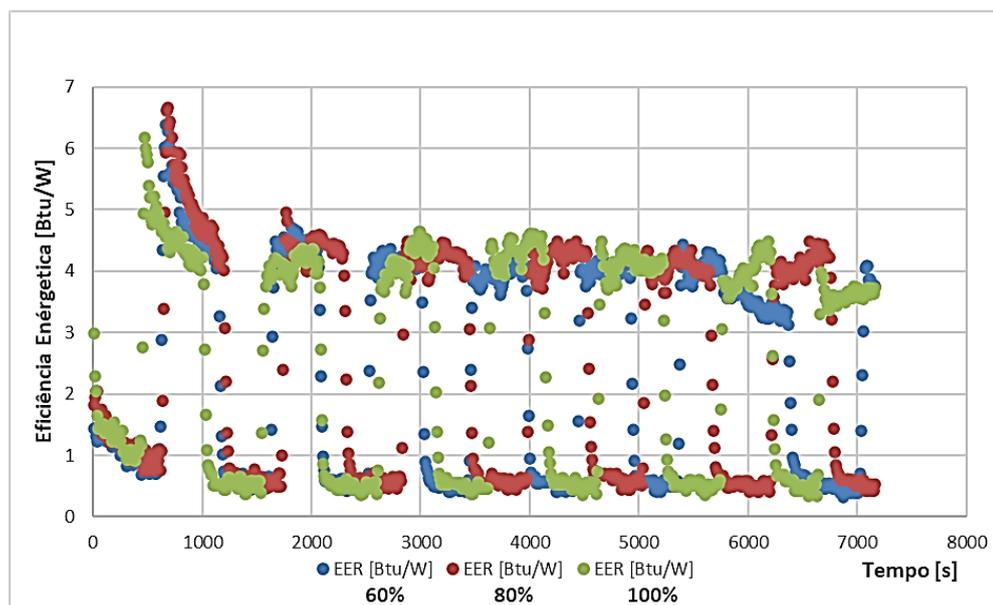
**Gráfico 5 – Coeficiente de performance (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**



Fonte: O autor (2025).

As variações no COP refletem as flutuações de carga térmica e o comportamento operacional do compressor, demonstrando a eficiência do sistema em diferentes momentos. Esse comportamento se mantém coerente com o que é mostrado no Gráfico 6, que ilustra o Energy Efficiency Ratio (EER) durante os experimentos.

**Gráfico 6 – Razão de eficiência energética (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**



Fonte: O autor (2025).

Por fim, o Gráfico 6 confirma as oscilações na eficiência energética, evidenciando a influência das condições operacionais sobre o desempenho do sistema. Ao relacionar todos os gráficos, verifica-se que o comportamento cíclico das pressões e da potência impacta diretamente nos índices de desempenho (COP e EER), sendo a condição com 60% de abertura da válvula a que apresentou melhor eficiência energética ao longo dos testes.

A Tabela 11 apresenta a média dos três experimentos realizados, considerando o superaquecimento de 5 °C e as três condições de abertura da válvula (60%, 80% e 100%).

**Tabela 11 – Resultados médios dos experimentos (Superaquecimento 05 e abertura de válvula 60%, 80% e 100%).**

<b>MÉDIA DOS 3 EXPERIMENTOS PARA CADA CONDIÇÃO</b>			
Parâmetros	<b>SUP_05_60%</b>	SUP_05_80%	SUP_05_100%
Energia Ativa [kWh/h]	<b>1,275</b>	1,32	1,365
COP [-]	<b>1,210362227</b>	1,200994415	1,109383918
EER [Btu/W]	<b>4,033708858</b>	3,811716273	3,643564178

Fonte: O autor (2025).

Dessa forma, analisou-se qual seria a melhor condição entre as experimentadas, considerando o consumo energético e os parâmetros de desempenho do sistema, como coeficiente de desempenho (COP) e eficiência energética EER.

#### **5.4.2 Caso 02 - Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

A Tabela 12 detalha o consumo de energia ativa nas três condições analisadas. O objetivo é verificar como a abertura da válvula impacta diretamente a energia consumida pelo sistema.

**Tabela 12 – Consumo energético do sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

<b>Abertura da Válvula</b>	<b>Energia Ativa (kWh)</b>	<b>Variação em relação a 80%</b>
60%	1,295	<b>+1,57%</b>
80%	1,285	<b>+0,78%</b>
<b>100%</b>	<b>1,275</b>	-

Fonte: O autor (2025).

Os dados da Tabela 12 mostram que, com a válvula aberta em 80%, o consumo de energia ativa aumenta 0,78% em comparação à abertura total (100%). Na condição com 60% de abertura, o aumento é ainda maior, alcançando 1,57%, o que evidencia uma elevação no consumo energético conforme a abertura da válvula diminui.

Na Tabela 13, é apresentado o comportamento do coeficiente de performance (COP) do sistema nas três condições analisadas, permitindo verificar o impacto da abertura da válvula na eficiência do ciclo de refrigeração.

**Tabela 13 – Resultados do coeficiente de performance (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

<b>Abertura da Válvula</b>	<b>COP</b>	<b>Variação em relação a 80%</b>
60%	1,084958955	<b>-4,00%</b>
80%	1,116229066	<b>-1,25%</b>
<b>100%</b>	<b>1,130341765</b>	<b>-</b>

Fonte: O autor (2025).

De acordo com a Tabela 13, o COP apresentou uma redução de 1,25% ao passar de 100% para 80% de abertura, e uma diminuição ainda mais acentuada, de 4,00%, na condição com 60% de abertura. Esse comportamento indica que a eficiência de performance tende a cair à medida que a abertura da válvula diminui.

Por fim, a Tabela 14 apresenta os valores da razão de eficiência energética (EER) nas mesmas condições, com o objetivo de complementar a análise da eficiência do sistema.

**Tabela 14 – Eficiência energética do sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

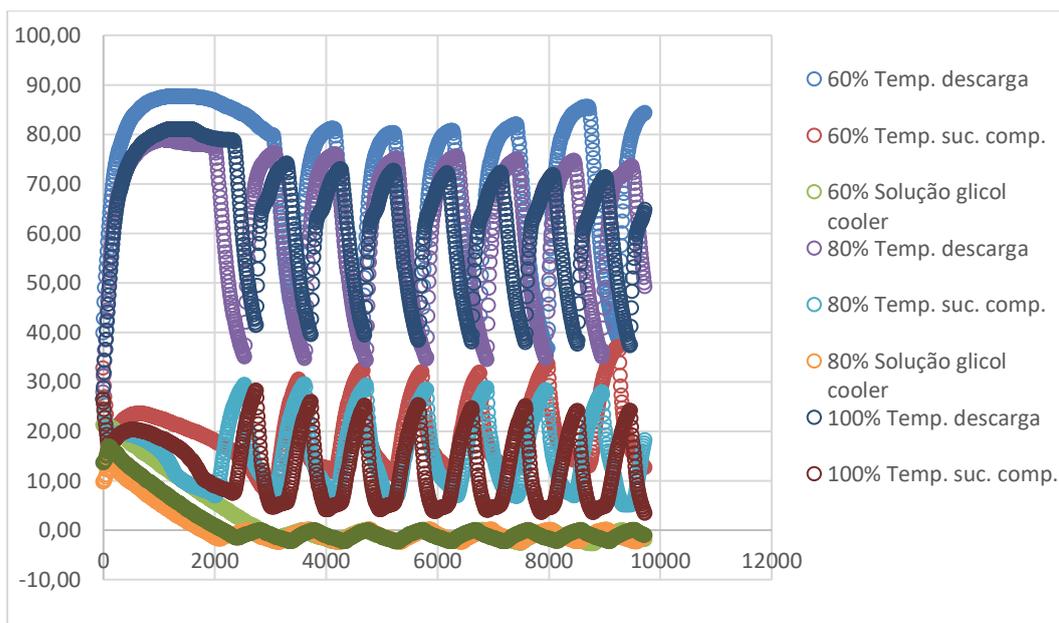
<b>Abertura da Válvula</b>	<b>EER (Btu/W)</b>	<b>Variação em relação a 80%</b>
60%	3,500483922	<b>-4,39%</b>
80%	3,640765532	<b>-0,56%</b>
<b>100%</b>	<b>3,661123499</b>	<b>-</b>

Fonte: O autor (2025).

A análise dos resultados da Tabela 14 revela que o EER diminui conforme a abertura da válvula é reduzida. Com 60% de abertura, o EER foi 4,39% inferior ao obtido com 100% de abertura, enquanto com 80% a diferença foi de 0,56%. Esses dados confirmam que a eficiência energética do sistema é favorecida pela maior abertura da válvula.

O Gráfico 7 apresenta a variação das temperaturas de descarga, sucção e da solução de etilenoglicol ao longo do tempo, evidenciando o comportamento térmico do sistema sob as diferentes condições de abertura da válvula.

**Gráfico 7 – Temperatura de sucção, descarga e do etilenoglicol (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

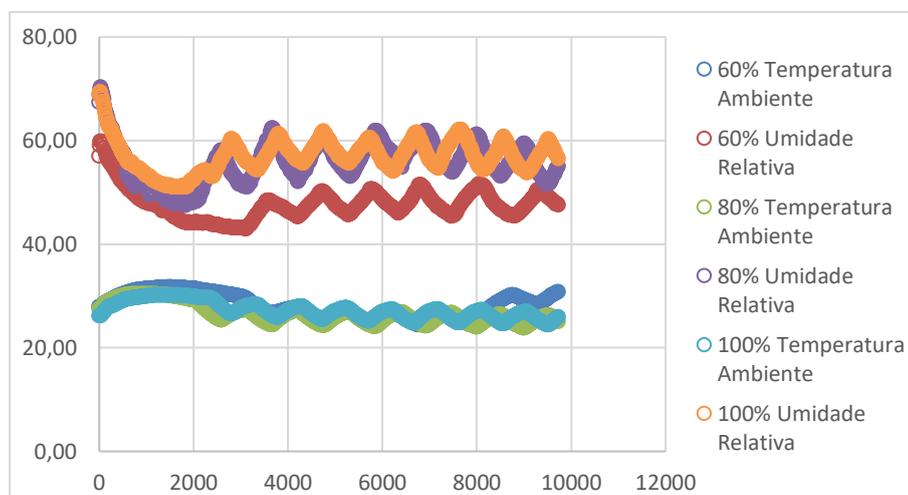


Fonte: O autor (2025).

A análise do Gráfico 7 demonstra que, inicialmente, as temperaturas de descarga e sucção seguem trajetórias opostas, mas tendem a convergir à medida que o sistema atinge o setpoint, apresentando um comportamento cíclico característico dos sistemas de refrigeração.

O Gráfico 8 exibe as condições climáticas do ambiente durante a realização dos experimentos, com o objetivo de avaliar possíveis influências externas nos resultados obtidos.

**Gráfico 8 – Condições do ambiente (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

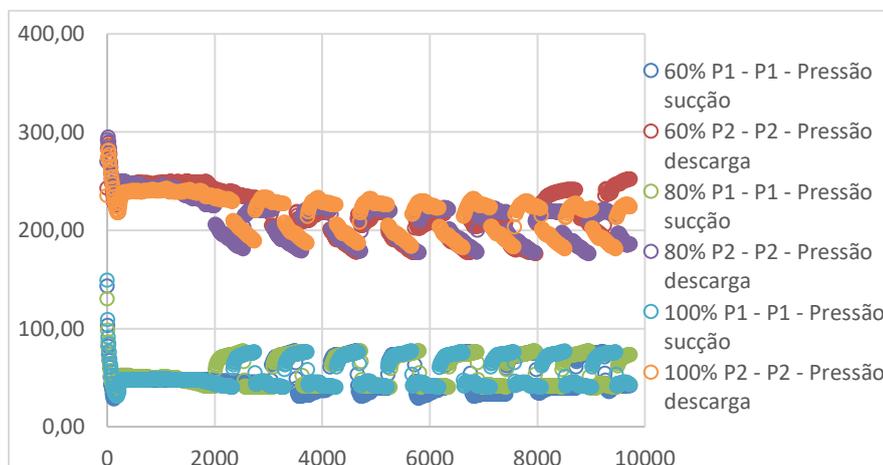


Fonte: O autor (2025).

Após a análise do Gráfico 8, observa-se que as condições ambientais permaneceram praticamente constantes ao longo dos testes, garantindo que as variações de desempenho observadas estejam relacionadas, de fato, aos parâmetros de controle do sistema.

O Gráfico 9 apresenta o comportamento das pressões de sucção (P1) e de descarga (P2) durante os experimentos, fornecendo informações sobre o regime operacional do compressor.

**Gráfico 9 – Pressões operacionais do compressor: Sucção e Descarga (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

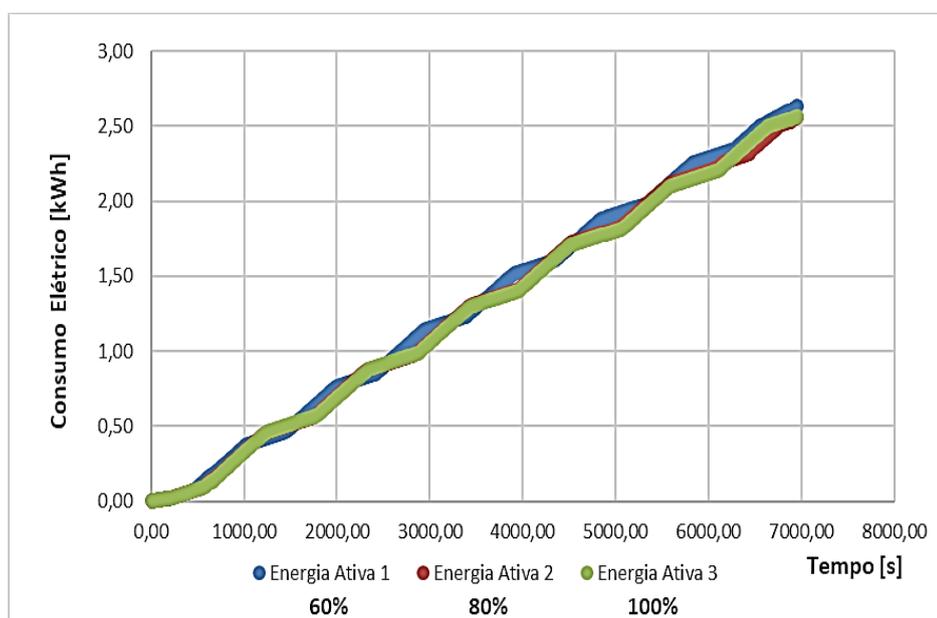


Fonte: O autor (2025).

A partir do Gráfico 9, verifica-se que a pressão de sucção se manteve relativamente estável, enquanto a pressão de descarga apresentou oscilações cíclicas, típicas do controle de setpoint e histerese, refletindo diretamente a operação do compressor.

O Gráfico 10 apresenta a potência elétrica consumida pelo compressor nas três condições de abertura da válvula, permitindo uma avaliação do impacto operacional sobre o consumo energético.

**Gráfico 10 – Energia consumida pelo sistema (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**



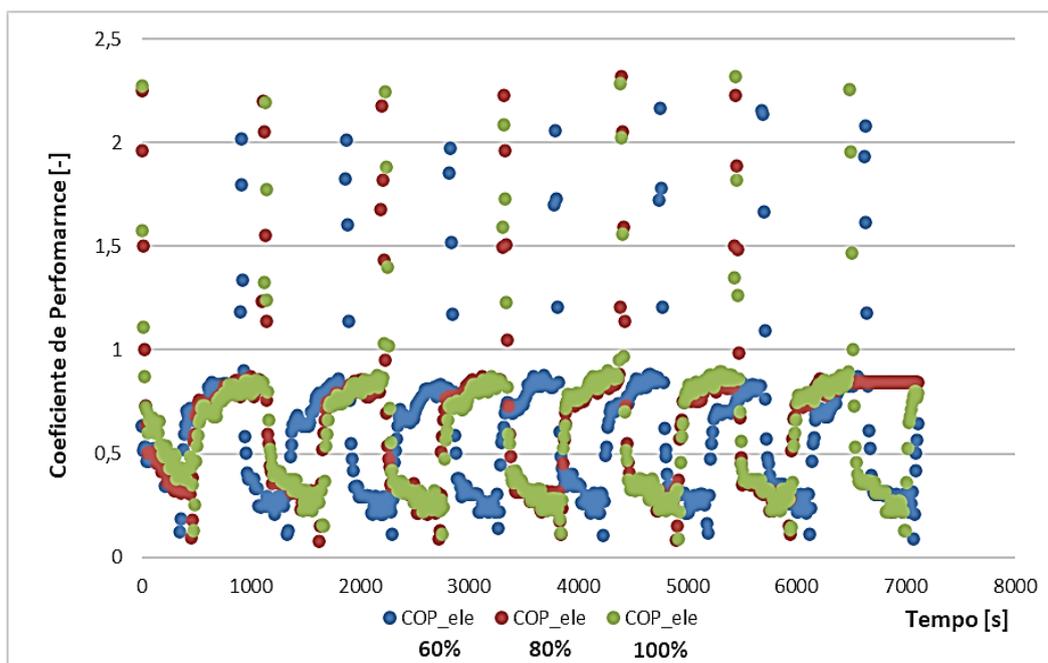
Fonte: O autor (2025).

No presente gráfico é observado um comportamento linear e crescente em todas as situações analisadas, indicando estabilidade operacional e funcionamento contínuo do sistema de refrigeração. As curvas de energia ativa demonstram pequenas diferenças entre si, sugerindo que a variação na abertura da válvula teve impacto pouco significativo sobre o consumo energético.

Esse resultado indica que, para o nível de superaquecimento adotado, o sistema mantém um padrão eficiente de operação, mesmo com diferentes graus de abertura da válvula, o que pode ser útil para estratégias de controle que visem otimizar o desempenho sem aumentar substancialmente o consumo de energia.

O Gráfico 11 mostra o comportamento do coeficiente de performance (COP) ao longo do tempo, permitindo acompanhar sua evolução sob diferentes condições operacionais.

**Gráfico 11 – Perfil do Coeficiente de performance (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

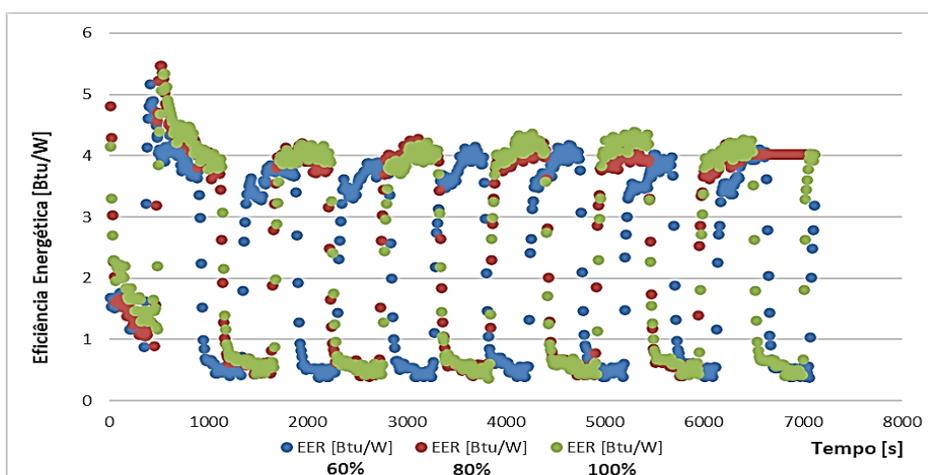


Fonte: O autor (2025).

O Gráfico 11 mostra variações cíclicas no coeficiente de desempenho elétrico, refletindo o controle do sistema por setpoints e histerese. A estabilidade geral indica um funcionamento consistente, enquanto oscilações pontuais sugerem ajustes operacionais do compressor.

Assim, o Gráfico 12 apresenta a razão de eficiência energética (EER) ao longo dos testes, complementando a análise do comportamento energético do sistema.

**Gráfico 12 – Razão de eficiência energética (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**



Fonte: O autor (2025).

Os resultados do Gráfico 12 indicam que, embora o EER apresente oscilações cíclicas ao longo do tempo, a eficiência energética manteve-se relativamente estável, refletindo o bom desempenho operacional do sistema nas diferentes condições de abertura da válvula.

A Tabela 15 apresenta os resultados médios obtidos nos experimentos com superaquecimento de 8 °C, considerando três níveis de abertura da válvula: 60%, 80% e 100%. Os parâmetros analisados incluem energia ativa consumida, coeficiente de performance (COP) e razão de eficiência energética (EER), os quais são fundamentais para a avaliação da eficiência do sistema.

**Tabela 15 – Resultados médios dos experimentos (Superaquecimento 08 e Abertura de válvula (60%, 80% e 100%).**

<b>MÉDIA DOS 3 EXPERIMENTOS PARA CADA CONDIÇÃO</b>			
Parâmetros	SUP_08_60%	Sup_08_80%	<b>Sup_08_100%</b>
Energia Ativa [kWh/h]	1,295	1,285	<b>1,275</b>
COP_ele	1,084958955	1,116229066	<b>1,130341765</b>
EER [Btu/W]	3,500483922	3,640765532	<b>3,661123499</b>

Fonte: O autor (2025).

Com base na Tabela 15, é possível observar que há variações nos resultados de acordo com a abertura da válvula, permitindo a identificação da condição mais eficiente sob o ponto de vista energético e operacional.

#### 5.4.3 Superaquecimento 05 e 60% x Superaquecimento 08 e 100%

Tendo escolhido as duas melhores condições de superaquecimento e abertura de válvula, foi realizada uma comparação entre as duas melhores condições, conforme Tabela 16.

**Tabela 16 – Comparação das melhores condições.**

PARÂMETROS	SUP_05_60%	SUP_08_100%	VARIAÇÃO (%)
Energia Ativa (kWh/h)	1,275	1,275	-
COP [-]	1,210362227	1,130341765	<b>-6,61%</b>
EER (Btu/W)	4,033708858	3,661123499	<b>-9,24%</b>

Fonte: O autor (2025).

Todos os dados foram maiores na condição de Sup\_05\_60% em comparação a Sup\_08\_100%.

- **Energia Ativa:** A energia consumida pelo sistema foi **igual**.
- **Cop\_ele:** O coeficiente de performance foi **6,61% maior**.
- **EER:** A eficiência energética foi **2,10% maior**.

A condição de Sup\_05\_60% apresentou melhores resultados, tanto na eficiência energética quanto no coeficiente de performance do sistema e tendo um consumo de energia pelo sistema similar.

Logo, o experimento teve uma combinação mais eficiente entre abertura de válvula e a escolha do superaquecimento.

## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho teve como objetivo analisar o desenvolver metodologia experimental baseada na coleta e processamento de dados operacionais. Através da análise do desempenho energético de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

A partir dos experimentos realizados, foi possível avaliar o impacto de diferentes condições de operação, como variações no superaquecimento e na abertura da válvula de expansão, sobre indicadores como o Coeficiente de Desempenho (COP) e o Índice de Eficiência Energética (EER).

A condição de Sup\_05\_60% apresentou melhores resultados, tanto na eficiência energética quanto no coeficiente de performance do sistema e tendo um consumo de energia pelo sistema similar.

### 6.1 Conclusão Didática

O desenvolvimento do manual didático para a bancada de refrigeração representa um avanço significativo no ensino experimental, garantindo a padronização dos procedimentos operacionais e proporcionando um material de apoio estruturado para estudantes e professores. Com um roteiro detalhado para a utilização da bancada, aliado a uma planilha automática para coleta e análise de dados, o material possibilita uma execução mais eficiente dos experimentos, reduzindo a ocorrência de erros operacionais e assegurando a reprodutibilidade dos ensaios.

No âmbito acadêmico, o manual se torna uma ferramenta essencial para cursos técnicos e superiores, permitindo sua aplicação tanto no curso técnico de refrigeração quanto em disciplinas de engenharia mecânica e engenharia térmica, onde conceitos fundamentais de termodinâmica, troca térmica e eficiência energética podem ser demonstrados na prática. Com isso, os alunos têm a oportunidade de correlacionar a teoria com a aplicação real, aprimorando seu entendimento sobre o funcionamento dos sistemas de refrigeração e otimização energética.

Dessa forma, a criação deste manual didático e planilha automatizada não apenas melhora a qualidade do ensino experimental, mas também promove a formação de profissionais mais capacitados, prontos para atuar na área de refrigeração e climatização com um conhecimento sólido e aplicado.

Com essa ferramenta, a bancada de refrigeração se torna um recurso de ensino altamente eficaz, contribuindo para a evolução do aprendizado e para futuras pesquisas no campo da eficiência energética e refrigeração.

## 6.2 Conclusão Paramétrica

O estudo de caso realizado permitiu a identificação das duas melhores condições operacionais para a bancada de refrigeração: Com o superaquecimento 8 a melhor condição foi com a abertura de válvula em 100% (SUP\_08\_100%) e com o superaquecimento em 5, o melhor experimento foi com a válvula em 60% (SUP\_05\_60%).

Com base nos resultados obtidos ao longo da análise experimental, foi possível identificar que a condição de operação com 60% de abertura da válvula de expansão e superaquecimento ajustado para 5°C apresentou os melhores desempenhos técnicos e energéticos. Essa condição demonstrou maior eficiência energética, com valores de **1,2104 COP** e **4,0337 EER**, indicando que o sistema foi capaz de fornecer mais capacidade de refrigeração com menor consumo de energia elétrica.

Por outro lado, a condição com 100% de abertura da válvula e superaquecimento de 8°C apresentou pior desempenho, com redução dos índices de eficiência, com valores de **1,1303 COP** e **3,6611 EER**.

Portanto, conclui-se que a configuração 60% / 5°C é a mais adequada entre as testadas, promovendo um equilíbrio ideal entre desempenho térmico, eficiência energética e segurança operacional. Esse resultado valida a metodologia aplicada e fornece subsídios importantes para futuras implementações e melhorias em sistemas de refrigeração compactos. O estudo de caso foi um sucesso, pois atingiu seu principal objetivo: diversificar os resultados para analisar diferentes condições de operação e seus benefícios.

A variação dos parâmetros permitiu uma avaliação abrangente do desempenho da bancada de refrigeração, possibilitando a comparação entre eficiência energética e desgaste do compressor.

Dessa forma, os resultados obtidos validam a metodologia empregada e reforçam a importância da experimentação para a busca por soluções mais eficientes e sustentáveis em sistemas de refrigeração.

### 6.3 Trabalhos futuros

Dando continuidade a este estudo, futuras pesquisas podem explorar aprimoramentos no desempenho energético do sistema de refrigeração, considerando diferentes abordagens e otimizações. Algumas sugestões para projetos futuros incluem:

- **Avaliação com Diferentes Fluidos Refrigerantes:** Testes com refrigerantes de menor impacto ambiental, analisando o desempenho térmico e a viabilidade econômica.
- **Integração com Sistemas de Recuperação de Energia:** Estudo da possibilidade de recuperar o calor dissipado pelo condensador para aplicações complementares, como aquecimento de água.
- **Simulações Computacionais Avançadas:** Uso de softwares como **EES (Engineering Equation Solver)** e **CFD (Computational Fluid Dynamics)** para prever e otimizar o comportamento do sistema sob diferentes condições operacionais.
- **Ampliação dos Testes Experimentais:** Realização de experimentos em diferentes ambientes e cargas térmicas para validar os resultados em escalas maiores.

Esses avanços podem contribuir para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes, sustentáveis e com menor consumo energético, ampliando o impacto positivo do estudo no setor industrial e acadêmico.

## REFERÊNCIAS

ADIERS, A.; REOLON, E. A.; MARCANTE, L. G. **Bancada didática para comprar os efeitos de diferentes compressores e dispositivos de expansão de um sistema de refrigeração**. 2011. 42 p. Trabalho de Diplomação (Tecnologia em Manutenção Industrial) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Medianeira, 2011.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; PARSONS, Robert A. 1997 **ASHRAE handbook: fundamentals**. SI ed. Atlanta: ASHRAE, 1997. ca 700 p. ISBN 1883413451

APREA, C. et al. Enhancing the heat transfer in an active barocaloric cooling system using ethylene-glycol based nanofluids as secondary medium. **Energies**, 2019. v. 12, n. 15.

BARBOSA, J. S. S.; SILVA, P. R. C.; OCHOA VILLA, A. A.; FRANCO, S. S.; FERRAZ, K. A.; COSTA, J. Â. P. **Análise experimental do desempenho energético de um protótipo de refrigeração**. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA – CONEM, 2024, Natal-RN. Anais [...]. Natal: [s.n.], 2024.

BEN - Balanço Energético Nacional. Brasil: **Ministério de Minas e Energia**. 2004 (Ano-Base 2003).

BORJA, J. A. T. 2006. **Automação e Controle Inteligente on-line de Sistemas de Refrigeração Utilizando Redes Neurais Artificiais**. **Doctoral Thesis presented to the postgraduation program in Mechanical Engineering**, Federal University of Uberlândia, Minas Gerais, Brazil.

COSTA, F. N., 2014, **Análise comparativa da válvula de expansão eletrônica e do tubo capilar em sistemas de refrigeração**. Universidade Federal de Campinas.

DEYMI-DASHTEBAYAZ, M. et al. Experimental evaluation of refrigerant mass charge and ambient air temperature effects on performance of air-conditioning systems. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, 2018. v. 54, n. 3, p. 803–812.

DOSSAT, R. J. **Princípios da refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus 1999. 884 p.

ESTUPIÑAN, E. A.; SANTOS, I. F. **Modelling Hermetic Compressors Using Different Constraint Equations to Accommodate Multibody Dynamics and Hydrodynamic Lubrication**. Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering Nils KoppelsAllé. Lyngby, Dinamarca. 2009.

FERRAZ, F.; GOMES, M. **O histórico da Refrigeração: Fluídos Refrigerantes Ozônio/Destruição Sistemas de Refrigeração Componentes de um Sistema de Refrigeração**, Bahia: CEFET, 2008. 74 p.

FRANCO, S. S.; HENÍQUEZ, J. R.; FERRAZ, K. A.; COSTA, J. Â. P.; MICHALIEWICZ, J. S.; OLIVEIRA, R. E.; LIMA, T. L. A.; OCHOA, A. A. V. **Análise experimental do desempenho de um protótipo de refrigeração por compressão mecânica para conservação de alimentos através do uso de dispositivos de expansão termostática e eletrônica.** In: XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR, 2019, São Paulo. Anais [...]. São Paulo: [s.n.], 2019.

FRANCO, S. S.; HENRÍQUEZ, J. R.; OCHOA, A. A. V.; COSTA, J. A. P.; FERRAZ, K. A. **Thermal analysis and development of PID control for electronic expansion device of vapor compression refrigeration systems.** *Applied Thermal Engineering*, v. 206, p. 118130, 2022. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118130>.

Full Gauge. **Conversores: Conv32.** Brasil. 2019. Disponível em: <https://www.fullgauge.com.br/produtos/conversores>.

Full Gauge. **Pressão: PCT – 3001 plus.** Brasil. 2019. Disponível em: <https://www.fullgauge.com.br/produtos/pressao>.

Full Gauge. **Vx-950 plus.** Brasil. 2019. Disponível em: <https://www.fullgauge.com.br/produto-vx-950-plus>.

GOMES JR, E. **Automação do painel de controle de um sistema de refrigeração industrial.** 2009. 35 p. Monografia (Graduação em Engenharia de Controle e Automação) – Colegiado do Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2009.

HUANG, L. et al. Theoretical and experimental research on using quasi saturation isentropic compression discharge temperature to control refrigerant mass flow rate. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, 2019. v. 55, n. 2, p. 489–500.

LAUAND, C. A. **Manual Prático de Geladeiras**, Refrigeração Industrial e Domiciliar. São Paulo, Hermus, 1999, 245 p.

LI, Z. et al. Comparative study on energy efficiency of low GWP refrigerants in domestic refrigerators with capacity modulation. **Energy and Buildings**, 2019. v. 192, p. 93–100.

LUYBEN, W. L. Control of compression refrigeration processes with superheat or saturated boiling. **Chemical Engineering and Processing - Process Intensification**, 2019. v. 138, n. February, p. 97–110.

MCQUISTON, F. C.; PARKER, J. D.; SPITLER, J. D. **Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis: analysis and design.** 6. ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, Inc. All, 2005. 623 p.

PEREIRA, M. V. A. **Análise energética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão.** Paraná, 2006. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná.

PROCEL, **Resultados PROCEL.2016.** Disponível em: <http://www.eletronbras.com/procel>. Acesso em 10/05/2017.

ROLIM, S. G. F.; BARBOSA, J. S. S.; SILVA, P. R. C.; et al. **Análise experimental e desenvolvimento numérico de correlações empíricas para o desempenho energético de um protótipo de refrigeração.** In: XVI CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA – CIBIM, 2024, Concepción, Chile. Anais [...]. Concepción: [s.n.], 2024.

SETIYO, M. et al. Refrigeration effect and energy efficiency ratio (EER) calculation of 1/2 cycle refrigeration system on LPG-fueled vehicles. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, 2018. v. 403, n. 1.

SHUXUE, X. et al. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32. **International Journal of Thermal Sciences**, 2013. v. 68, p. 103–109.

SILVA, A. **Análise de irregularidades nos compressores alternativos.** friotech, 2004. Disponível em: <http://www.friotech.com.br/pdf/dica.pdf>. Acesso em: 07 de fev de 2020.

SILVA, J. G.. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização. 2.ed.** São Paulo: Artliber Editora, 2010. 263 p.

SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros.** 1a. ed. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda., (2007, p. 346).

SILVA, P. R. C.; BARBOSA, J. S. S.; ROLIM, S. G. F.; et al. **Desenvolvimento e otimização de modelos inteligentes de previsão de eficiência de um sistema de refrigeração de pequeno porte através aprendizagem de máquinas.** In: XVI CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA – CIBIM, 2024, Concepción, Chile. Anais [...]. Concepción: [s.n.], 2024.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W., “**Refrigeração e Ar Condicionado**”, São Paulo: Mc Gran-Hill do Brasil, 1983.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial.** 2.ed. São Paulo: E. Blücher, 2002. xii, 371 p. ISBN 9788521203056.

VARGAS, L.C. , P. **Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão.** Natal, 2010. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

WANG, S. K.. **Handbook of air conditioning and refrigeration.** 2. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2001. 1401 p.

## **ANEXOS**

**ANEXO A – Manual da bancada final**

## PRODUÇÃO ACADÊMICA E CIENTÍFICA

- ROLIM, Stiven Gutemberg Figueira; BARBOSA, Jullyene Stephanie Santos; SILVA, Paulo Rafael Costa; et al. **Análise experimental e desenvolvimento numérico de correlações empíricas para o desempenho energético de um protótipo de refrigeração.** In: XVI CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA – CIBIM, 2024, Concepción, Chile. Anais [...]. Concepción: [s.n.], 2024.
- SILVA, Paulo Rafael Costa; BARBOSA, Jullyene Stephanie Santos; ROLIM, Stiven Gutemberg Figueira; et al. **Desenvolvimento e otimização de modelos inteligentes de previsão de eficiência de um sistema de refrigeração de pequeno porte através aprendizagem de máquinas.** In: XVI CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA – CIBIM, 2024, Concepción, Chile. Anais [...]. Concepción: [s.n.], 2024.
- Ochoa, A.A.V.; ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA, JOSÉ; FERRAZ, KILVIO; LEITE, G. N. P. FRANCO, S. S.; ROLIM, S. G.; SILVA, PAULO; BARBOSA, J. S. S.; SILVA, N. D. G. **Patente: Programa de Computador. Número do registro: BR512025000091-0, data de registro: 06/01/2025, título: "PROAEEVIARMAL - Programa de avaliação da eficiência energética (COP e EER) de sistemas de refrigeração de pequeno porte via técnicas de regressão por aprendizado de máquina", Instituição de registro: INPI - Instituto Nacional da Propriedade Industrial.**