

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO  
GRANDE DO SUL - *CAMPUS* ERECHIM  
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

Eduardo Wichnovski

**CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
INDUSTRIAL EM UMA INDÚSTRIA DO SETOR LÁCTEO**

Erechim  
2024

**Eduardo Wichnovski**

**CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL EM  
UMA INDÚSTRIA DO SETOR LÁCTEO**

Trabalho Conclusão de Curso realizado no *Campus* Erechim do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Sala

Erechim  
2024

*“A vida é uma constante oscilação  
entre a ânsia de ter e o tédio de  
possuir.”*

*(Arthur Schopenhauer)*

## **Agradecimentos**

Gostaria de expressar minha sincera gratidão a todos que contribuíram para a realização deste trabalho.

Agradeço aos meus colegas de curso pelo apoio, incentivo e pelas discussões que enriqueceram este trabalho.

Agradeço à minha família, em especial aos meus pais, por todo o amor, apoio e compreensão durante todos esses anos de estudo.

Agradeço a minha namorada, por estar sempre ao meu lado, oferecendo apoio emocional e motivacional nos momentos mais difíceis.

Agradeço imensamente ao Prof. Dr. José Antonio Sala, por sua orientação, paciência e apoio constante ao longo deste projeto e aos demais professores do curso, pelos ensinamentos e pela contribuição ao meu crescimento acadêmico.

Agradeço ao Instituto Federal do Rio Grande do Sul, juntamente a todos servidores e técnicos pela oportunidade e pelo suporte durante minha formação acadêmica.

A todos, meu muito obrigado.

## Resumo

Este trabalho se fundamenta na caracterização do sistema de refrigeração de um laticínio situado na região norte do Rio Grande do Sul. Com essa finalidade, buscou-se analisar a operação dos equipamentos para verificar a eficiência do seu funcionamento como um todo, tanto energeticamente, quanto operacionalmente; para em seguida propor alguma possível melhoria em seu desempenho. Em função da empresa ser do ramo alimentício, é indiscutível a necessidade de um sistema de refrigeração eficiente, capaz de cumprir seu papel na conservação e produção do alimento, com o menor gasto energético para a empresa. Após o aprofundamento teórico, iniciou-se a coleta de dados necessários para análise do sistema em geral, como identificação dos componentes (compressores, condensadores, evaporadores), dados de operação do sistema (temperatura, pressão, corrente de motores). Em seguida, realizou-se a análise dos dados, onde foi possível identificar informações importantes para a conclusão do trabalho, como o ciclo de refrigeração, a geração frigorífica do sistema e, a eficiência dos compressores e o coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração (COP). Com isso, foi possível verificar que o sistema de refrigeração tem capacidade suficiente para atender as demandas do laticínio, além de possibilitar algumas propostas de melhoria, como a alteração da capacidade de funcionamento dos compressores, proposta essa que além de não ocasionar perdas na geração frigorífica do sistema, pode trazer uma economia de energia elétrica de 12,22% em um mês na primeira comparação, e 2,21% no segundo caso avaliado.

**Palavras-chave:** Sistema de refrigeração; Eficiência; Laticínio; Economia; Geração frigorífica; COP.

## Abstract

This work is based on the characterization of the refrigeration system of a dairy located in the northern region of Rio Grande do Sul. For this purpose, the operation of the equipment was analyzed to verify the efficiency of its overall functioning, both energetically and operationally, in order to propose possible improvements in its performance. Given that the company operates in the food industry, the need for an efficient refrigeration system is undeniable, one that can fulfill its role in the conservation and production of food while minimizing energy consumption for the company. After the theoretical deepening, the necessary data for analyzing the system as a whole were collected, such as identifying the components (compressors, condensers, evaporators), system operation data (temperature, pressure, motor current). Subsequently, data analysis was performed, where it was possible to identify important information for the conclusion of the work, such as the refrigeration cycle, the system's refrigeration generation, compressor efficiency, and the coefficient of performance of the refrigeration cycle (COP). With this, it was possible to verify that the refrigeration system has sufficient capacity to meet the demands of the dairy, in addition to enabling some improvement proposals, such as changing the operating capacity of the compressors. This proposal, besides not causing losses in the system's refrigeration generation, can lead to an electricity saving of 12.22% in one month in the first comparison, and 2.21% in the second case evaluated.

**Keywords:** Refrigeration system; Efficiency; Dairy; Economy; Refrigeration generation; COP.

## Lista de Figuras

Figura 1 - Sistemas de refrigeração. (A) Sistema de compressão de vapor. (B) Sistema por absorção. (C) Sistema por efeito termoelétrico.....	21
Figura 2 - Estado físico do fluido esquematizado no diagrama P X h.....	22
Figura 3 - Características termodinâmicas presentes no diagrama P X h.....	23
Figura 4 - Ciclo teórico de refrigeração.....	24
Figura 5 - Esquema do ciclo teórico de refrigeração.....	24
Figura 6 - Compressão seca e úmida.....	25
Figura 7 - Diferença entre o ciclo teórico (1, 2, 3, 4) e o ciclo real de refrigeração (1', 2', 3', 4').....	26
Figura 8 - Compressores. (A) Aberto. (B) Semi-hermético. (C) Hermético.....	28
Figura 9 - Compressor alternativo. (1) linha de sucção; (2) filtro de entrada do fluido; (3/4) câmara de sucção do cárter; (5) pistão; (6) cilindro; (7) válvula de sucção; (8) válvula de descarga; (9) linha de descarga.....	29
Figura 10 - Rotores do compressores de parafuso duplo. (A) Vista lateral. (B) Vista superior.....	30
Figura 11 - Rejeição de calor no condensador.....	31
Figura 12 - Regiões do condensador. (A) Dessuperaquecimento. (B) Condensação. (C) Sub-resfriamento.....	32
Figura 13 - Condensador resfriado a ar com convecção forçada.....	33
Figura 14 - Condensador duplo tubo.....	34
Figura 15 - Condensador carcaça serpentina.....	35
Figura 16 - Condensador de carcaça e tubo.....	36
Figura 17 - Condensador a placa.....	36
Figura 18 - Condensador evaporativo.....	37

Figura 19 - Válvula de expansão manual.....	39
Figura 20 - Válvula de bóia de baixa pressão em um sistema com evaporador inundado.....	40
Figura 21 - Sistema com válvula de bóia de alta pressão.....	41
Figura 22 - Válvula de expansão automática pressostática.....	42
Figura 23 - Válvula de expansão automática termostática.....	43
Figura 24 - Evaporador seco.....	44
Figura 25 - Evaporador inundado.....	45
Figura 26 - Evaporador com recirculação de líquido.....	46
Figura 27 - Reservatório de líquido.....	46
Figura 28 - Separador de líquido.....	47
Figura 29 - Placa de identificação de equipamentos. (A) Motor elétrico. (B) Separador de líquido. (C) Compressor de amônia. (D) Reservatório de líquido.....	52
Figura 30 - IHM compressores. (A) Sabroe. (B)/(C) Mycom.....	54
Figura 31 - Manômetros indicadores de pressão. (A) Reservatório. (B) Separador de líquido.....	56
Figura 32 - Temperatura da água do reservatório e saída no supervisório de controle .....	57
Figura 33 - Modelo bombas de água gelada.....	58
Figura 34 - Curva característica de potência no eixo versus vazão da bomba.....	58
Figura 35 - Corrente elétrica das bombas de água gelada.....	59
Figura 36 - Instalação do sistema de bombeamento de água gelada.....	60
Figura 37 - Diagrama do sistema de refrigeração.....	68
Figura 38 - Temperatura de sucção e descarga CAM-801.....	69

Figura 39 - Temperatura de sucção e descarga CAM-802.....	70
Figura 40 - Temperatura de sucção e descarga CAM-803.....	71
Figura 41 - Temperatura de sucção e descarga 750CHL01.....	71
Figura 42 - Pressão de sucção e descarga do CAM-801.....	72
Figura 43 - Pressão de sucção e descarga do CAM-802.....	73
Figura 44 - Pressão de sucção e descarga do CAM-803.....	73
Figura 45 - Pressão de sucção e descarga 750CHL01.....	74
Figura 46 - Corrente do motor CAM-801.....	78
Figura 47 - Corrente do motor CAM-802.....	78
Figura 48 - Corrente do motor CAM-803.....	79
Figura 49 - Corrente motor 750CHL01.....	79
Figura 50 - Potência consumida pelos compressores.....	80
Figura 51 - Gráfico de operação 750BC01.....	85
Figura 52 - Curva potência no eixo X vazão volumétrica.....	86
Figura 53 - Ciclo teórico de refrigeração.....	88
Figura 54 - Ciclo real de refrigeração CAM-801.....	89
Figura 55 - Ciclo real de refrigeração CAM-802.....	90
Figura 56 - Ciclo real de refrigeração CAM-803.....	91
Figura 57 - Ciclo real de refrigeração 750CHL01.....	92
Figura 58 - Geração frigorífica do sistema de refrigeração.....	93
Figura 59 - Geração frigorífica X total produzido.....	95

## Lista de Quadros

Quadro 1 - Temperaturas recomendadas de armazenamento, sem congelamento, de diversos alimentos.....	21
Quadro 2 - Cronograma de atividades.....	50
Quadro 3 - Compressores de amônia.....	64
Quadro 4 - Motores elétricos acoplados aos compressores.....	65
Quadro 5 - Condensadores.....	65
Quadro 6 - Evaporadores.....	66
Quadro 7 - Reservatórios de líquido.....	67
Quadro 8 - Separadores de líquido.....	67
Quadro 9 - Entalpia de sucção e descarga dos compressores.....	75
Quadro 10 - Pressão nos reservatórios e separadores de líquido.....	81
Quadro 11 - Temperatura de saída e no reservatório da água gelada.....	82
Quadro 12 - Entalpia de entrada (reservatório) e saída da água gelada.....	83
Quadro 13 - Bombas de água gelada.....	84
Quadro 14 - Vazão das bombas de água gelada.....	87
Quadro 15 - Quantidade produzida.....	94
Quadro 16 - Volume específico da amônia na sucção dos compressores.....	97
Quadro 17 - Vazão mássica de fluido refrigerante em cada compressor.....	99
Quadro 18 - Resultado de potência real e eficiência do conjunto moto compressor.....	100
Quadro 19 - Coeficiente de eficácia do sistema de refrigeração.....	102
Quadro 20 - Comparação de situações de teste com caso 1.....	104

Quadro 21 - Comparação de situações de teste com caso 2.....105

## Lista de Símbolos

COP	Coeficiente de eficácia do ciclo	1
$COS(\varphi)$	Fator de potência do motor	1
D	Diâmetro do pistão do compressor	m
h	Entalpia	kJ/kg
I	Corrente do motor	A
L	Curso do pistão	m
$\dot{m}_{\text{ÁGUA}}$	Vazão mássica de água gelada	kg/s
$\dot{m}_B$	Vazão mássica da bomba	kg/s
$\dot{m}_E$	Vazão mássica de entrada	kg/s
$\dot{m}_f$	Vazão mássica o fluido refrigerante	kg/s
$\dot{m}_{\text{real R717}}$	Vazão mássica real do fluido refrigerante	kg/s
$\dot{m}_S$	Vazão mássica de saída	kg/s
n	Rotação do compressor	1/s
N	Número de cilindros	1
P	Pressão	bar
$P_{ABS}$	Pressão absoluta	bar
$P_{ATM}$	Pressão atmosférica	bar
$P_{bar}$	Pressão em bar	bar
$P_{kgf/cm^2}$	Pressão em kgf/cm <sup>2</sup>	kgf/cm <sup>2</sup>
$P_{MAN}$	Pressão manométrica	bar
$Pot_{motor}$	Potência do motor	W
Q	Vazão volumétrica da bomba	m <sup>3</sup> /h
$Q_c$	Calor rejeitado no condensador	kW
$Q_0$	Capacidade frigorífica	kW
T	Temperatura	°C
U	Tensão do motor	V
$W_C$	Potência teórica do compressor	kW

$W_{C\ real}$	Potência real do compressor	kW
$W_{eixo}$	Potência no eixo do compressor	kW
x	Título	1
$\Delta h_{1.4}$	Variação de entalpia na entrada e saída do evaporador	kJ/kg
$\eta_c$	Eficiência do compressor	1
$\eta_m$	Eficiência do motor	1
$\eta_{vol}$	Eficiência volumétrica do compressor	1
$\rho$	Densidade da água	kg/m <sup>3</sup>
$v_f$	Volume específico do fluido refrigerante	m <sup>3</sup> /kg
IHM	Interface homem máquina	
TR	Tonelada de refrigeração	
R717	Fluido refrigerante amônia	

## Sumário

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
<b>2. OBJETIVOS</b>	<b>18</b>
2.1. Objetivo Geral	18
2.2. Objetivos Específicos	18
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>19</b>
3.1. Contexto histórico da refrigeração	19
3.2. Princípios da refrigeração	20
3.3. Diagrama Pressão X Entalpia	22
3.4. Ciclos de refrigeração por compressão de vapor	23
3.4.1. Ciclos teóricos	23
3.4.2. Ciclos reais	26
3.5. Compressores	27
3.5.1. Compressor alternativo	28
3.5.2. Compressor de parafuso	29
3.6. Condensadores	31
3.6.1. Condensador resfriado a ar	33
3.6.2. Condensador resfriado a água	34
3.6.3. Condensador evaporativo	37
3.7. Dispositivos de expansão	38
3.7.1. Válvula de expansão manual	38
3.7.2. Tubos capilares	39
3.7.3. Válvula de expansão automática de bóia	39
3.7.4. Válvula de expansão automática pressostática	41
3.8. Evaporadores	43
3.8.1. Evaporador seco ou de expansão direta	44
3.8.2. Evaporador inundado	45
3.8.3. Evaporador com recirculação de líquido	45
3.9. Reservatório/separador de líquido	46
3.10. Balanço de Energia para o ciclo de refrigeração	47
3.11. Capacidade Frigorífica	48
3.12. Potência teórica do compressor	48
3.13. Calor rejeitado no condensador	49
3.14. Coeficiente eficácia do ciclo (COP)	49
<b>4. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>50</b>
4.1. Metodologia da pesquisa	50
4.2. Cronograma de atividades	50
4.3. Definição do escopo de trabalho	51
4.4. Revisão bibliográfica	52
4.5. Coleta de dados de equipamentos	52
4.6. Diagrama do sistema de refrigeração	53
4.7. Coleta de dados do sistema	53

4.7.1. Temperatura de sucção e descarga dos compressores	53
4.7.2. Pressão de sucção e descarga dos compressores	54
4.7.3. Potência do motor dos compressores	55
4.7.4. Pressão nos reservatórios e separadores de líquido	55
4.7.5. Temperatura do reservatório e saída da água gelada	56
4.7.6. Vazão de água gelada	57
4.8. Análise de dados do sistema	61
4.8.1. Ciclo de refrigeração teórico	61
4.8.2. Ciclo de refrigeração real	61
4.8.3. Geração frigorífica do sistema	61
4.8.4. Necessidade solicitada pela planta	62
4.8.5. Comparação gerado X consumido	62
4.8.6. Eficiência dos compressores	62
4.9. Resultados	63
4.10. Proposta de melhoria	63
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>64</b>
5.1. Coleta de dados dos equipamentos	64
5.1.1. Compressores	64
5.1.2. Condensadores	65
5.1.3. Evaporadores	66
5.2. Diagrama do sistema de refrigeração	67
5.3. Coleta de dados do sistema	69
5.3.1. Temperatura de sucção e descarga do sistema	69
5.3.2. Pressão de sucção e descarga dos compressores	72
5.3.3. Entalpia de sucção e descarga dos compressores	74
5.3.4. Potência do motor dos compressores	77
5.3.5. Pressão nos reservatórios e separadores de líquido	81
5.3.6. Temperatura do reservatório e saída da água gelada	81
5.3.7. Vazão de água gelada	84
5.4. Análise de dados do sistema	87
5.4.1. Ciclo de refrigeração teórico	87
5.4.2. Ciclo de refrigeração real	88
5.4.3. Geração frigorífica do sistema	92
5.4.4. Produção diária da planta	93
5.4.5. Geração frigorífica X Total produzido	95
5.4.6. Eficiência dos compressores	96
5.4.7. COP	101
5.4.8. Capacidade dos equipamentos	103
5.4.8.1. Capacidade evaporadores	103
5.4.8.2. Capacidade condensadores	103
<b>6. PROPOSTA DE MELHORIA</b>	<b>104</b>
6.1. Capacidade dos compressores de amônia	104
<b>7. CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>106</b>
<b>8. TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>108</b>

<b>9. REFERÊNCIAS</b>	<b>109</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>113</b>
<b>APÊNDICES</b>	<b>124</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Carneiro (2017, p.1) afirma que a alimentação, pode ser considerada a terceira maior necessidade básica do homem, e fica atrás apenas da respiração e da ingestão de água. Mas, além da pura demanda natural do ser humano, o ato de se alimentar pode ser considerado uma satisfação ao indivíduo, ou também um hábito religioso, político, de costumes étnicos etc.

Visto isso, não apenas o valor nutricional imposto pelo alimento deve ser levado em consideração, mas também sua integridade e conservação. De acordo com Vasconcelos e Melo (2016, p.9) a sociedade pré-histórica humana deu início aos processos de conservação de alimentos, primeiramente com a descoberta do fogo e conseqüentemente da defumação, e após, com o uso do sal para preservar alimentos de origem animal.

Nas palavras de Leonardi e Azevedo (2018, p. 52) a instauração da área de tecnologia de alimentos marcou significativamente o século XX, possibilitando a industrialização em larga escala por meio da adoção de métodos de preservação e conservação.

Lopes (2007, p.16) comenta que a conservação por refrigeração é um dos métodos que mais se utiliza industrialmente, tanto em alimentos de origem animal, quanto vegetal. Isso ocorre devido à capacidade de retardo de reações químicas e enzimáticas, além de atrasar ou até mesmo inibir a proliferação de microrganismos, mantendo-os conservados e proporcionando oferta a custos adequados.

Além de preservar a qualidade dos alimentos, o sistema de refrigeração deve ser elaborado de maneira correta, para que cumpra a demanda necessária (tanto na produção como na conservação do alimento no setor industrial em que está instalado), e também, ser eficiente, para minimizar os custos de operação ao qual está empregado.

O consumo de energia elétrica no Brasil cresce cerca de 3,5% ao ano, visto que, 70% de toda eletricidade consumida no país, no ano de 2012, era composta por hidrelétricas, essas que, durante o período de secas apresentam dificuldades de geração, que torna necessário a produção de energia por termelétricas, fato que aumenta o valor pago pela energia no país (MORAIS, 2015. p. 31).

De acordo com estudos realizados pelo Ministério de Minas e Energia, elaborado em 2004, as indústrias de alimentos e bebidas têm 10,8% do seu consumo de energia elétrica total utilizado por sistemas de refrigeração, que fica atrás apenas do calor de processo (43,3%), aquecimento direto (31,9%) e força motriz (12,4%) em gastos totais, mantendo-se a frente de gastos como iluminação (1,3%), eletroquímica (0,2%) e outros (0,1%). (BAJAY, GORLA e ROCHA, 2010. p. 38).

Diante disso, é imprescindível que os sistemas de refrigeração em indústrias alimentícias sejam projetados de maneira eficiente, buscando sempre atender os requisitos de produção/estocagem e obter resultados de eficiência satisfatórios, minimizando os custos operacionais e maximizando o potencial lucrativo nas empresas onde estão instalados.

Desta forma, o presente trabalho busca, além de caracterizar o sistema de refrigeração presente em uma empresa do ramo lácteo, comparar dados para verificar sua eficiência por meio de cálculos de potência requerida/gerada. Ademais, propor formas de melhorar o rendimento de seu processo de refrigeração que utiliza amônia (R717) como fluido frigorígeno em um sistema de refrigeração por compressão, que é utilizado para refrigerar a água que entra em contato com o processo, também conhecido como chiller.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. Objetivo Geral**

Realizar a caracterização do sistema de refrigeração instalado em empresa do ramo lácteo com finalidade de melhorar a eficiência do processo.

### **2.2. Objetivos Específicos**

Para alcançar o objetivo geral, considera-se necessário a execução dos seguintes objetivos específicos:

- Obter pontos de funcionamento do sistema;
- Criar um fluxograma do sistema;
- Definir o ciclo real de refrigeração;
- Comparar potência de refrigeração gerada com a total de produção no processo;
- Indicar as perdas do sistema;
- Verificar a eficiência operacional;
- Apontar possíveis melhorias.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para aprofundamento didático, inicialmente busca-se uma breve exposição contextual por meio da revisão bibliográfica, adentrando em assuntos significativos, antes de prosseguir com a análise detalhada do conteúdo, estabelecendo uma base sólida para a compreensão aprofundada.

#### 3.1. Contexto histórico da refrigeração

Os professores Ferraz e Gomes (2008, p. 2) citam que desde as antigas civilizações, o uso de meios de refrigeração era conhecido, como demonstrado pela civilização chinesa, que, séculos antes de Cristo, preservava o gelo natural em poços cobertos de palha para conservar o chá. Gregos e romanos também se beneficiaram do gelo das montanhas para alimentos e bebidas geladas, enquanto os egípcios, por sua localização geográfica, usavam a evaporação da água em vasos de barro para resfriamento.

De acordo com Briley (2004, p. 31), até o século XIX o mercado de refrigeração natural estava estabelecido e tinha grande fomento. O gelo oriundo de lagos do norte dos Estados Unidos da América era armazenado nas “casas de gelo” (*ice houses*) onde era coberto por serragem para maior durabilidade, e assim, comercializado.

Em 1805, Oliver Evans criou o primeiro método de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O método artificial de criação de gelo, consistia em um sistema de refrigeração que utilizava Éter como fluido de trabalho. Não há registros de funcionamento da máquina de Evans, porém, seus estudos influenciaram Jacob Perkins que desenvolveu o primeiro sistema de refrigeração por compressão de vapor em 1834. (PALIWAL e RAJPUT, 2015, p. 8)

A partir de 1870, a amônia começou a ser utilizada como fluido de refrigeração pelo engenheiro Alemão Carl Von Linde, porém, sem muito sucesso. Até o ano de 1876, quando Linde construiu sua segunda máquina, que foi patenteada e era utilizada na indústria cervejeira (Del Grano a La Copa, Beer Sommelier, 2019).

A amônia hoje, ainda é utilizada como fluido de refrigeração, porém devido possível intoxicação em locais fechados, a mesma não tem mais uso residencial, assim, é utilizada apenas em âmbito industrial.

Stoecker e Jabardo (2018, p. 18) demonstram a utilização de sistemas de refrigeração, em indústrias alimentícias, e dividem em três tópicos, armazenamento de alimentos não congelados, alimentos congelados e processamento de alimentos. O primeiro citado é amplamente utilizado devido ao aumento do tempo para consumo de alimentos como frutas, verduras, ovos, etc. que ocorre com a diminuição da temperatura de armazenamento. Já o congelamento de alimentos, mantém as características do alimento intactas, exemplo que foi notado antes mesmo de sistemas de refrigeração serem implementados, desta forma, o congelamento é muito utilizado para estocagem de carnes em geral. Diferentemente dos outros dois exemplos citados, a refrigeração em processamento de alimentos não tem como característica principal manter os aspectos do alimento, mas sim, alterá-los a fim de obter resultados como o queijo, vinho, sucos, cerveja, etc.

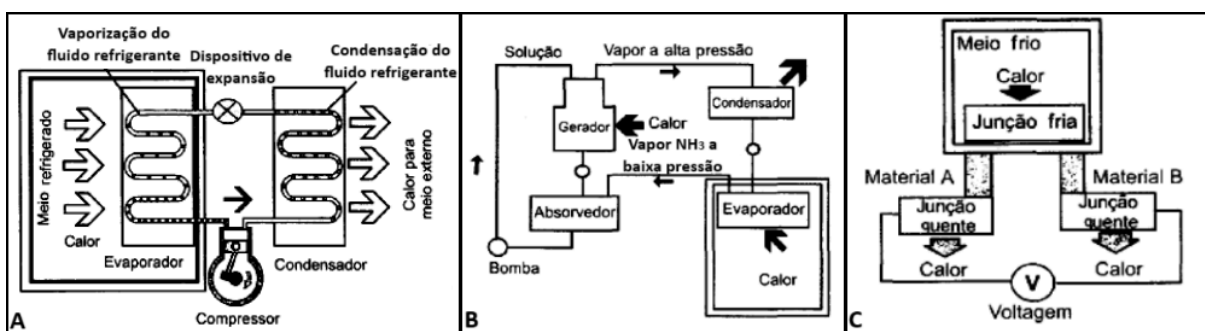
### **3.2. Princípios da refrigeração**

Da Costa (2017), inicia seu livro com uma apresentação das diferenças entre os métodos de retirada de calor, arrefecimento, resfriamento e congelamento. O arrefecimento, como comentado, ocorre quando o sistema é resfriado até a temperatura ambiente, desta forma é possível realizar de maneira natural, visto que o calor passa do corpo mais quente para o corpo mais frio. Já o resfriamento (abaixamento da temperatura ambiente até a temperatura de congelamento) e o congelamento (diminuição da temperatura abaixo da temperatura de congelamento) não podem ser efetuados de maneira natural, como é previsto na Segunda Lei da termodinâmica.

Como citado acima, um sistema de refrigeração, comumente chamado de bomba de calor, transfere calor do corpo de menor temperatura para o de maior temperatura, porém, para essa transferência ser possível, um trabalho deve ser adicionado (BORGNAKKE, 2020. p.216).

Três sistemas de refrigeração são os mais utilizados, como demonstrado na Figura 1, sistema por absorção, sistema por efeito termoelétrico e sistema por compressão de vapor. Dentre estes, o mais utilizado é o último citado, que é empregado tanto em equipamentos de pequeno porte (ar condicionado, geladeira), quanto em sistemas industriais, para processamento e armazenamento de alimentos perecíveis (TASSINI, 2012).

Figura 1 - Sistemas de refrigeração. (A) Sistema de compressão de vapor. (B) Sistema por absorção. (C) Sistema por efeito termoelétrico.



Fonte: adaptado de Ferraz e Gomes, 2008.

Stoecker e Jabardo (2018 p.18) apontam que o processo de refrigeração envolve dois terços de processos em indústrias manufatureiras e em laboratórios. Também comentam que a refrigeração industrial pode ser definida por meio de suas aplicações, assim, descreve-se o processo para empresas do ramo alimentício e do ramo químico.

Visto a descrição do procedimento para alimentos, Tassini (2012) comenta que é possível conhecer as condições de trabalho (pressão e temperatura) ideais para o processo/armazenagem do produto analisando suas características como é demonstrado no quadro 1 com as temperaturas ideais para armazenamento de determinados alimentos.

Quadro 1 - Temperaturas recomendadas de armazenamento, sem congelamento, de diversos alimentos.

Produto	Temperatura de armazenamento
Abacate	4 a 13
Alface	0 a 1
Banana	13 a 14
Frango	-1 a 2
Maçã	-1 a 0
Morango	-0,5 a 0
Pera	-2 a 0
Queijo	0 a 1
Continua	

Repolho	0
Tomate	3 a 4

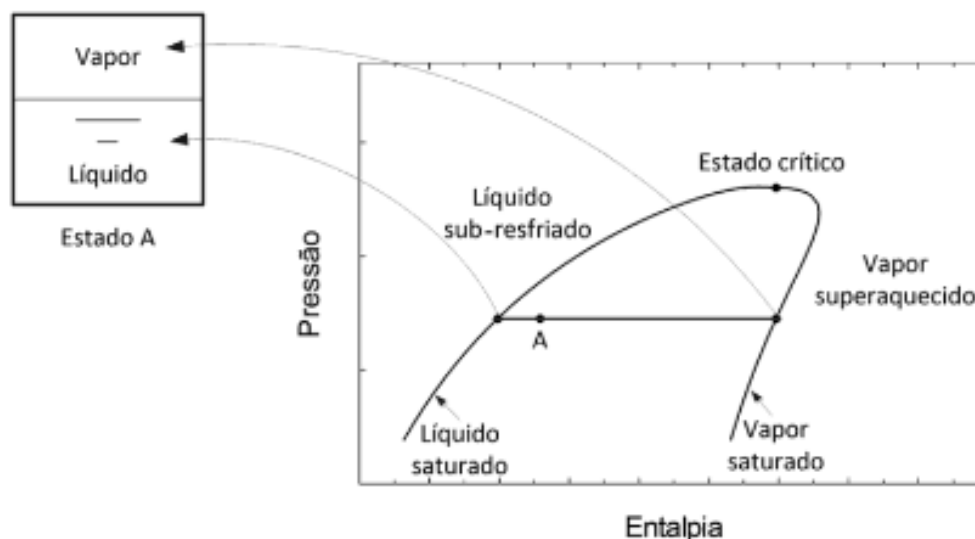
Fonte: Stoecker e Jabardo, 2018.

### 3.3. Diagrama Pressão X Entalpia

Stoecker e Jabardo (2018, p. 36) expõem que o diagrama pressão X entalpia (P X h) é o mais utilizado para determinar propriedades termodinâmicas, dos fluidos refrigerantes, necessárias para o dimensionamento de sistemas de refrigeração. Visto isso, é necessário compreendê-lo antes de apresentar os ciclos de refrigeração.

Como é possível verificar na Figura 2 o diagrama P X h é caracterizado pelo formato de sino. Onde as linhas, que se encontram no ponto de estado crítico do fluido, demonstram as características do elemento quando o mesmo está saturado. Linha da esquerda com líquido saturado, e linha da direita com vapor saturado. Desta forma, qualquer ponto entre as linhas de saturação, é considerado uma mistura líquido/vapor.

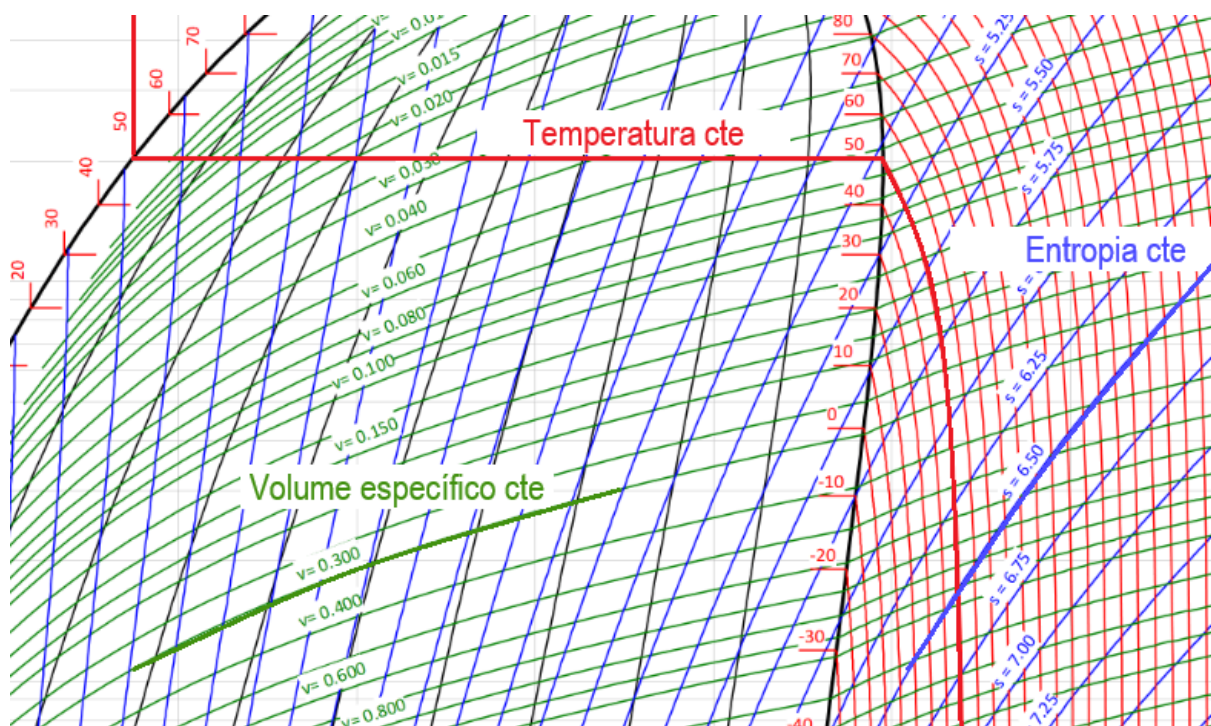
Figura 2 - Estado físico do fluido esquematizado no diagrama P X h.



Fonte: Stoecker e Jabardo, 2018.

Além das linhas dos dados encontrados na abscissa (entalpia) e ordenada (pressão), outros dados podem ser encontrados no diagrama citado, como é possível verificar na Figura 3.

Figura 3 - Características termodinâmicas presentes no diagrama P X h.



Fonte: O autor, 2024.

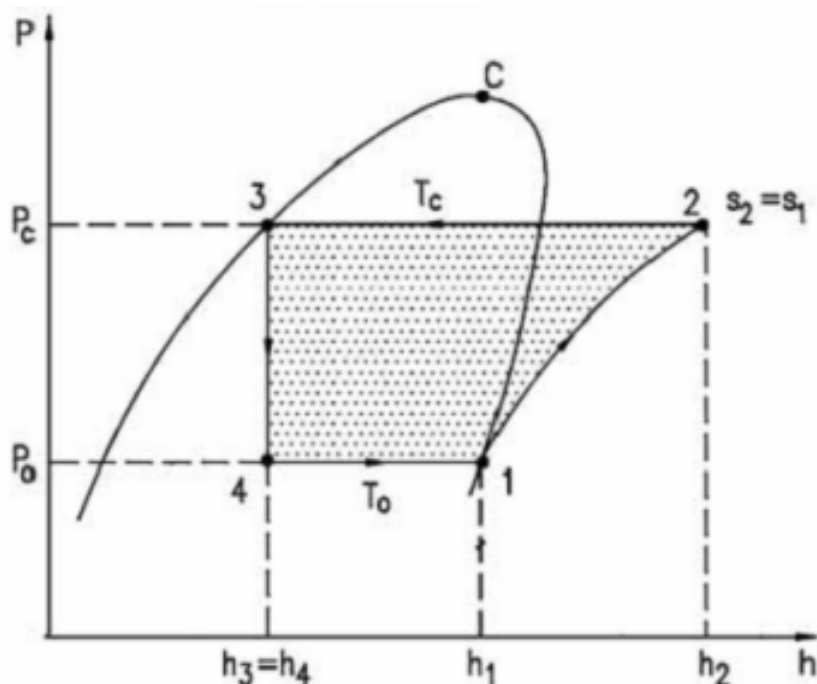
### 3.4. Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Tassini (2012, p. 21) descreve o ciclo de refrigeração como o aumento de pressão e temperatura do fluido (no estado de vapor) com a energia fornecida pelo compressor, que chega até o condensador, onde troca calor com o ambiente e retorna ao estado líquido. O fluido líquido passa por um dispositivo de expansão, transforma-se em mistura líquido-vapor de baixa pressão e temperatura, que segue para o evaporador, onde ele retira o calor do ambiente e/ou sistema e evapora, assim, reinicia-se o ciclo.

#### 3.4.1. Ciclos teóricos

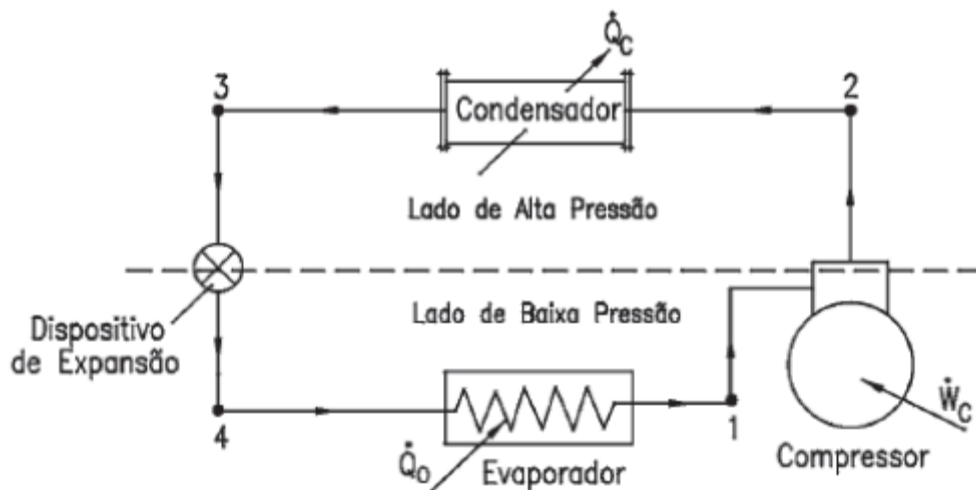
De acordo com Borgnakke e Sonntag (2020, p. 434) o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor ideal é composto por dois processos isobáricos, um isoentrópico e um regime isoentálpico, como é possível verificar nas Figuras 4 e 5.

Figura 4 - Ciclo teórico de refrigeração.



Fonte: Vargas, 2010.

Figura 5 - Esquema do ciclo teórico de refrigeração.



Fonte: Tassini, 2012.

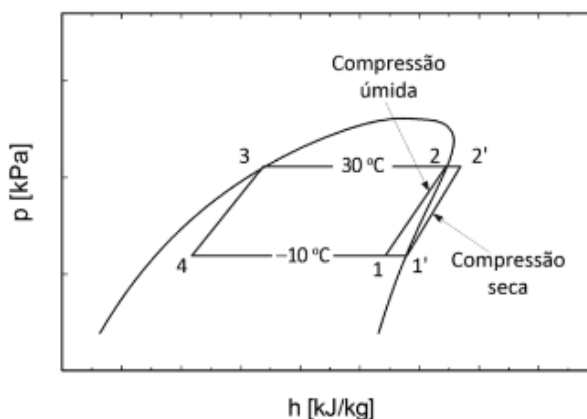
O ciclo teórico pode ser descrito da seguinte maneira.

- 1→2: Compressão isentrópica, fluido com título ( $x$ ) igual a 1 (vapor saturado), é comprimido pelo compressor, onde ocorre um aumento de pressão de " $P_o$ " para " $P_c$ " juntamente com um aumento de temperatura, passando assim para vapor superaquecido;

- 2→3: Processo isobárico 1, onde o vapor superaquecido troca calor com o ambiente em um condensador, assim, diminuindo sua temperatura e condensado o vapor superaquecido até o mesmo virar líquido saturado;
- 3→4: Expansão isoentálpica, líquido saturado passa por um dispositivo de expansão, assim, diminui sua temperatura e transforma-se em uma mistura líquido/vapor ( $0 < x < 1$ );
- 4→1: Processo isobárico 2, mistura líquido/vapor passa pelo evaporador, onde o mesmo subtrai calor do sistema, fluido tem um aumento de temperatura e transforma-se em vapor saturado, assim, retorna-se ao início do ciclo.

O ciclo de refrigeração, pode ocorrer com o fluido em dois estados, vapor úmido ou vapor seco, Stoecker e Jabardo (2018, p. 56) demonstram as diferenças entre as duas variáveis, onde é possível verificar na Figura 6 exemplos dos dois processos. O procedimento 1→2 é conhecido como compressão úmida, onde o fluido se encontra como uma mistura líquido vapor, porém, este método resulta em alguns problemas, como, diluição do óleo lubrificante no líquido presente na compressão (ocorre em compressores alternativos devido a lubrificação das camisas do cilindro entrar em contato com o líquido refrigerante), além da degradação dos componentes pela presença de líquido nos mesmos e golpes que podem acontecer. Já o processo 1'→2' é conhecido como compressão seca, onde o ciclo parte de 1' como vapor saturado (podendo chegar a vapor superaquecido) e 2'' será vapor superaquecido, evitando assim, os problemas encontrados no ciclo de compressão úmida.

Figura 6 - Compressão seca e úmida.



Fonte: Stoecker e Jabardo, 2018.



Dos Santos e Triebess (2006, p. 3) também expõe que para alcançar uma boa transferência de calor em trocadores de dimensões viáveis, é necessário manter a temperatura de condensação acima da temperatura do ar externo e a de evaporação abaixo da desejada no processo, isso resulta em uma redução considerável no coeficiente de desempenho.

Visto isso, Tassini (2012, p. 23) refere-se como as principais diferenças entre os ciclos teórico e real sendo:

- Queda de pressão nas linhas e nos componentes como condensador e evaporador;
- Esporádico sub-resfriamento na saída do condensador;
- Superaquecimento da sucção do compressor para prevenir entrada de líquido no compressor;
- Compressão ideal no ciclo teórico é isentrópica, mas no ciclo real é politrópica.

Abaixo, serão expostos os componentes responsáveis por cada etapa do ciclo de refrigeração.

### **3.5. Compressores**

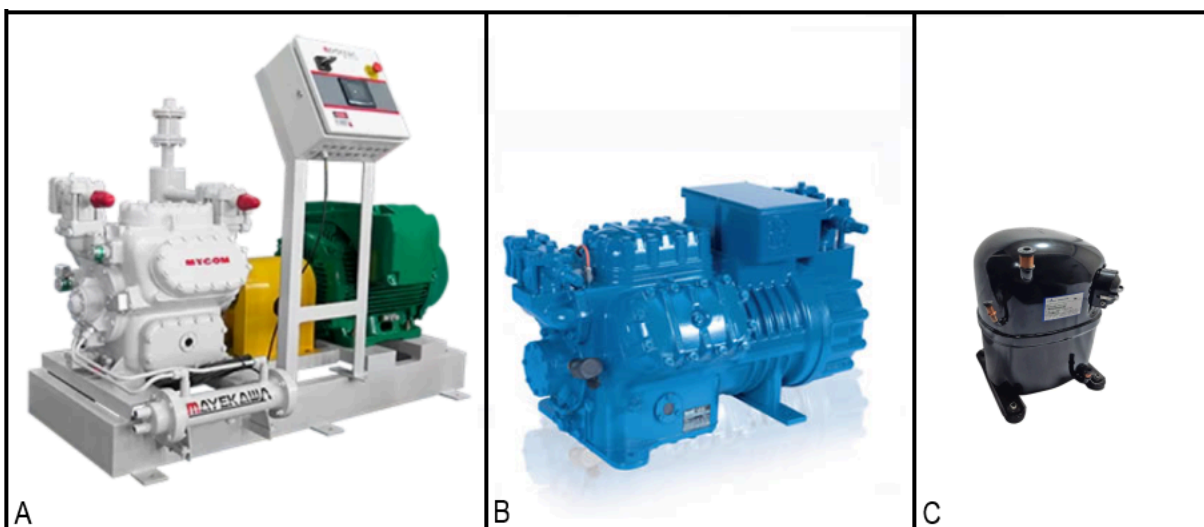
Ferraz e Gomes (2008, p. 21) comparam o funcionamento do compressor com um ventilador, onde ambos são considerados máquinas para processamento de fluidos compressíveis e, são utilizados para propiciar a elevação de pressão em gases.

Conforme Schreiner (2008, p. 7), em sistema de refrigeração, o compressor desempenha o papel de gerar trabalho para o gás, utilizando motores elétricos para fornecer a energia mecânica para produzir esse trabalho. Essa ação visa succionar o fluido à baixa temperatura e pressão e elevá-las em alta pressão e temperatura.

Existem três divisões entre os compressores quanto ao posicionamento do motor, sendo eles herméticos, semi herméticos e abertos como comenta Schreiner (2008, p. 7 à 8). Compressores abertos, o motor é acoplado ao compressor por eixo mancalizado ou polias, são os mais utilizados em âmbito industrial, como estes compressores necessitam maior capacidade, seu motor possui grandes dimensões, desta forma o modelo aberto facilita tanto a locação dos componentes, quanto a dissipação de calor do motor, além de também facilitar a manutenção em geral no equipamento. Os compressores herméticos e semi-herméticos são muito parecidos,

onde ambos têm aplicações comerciais e domésticas, porém o que os diferencia é que o primeiro citado tem motor e componentes do compressor dentro de uma câmara isolada, e o outro, também possui os equipamentos enclausurados, porém, com partes desse equipamento podem ser facilmente acessadas. Exemplos dos três modelos citados podem ser encontrados na Figura 8.

Figura 8 - Compressores. (A) Aberto. (B) Semi-hermético. (C) Hermético.



Fonte: Mayekawa e Refricenter, 2024.

Tassini (2012, p. 33) argumenta que os principais modelos de compressores utilizados na indústria são os alternativos e de parafuso, com gás R717 (Amônia) como fluido refrigerante, e que a escolha do modelo depende de três fatores, sendo, capacidade da instalação, temperatura de vaporização e do fluido refrigerante escolhido para o processo.

### 3.5.1. Compressor alternativo

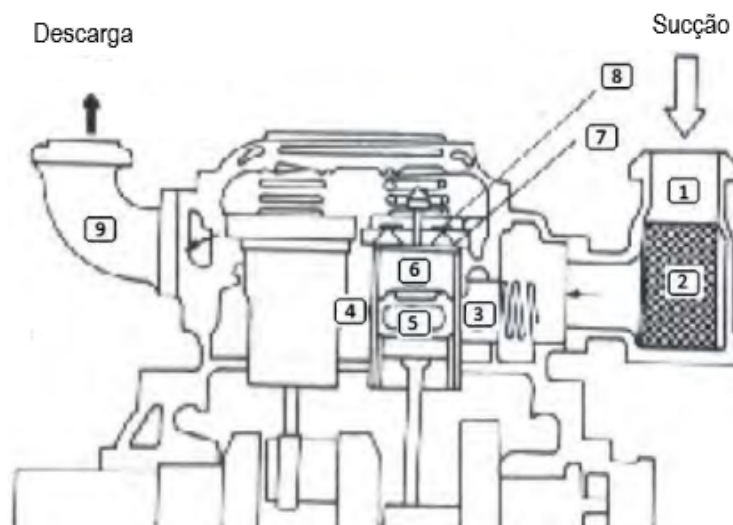
Ferraz e Gomez (2008, p. 22) demonstram o sistema do compressor alternativo, também conhecido como compressor de pistão, que utiliza um sistema biela manivela para transformar a rotação do eixo do motor, em um movimento linear alternado do pistão, a figura 9 traz os componentes do compressor alternativo. Quando o cilindro está realizando a etapa de admissão, ambas as válvulas (sucção e descarga) estão fechadas gerando assim uma depressão no interior do cilindro. Desta forma a válvula de sucção se abre, permitindo assim, a entrada de fluido no interior do cilindro. Após a etapa de admissão, a válvula correspondente se fecha e a

etapa de compressão tem seu início. Quando o fluido comprimido chega na pressão de abertura da válvula de descarga, a mesma abre e tem-se então, a descarga do fluido refrigerante.

Da Silva (2005, p. 79) comenta que existem vários modelos de compressores alternativos, onde pode-se encontrar:

- Compressores de simples efeito (pistão com uma cabeça, comprime o vapor em apenas uma direção);
- Compressores de duplo efeito (pistão com duas cabeças, comprime o vapor em duas direções, ou seja, um ciclo realiza duas vezes mais trabalho);
- Compressores de um ou mais cilindros;
- Compressores com cilindros horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

Figura 9 - Compressor alternativo. (1) linha de sucção; (2) filtro de entrada do fluido; (3/4) câmara de sucção do cárter; (5) pistão; (6) cilindro; (7) válvula de sucção; (8) válvula de descarga; (9) linha de descarga.



Fonte: Adaptado de Tassini, 2012.

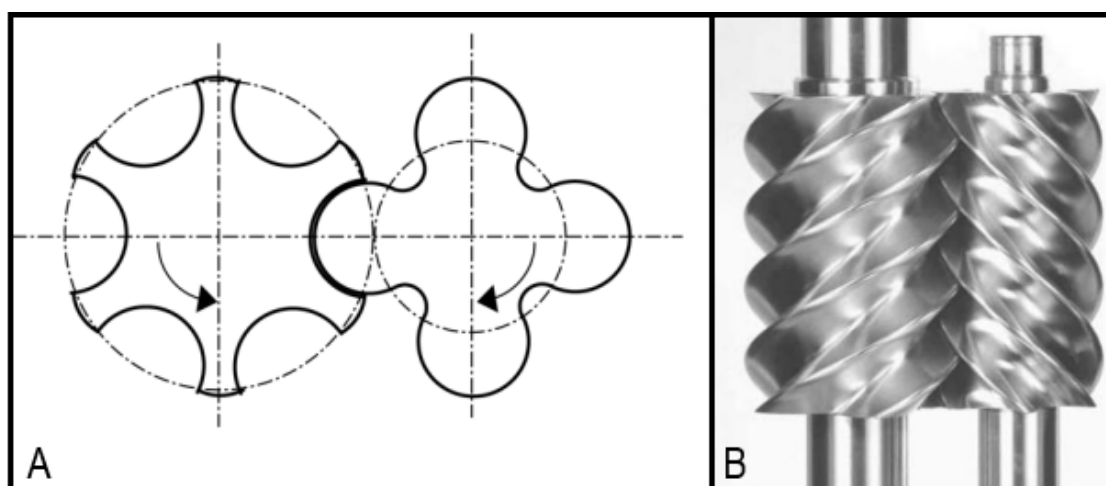
### 3.5.2. Compressor de parafuso

Tassini (2012, p. 35) explica que os compressores de parafuso são amplamente empregados na refrigeração industrial. Esses equipamentos são comumente adotados em instalações de elevada carga térmica. Devido à ausência de válvulas de admissão e descarga, operam em alta rotação, oferecendo grandes capacidades de compressão em um formato externo compacto.

Da Silva (2005, p.91) comenta que compressores de parafuso podem ser categorizados em dois tipos: simples e duplo. A preferência pelos compressores de parafuso duplo é mais comum devido à sua eficiência isentrópica ligeiramente superior em comparação com os compressores de parafuso simples.

O funcionamento do compressor de parafuso é descrito por Ferraz e Gomes (2008, p. 24) no qual o equipamento é composto por dois rotores em formato de parafusos que giram em direções opostas, mantendo um engrenamento contínuo entre eles, onde o rotor macho aciona o fêmea (figura 10). A conexão do compressor ao sistema ocorre por meio das aberturas de sucção e descarga, posicionadas de forma diametralmente oposta. O gás entra pela abertura de sucção, preenchendo os espaços entre os filetes dos rotores. Quando ocorre o engrenamento de um filete específico, o gás contido entre esse filete, o rotor e as paredes da carcaça fica confinado. A rotação subsequente desloca o ponto de engrenamento para frente, reduzindo o espaço disponível para o gás e, assim, promovendo sua compressão. Finalmente, ao atingir a abertura de descarga, o gás é liberado.

Figura 10 - Rotores do compressores de parafuso duplo. (A) Vista lateral. (B) Vista superior.



Fonte: A - Da Silva (2005) e B - Hundy *et al.*, 2008.

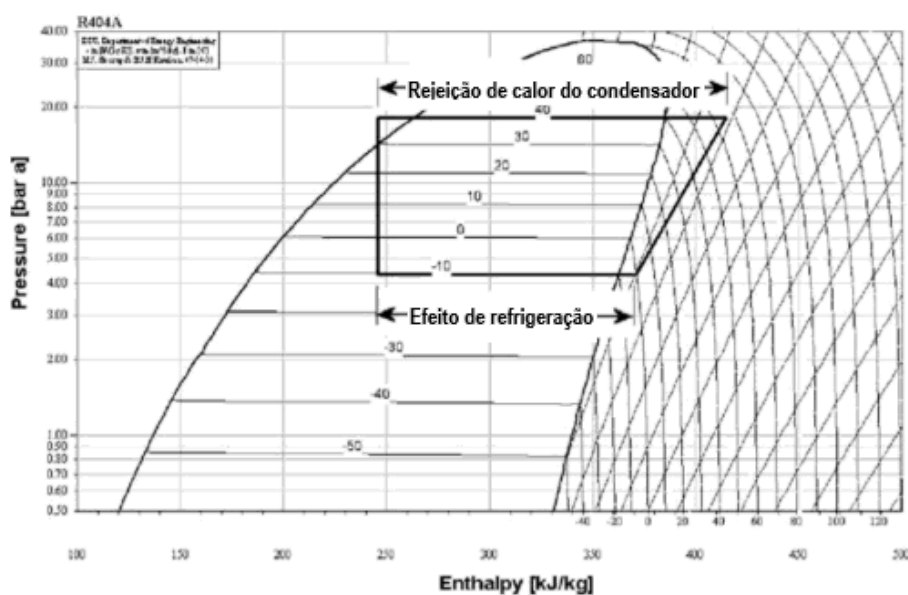
Hundy, *et al.* (2008, p. 55) fala sobre a importância da lubrificação adequada dos compressores de parafuso, isso se dá, devido ao movimento das partes mecânicas que proporcionam a compressão. Desta forma, o óleo lubrificante entra em contato com o fluido refrigerante, que deve ser separado antes do fluido realizar o processo de descarga, resfriado e filtrado para retornar ao reservatório.

Da Silva (2005, p.184) comenta sobre a miscibilidade do óleo com o fluido frigorígeno onde há casos que há mistura torna-se miscível e outros em que não ocorre. A amônia quando entra em contato com o óleo não é não torna-se uma mistura homogênea desta forma, pode-se remover o lubrificante em partes que o fluido tem baixa velocidade e o óleo fica depositado ao fundo dos separadores de líquido por exemplo e pode ser purgado. Já com refrigerantes halogenados o refrigerante e o óleo formam uma mistura miscível e deve ser retirado com filtros que separam o fluido (que retorna em forma de vapor a aspiração do compressor) e o óleo (que volta para lubrificar as partes móveis do compressor).

### 3.6. Condensadores

O condensador tem como função primordial, receber o fluido da descarga do compressor, em estado de vapor superaquecido e em alta pressão, e transformá-lo em líquido. Desta forma, o calor presente no fluido deve ser rejeitado de alguma forma para uma fonte de resfriamento (FERRAZ e GOMES, 2008, p. 27). Como o próprio nome do componente do sistema de refrigeração elucida, o condensador deve condensar o fluido de resfriamento que está em estado de vapor. Na figura 11 é possível verificar como é descrita no gráfico P X h etapa realizada pelo condensador.

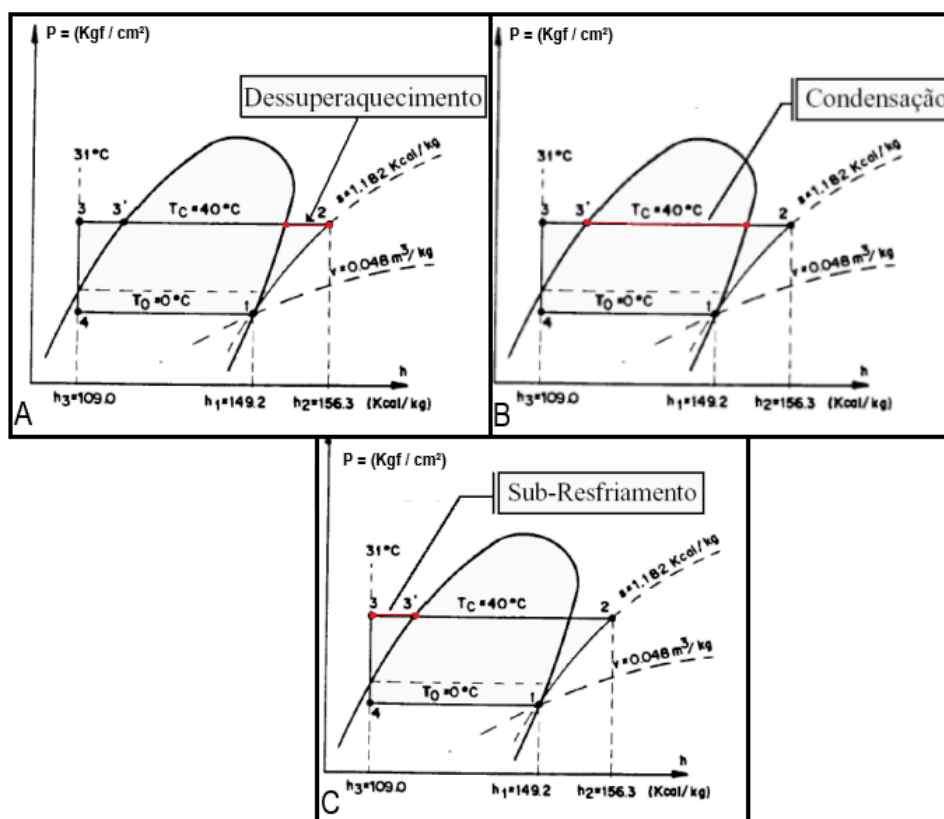
Figura 11 - Rejeição de calor no condensador.



Fonte: Adaptado de Hundy, 2008.

Stoecker *apud* Dos Santos (2005, p.4) aponta que o processo de condensação é dividido em três partes, conforme o estado em que o fluido se encontra, como demonstra a figura 12. A primeira parte, de redução do superaquecimento, onde o fluido está no estado de vapor, também chamado de dessuperaquecimento por outros autores. Segunda parte de condensação, passa da fase de vapor para a fase líquida. E por último a parte de sub-resfriamento, onde o estado do fluido refrigerante é líquido.

Figura 12 - Regiões do condensador. (A) Dessuperaquecimento. (B) Condensação. (C) Sub-resfriamento.



Fonte: Adaptado Ferraz e Gomes, 2008.

Tassini (2012, p.40) especifica os 4 principais tipos de condensadores com, 1 - Condensador resfriado a ar; 2 - Condensador resfriado a água - trocador casco tubo; 3 - Condensador resfriado a água - trocador a placa; 4 - Condensador evaporativo. Dentre os citados, o último é o mais utilizado na indústria em geral.

### 3.6.1. Condensador resfriado a ar

A construção do condensador resfriado a ar mais simples pode ser vista em geladeiras domésticas, onde o fluido refrigerante passa por um tubo que está em contato com o ar, que se movimenta devido ao processo de convecção natural (HUNDY, 2008, p.76). O modelo com a capacidade um pouco maior é visto na Figura 13, onde ventiladores promovem a convecção forçada do fluxo de ar em contato com a tubulação onde o fluido a ser resfriado está.

Figura 13 - Condensador resfriado a ar com convecção forçada.



Fonte: Hundy, 2008.

Nas palavras de Da Silva (2005, p.106), para a instalação deste modelo de condensadores, devem ser levados em conta elementos como: consumo de energia, instalação, disponibilidade e nível de ruído. Apesar de ser empregado em instalações de baixo e médio porte, esses condensadores também podem ser utilizados em instalações de grande porte, onde a utilização de resfriadores a água não é a opção, economicamente, mais viável devido ao seu alto preço ou escassez. Além disso, este modelo de condensador deve ser instalado em alturas elevadas, o que pode-se tornar um empecilho, e possui alto nível de ruído, o que não é permitido em zonas residenciais, por exemplo.

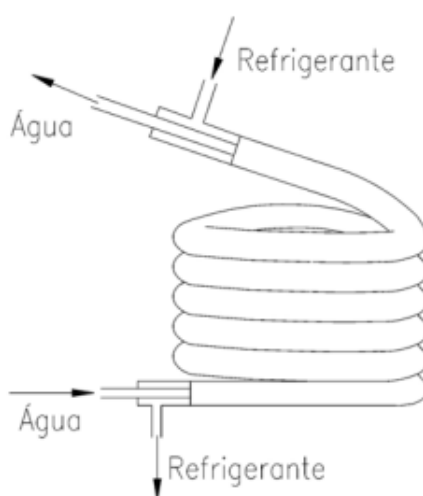
### 3.6.2. Condensador resfriado a água

De acordo com Hundy *et al.* (2008, p.78) a água tem características que a tornam um ótimo meio para a troca de calor no condensador, dado que é comprovado comparando dois cenários com o mesmo equipamento, onde o fluxo de água necessário para chegar em uma determinada capacidade de resfriamento no condensador é menor do que quando o meio da troca é o ar.

Da Silva (2005, p.108) trás como os principais condensadores resfriados a água os modelos duplo tubo, carcaça e serpentina (*shell and coil*), carcaça e tubo (*shell and tube*) e o trocador a placa.

- Condensador duplo tubo: é caracterizado por dois tubos concêntricos, onde o fluido refrigerante passa pelo tubo interno, figura 14. Este modelo de condensador trabalha com fluidos em contra fluxo, ou seja, a água flui na direção contrária do fluido de trabalho, essa configuração é utilizada para obter o máximo de sub-resfriamento, pois a água mais fria está em contato com o refrigerante já em estado líquido (HUNDY, 2008. p.78). Da Costa (2017, p.93) comenta que a principal qualidade desse equipamento é que o mesmo pode ser utilizado em instalações de qualquer tamanho, além de não necessitar instalação em local abrigado, podendo assim, ser instalado em lugares convenientes. Em contraprova, sua principal deficiência é em questões como limpeza de incrustações e manutenção.

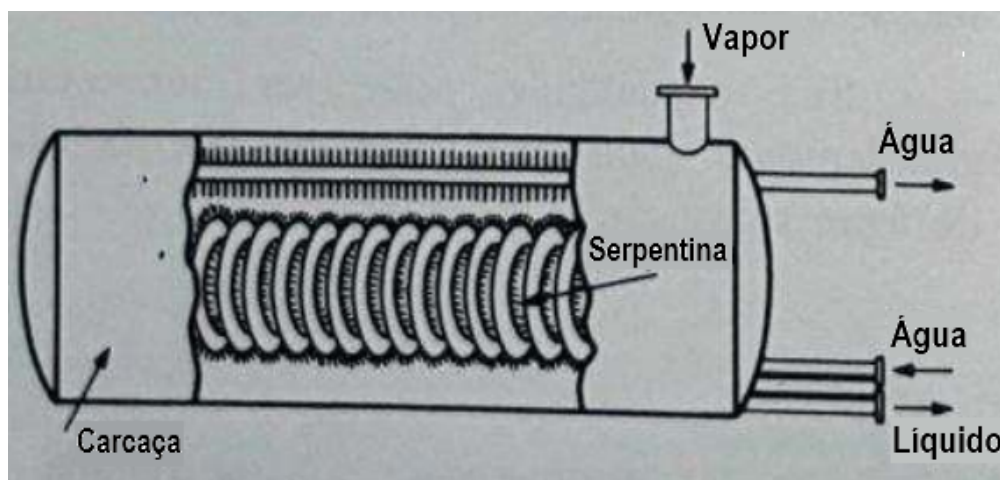
Figura 14 - Condensador duplo tubo.



Fonte: Da Silva, 2005.

- Condensador carcaça e serpentina: geralmente utilizado em sistemas de pequeno e médio porte, esse condensador se caracteriza por um tubo em forma de serpentina, montado dentro de uma carcaça, onde a água passa pela serpentina e resfria o fluido refrigerante que está presente ao seu redor, como evidencia a figura 15. Este tipo de equipamento possui fácil fabricação, porém, como o duplo tubo, também apresenta difícil acesso para manutenção (Da Silva, 2005. p.108).

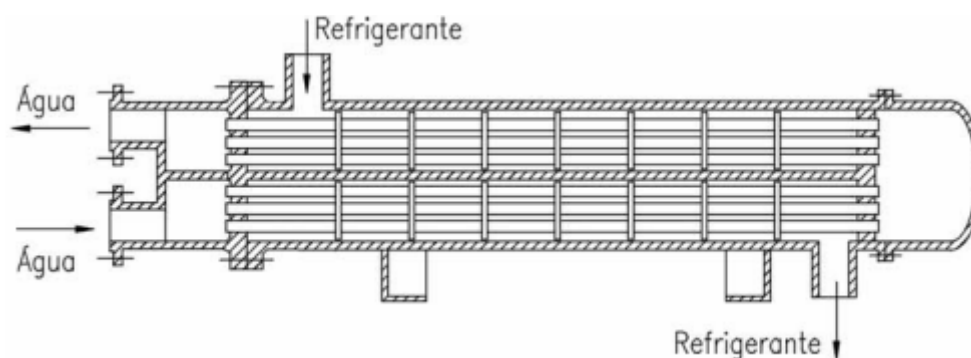
Figura 15 - Condensador carcaça serpentina.



Fonte: Adaptado de Da Costa, 2017.

- Condensador de carcaça e tubo: Hundy (2008, p.78) descreve o condensador casco e tubo como um equipamento que permite diminuir o tamanho geral do mesmo, devido a quantidade de tubos e a possibilidade de deixá-los mais próximos. Além disso, também é apontado a versatilidade quanto ao tamanho do sistema, onde pode-se utilizá-lo tanto para instalações de pequeno quanto de grande porte. Da Silva (2005, p.110) discorre sobre a vazão de água no condensador, onde a mesma deve estar entre 0,10 à 0,15 l/s por tonelada de refrigeração. Já a velocidade ótima de trabalho da água é de 1,0 a 2,0 m/s. Desta forma, a quantidade de tubos deve ser o suficiente para que a água trabalhe na velocidade e vazão total esperada

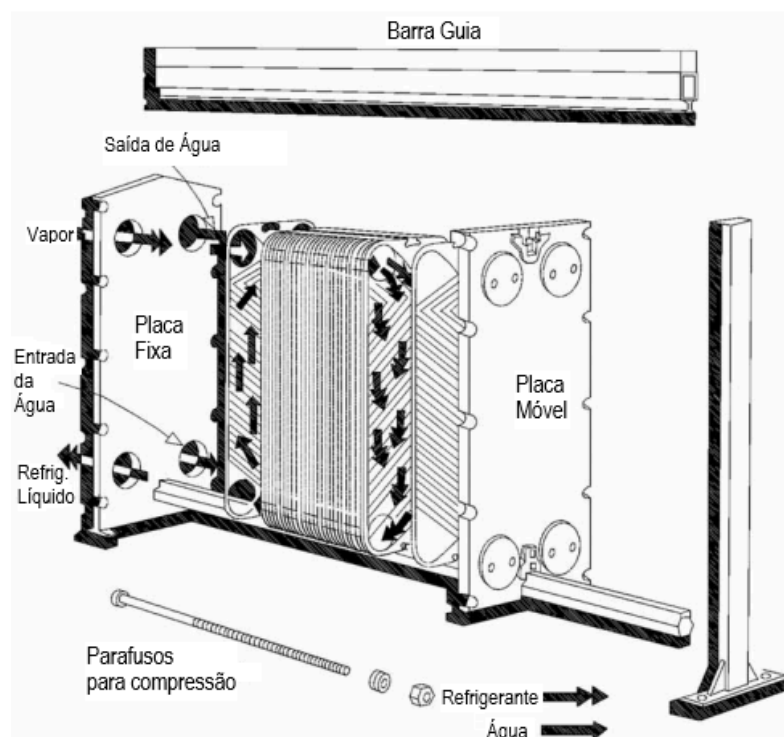
Figura 16 - Condensador de carcaça e tubo.



Fonte: Da Silva, 2005.

- Condensador a placa: esse modelo de condensador possui grande capacidade de transferência de calor, por isso, não é utilizado em âmbito residencial, seu uso acontece principalmente em indústrias. O modelo de trocador a placas mais utilizado é o de placas duplas, que é montado em estrutura metálica. Esse modelo apresenta vantagens de fácil montagem e desmontagem para manutenção, além de ser possível aumentar a quantidade de calor trocado pelo aumento do número de placas (Da Silva, 2005. p.112).

Figura 17 - Condensador a placa.



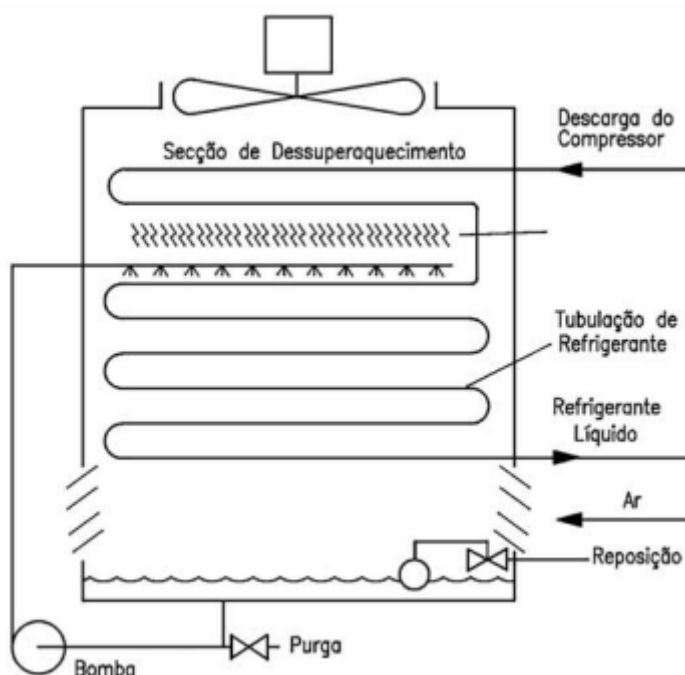
Fonte: Da Silva, 2005.

### 3.6.3. Condensador evaporativo

Hélio (2004, p.228) descreve o sistema do condensador evaporativo como uma serpentina onde água é borrifada, assim, o vapor transfere calor para a água e ar, esse que circula devido a ação do ventilador, ou, exaustor instalado no equipamento. A água aspergida, após absorver o calor do vapor ao entrar em contato com a serpentina é armazenada e bombeada novamente para os borrifadores como demonstra a figura 18. Da Costa (2017, p.99) complementa enunciando que o condensador evaporativo além de condensar o vapor superaquecido faz com que a água seja resfriada durante o processo.

Hundy *et al.* (2017, p.81) compara o equipamento em questão com o condensador resfriado a ar, onde o modelo evaporativo apresenta uma eficiência muito maior, ou seja, condensa o fluido frigorígeno com uma temperatura mais baixa e necessita menor potência do ventilador para tal.

Figura 18 - Condensador evaporativo.



Fonte: Da Silva, 2005.

Da Costa (2017, p.100) exhibe alguns dados da instalação desse modelo de condensadores, sendo, 0,1 m<sup>2</sup> de área horizontal do equipamento por Tonelada de refrigeração (TR), já a quantidade de água necessária para instalação é de cerca de

0,35 m<sup>3</sup>/h por TR, ou também expressa por 3,5 m<sup>3</sup>/h de água por m<sup>2</sup> de área horizontal da torre.

Da Silva (2005, p.114) comenta sobre os efeitos da evaporação da água quando entra em contato direto com a serpentina transportando vapor superaquecido recém saído da descarga do compressor, como prejudicial a quantidade de calor trocado no equipamento devido a formação de incrustações devido a qualidade da água presente no condensador. Essa incrustação forma uma camada isolante na tubulação, assim, diminui-se a eficiência do equipamento.

### **3.7. Dispositivos de expansão**

De acordo com Dincer (2003, p.136), os dispositivos de restrição, também conhecidos como válvulas de expansão, são utilizados para expandir o fluido de refrigeração. O fluido em estado líquido passa pelo equipamento, que proporciona uma queda de pressão ao mesmo, da pressão de condensação (alta), para a pressão de trabalho do evaporador (baixa), devido a expansão, o refrigerante em estado líquido torna-se uma mistura líquido/vapor. A quantidade de líquido e vapor depende da quantidade de calor removido no ambiente refrigerado.

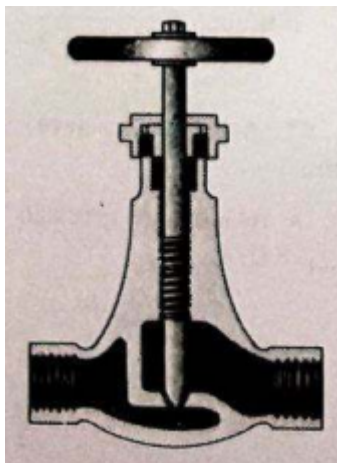
Da Costa (2017, p.132) classifica as válvulas de expansão em manuais, tubos capilares e automáticas que se dividem em de bóia de baixa pressão, de bóia de alta pressão, pressostática e termostática.

#### **3.7.1. Válvula de expansão manual**

Tassini (2012, p.49) descreve o controle do equipamento em questão como “estritamente manual”, onde a causa pela diferença na pressão que o sistema proporciona é a porcentagem de abertura da válvula, que é controlada manualmente. A autora ainda complementa demonstrando o principal problema na instalação deste modelo, como a dificuldade de atuar em sistemas que têm alteração na sua carga térmica, caso essa alteração ocorra, deve-se alterar manualmente a porcentagem de abertura da válvula.

Da Costa (2017, p.132) descreve que a principal aplicação desse dispositivo é como substituto de válvulas automáticas quando há necessidade de manutenção, desta forma, são geralmente empregadas como *by pass* em sistemas de refrigeração.

Figura 19 - Válvula de expansão manual.



Fonte: Da Costa, 2017.

### 3.7.2. Tubos capilares

Segundo Da Silva (2005, p.142) o dispositivo tubo capilar é frequentemente utilizado em instalações de menor porte. Esse equipamento se caracteriza por um tubo de pequeno diâmetro com certo comprimento, que une o condensador ao evaporador. Seu diâmetro é geralmente de 0,5 a 2 mm e o comprimento varia de 1 a 6 m.

Hundy *et al.* (2017, p.110) descreve que a diferença de pressão gerada no dispositivo é causada pela perda de carga apresentada no mesmo, além disso, esse sistema é auto regulável em certos parâmetros e tem uma eficácia razoável caso for projetado de modo correto na instalação. Da costa (2017, p.133) também estabelece uma comparação entre tubos capilares e orifícios de expansão (dispositivo fixo que pode ser adotado em instalações de pequena capacidade) onde o orifício equivalente ao tubo capilar terá um diâmetro muito pequeno, podendo gerar entupimento, e pode desregular-se por desgaste, enquanto o tubo capilar terá um diâmetro maior, evitando uma obstrução, e o desgaste na tubulação é desprezível.

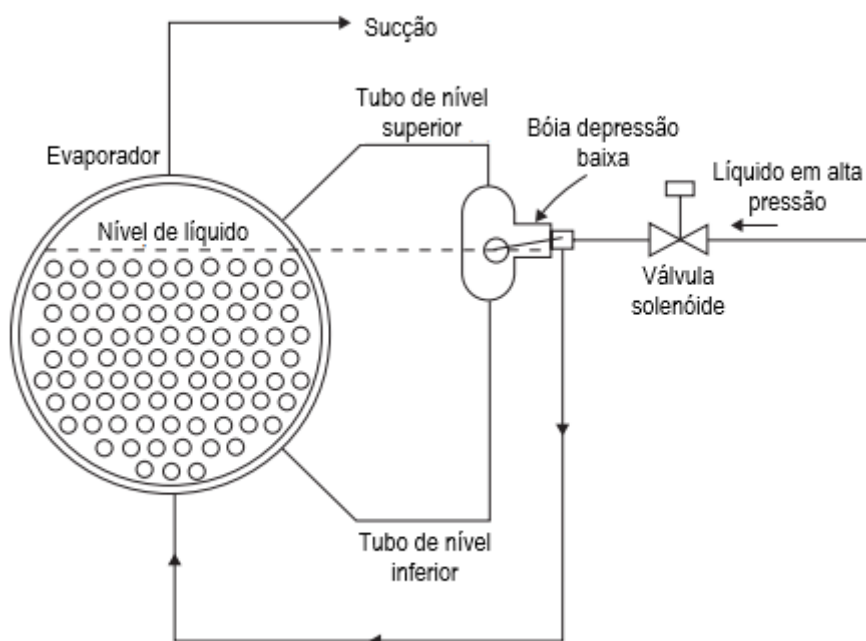
### 3.7.3. Válvula de expansão automática de bóia

Nas palavras de Dincer (2003, p.137) as válvulas de tipo bóia podem ser divididas em alta e baixa pressão, onde a principal diferença na instalação desses equipamentos é que o dispositivo de alta pressão, opera na zona de alta pressão, ou seja controla a quantidade de líquido presente em uma câmara de alta pressão, como um reservatório, já o outro citado, opera na região de baixa pressão,

controlando a vazão de líquido que vai diretamente ao evaporador. Em alguns casos, as válvulas tipo bóia pilotam um interruptor que aciona uma solenóide que comanda a abertura de um equipamento de expansão admitindo líquido para o evaporador assim que o nível baixar.

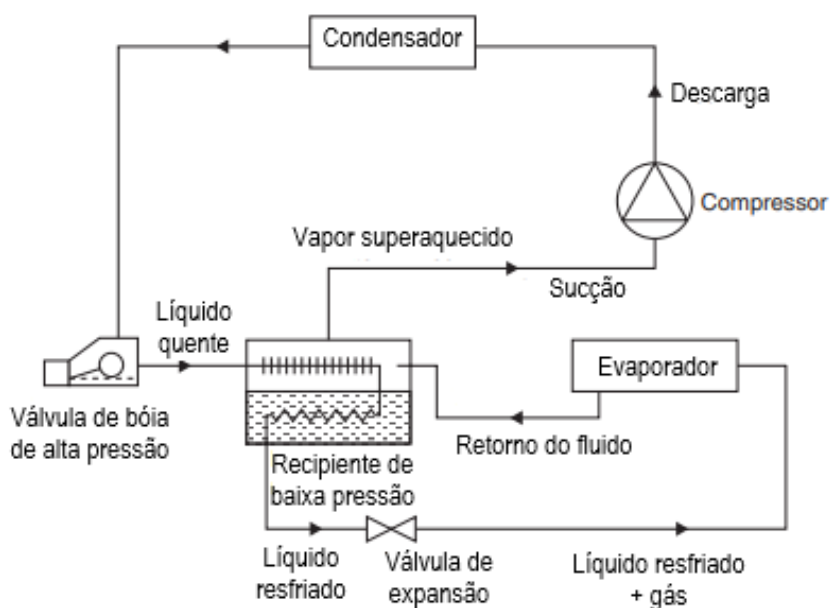
Da Silva (2005, p.140) completa relatando que em evaporadores com taxas elevadas de evaporação, ocorre a possibilidade de se formarem bolhas de vapor, o que pode resultar no aumento do nível do líquido refrigerante durante o funcionamento, criando uma indicação falsa de nível. Por essa razão, é necessário posicionar corretamente a bóia, a fim de controlar o nível de forma adequada. A válvula de flutuação de alta pressão pode ser empregada tanto em sistemas de expansão seca quanto em evaporadores inundados. Por outro lado, a válvula de flutuação de baixa pressão é comumente utilizada em conjunto com evaporadores inundados.

Figura 20 - Válvula de bóia de baixa pressão em um sistema com evaporador inundado.



Fonte: Adaptado de Hundy *et al.*, 2017.

Figura 21 - Sistema com válvula de bóia de alta pressão.



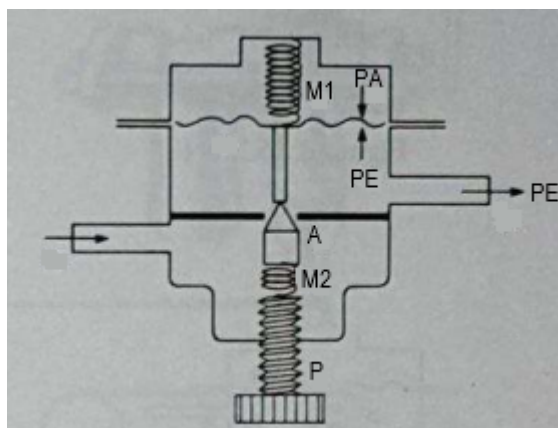
Fonte: Adaptado de Hundy *et al.*, 2017.

### 3.7.4. Válvula de expansão automática pressostática

Como aponta Dincer (2003, p.137) as válvulas de expansão pressostática tem esse nome pois mantêm a pressão de saída constante. Seu funcionamento é muito parecido com dispositivos reguladores de pressão, e o equipamento controla a quantidade de refrigerante líquido que flui para o evaporador com base em sua pressão de sucção, que está atrelada a carga térmica do evaporador. Este modelo de dispositivo de expansão é precursor da válvula de expansão termostática.

Da Costa (2017, p.137) explica o funcionamento com base na Figura 22 onde a agulha "A" é acionada pela mola "M1" (sem ajuste), desta forma abre-se a válvula, o diafragma "D", interligado com "A" e "M1", sofre ação da pressão atmosférica "PA" e da pressão de saída do fluido frigorígeno "PE". Dessa maneira se "PE" diminui, "PA" faz com que a válvula abra. Caso "PE" aumente a mola "M2" que tem tensão ajustável pelo parafuso "P" fechará a válvula.

Figura 22 - Válvula de expansão automática pressostática.



Fonte: Da Costa, 2017.

Da silva (2005, p.141) afirma que as propriedades operacionais do dispositivo em questão garantem que ela se feche suavemente quando o compressor é desligado e permaneça nessa posição até que o compressor seja ligado novamente. Devido ao seu princípio de funcionamento, a válvula de expansão de pressão constante é mais adequada para aplicações em que a carga térmica é relativamente constante. Desta forma, o dispositivo apresenta limitações quando alocado em sistemas que possuem carga térmica variável.

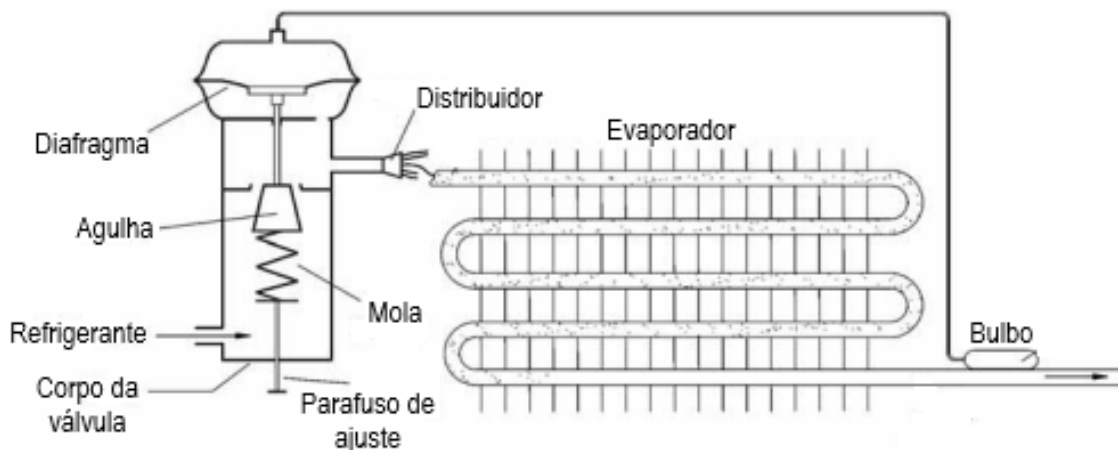
### 3.7.5. Válvula de expansão automática termostática

Hundy *et al.* (2017, p.103) descreve o funcionamento da válvula de expansão termostática como um equipamento que busca evitar a entrada de líquido na sucção do compressor, isso pode ser proporcionado com a certeza que o fluido sai do evaporador como vapor superaquecido. Esse dispositivo, em sua forma mais básica, possui um elemento de potência com o mesmo fluido utilizado no sistema, que é instalado na saída do evaporador, e, diferentemente da válvula pressostática, o que controlará a abertura da agulha do dispositivo é a pressão gerada pelo superaquecimento do fluido presente no bulbo como demonstrado na figura 23.

Da Costa (2017, p.138) demonstra que quando o fluido não chega na temperatura de superaquecimento do vapor na sucção do compressor, a pressão no bulbo diminui, desta forma a válvula se fecha, permitindo uma menor vazão de fluido líquido, assim superaquecendo o vapor na saída do evaporador. Por outro lado, quando a temperatura de vaporização está muito elevada na saída do evaporador, a

pressão no bulbo aumenta, portanto, a abertura do orifício aumenta, permitindo maior passagem de líquido para o processo de evaporação.

Figura 23 - Válvula de expansão automática termostática.



Fonte: Adaptado de Da Silva, 2005.

### 3.8. Evaporadores

Conforme Ferraz e Gomes (2008, p.36) apesar de ser um equipamento simples, o evaporador pode ser considerado a parte mais importante de um sistema de refrigeração, visto que, a instalação desses equipamentos visa retirar calor de algum meio a ser resfriado, sendo esse, ar, água ou qualquer outra substância. Nessa fase do ciclo de refrigeração o fluido passa da fase líquida para a fase de vapor.

Os evaporadores podem ser classificados como secos (expansão direta) e inundados. Primeiramente é necessário diferenciar os dispositivos de expansão direta e indireta, como demonstra Da Costa (2017, p.105) onde na instalação de expansão direta o fluido refrigerante é responsável diretamente pela extração de calor do ambiente a ser resfriado, já na expansão indireta, o fluido frigorígeno resfria um fluido intermediário (água, salmoura, outros) que retira calor do processo.

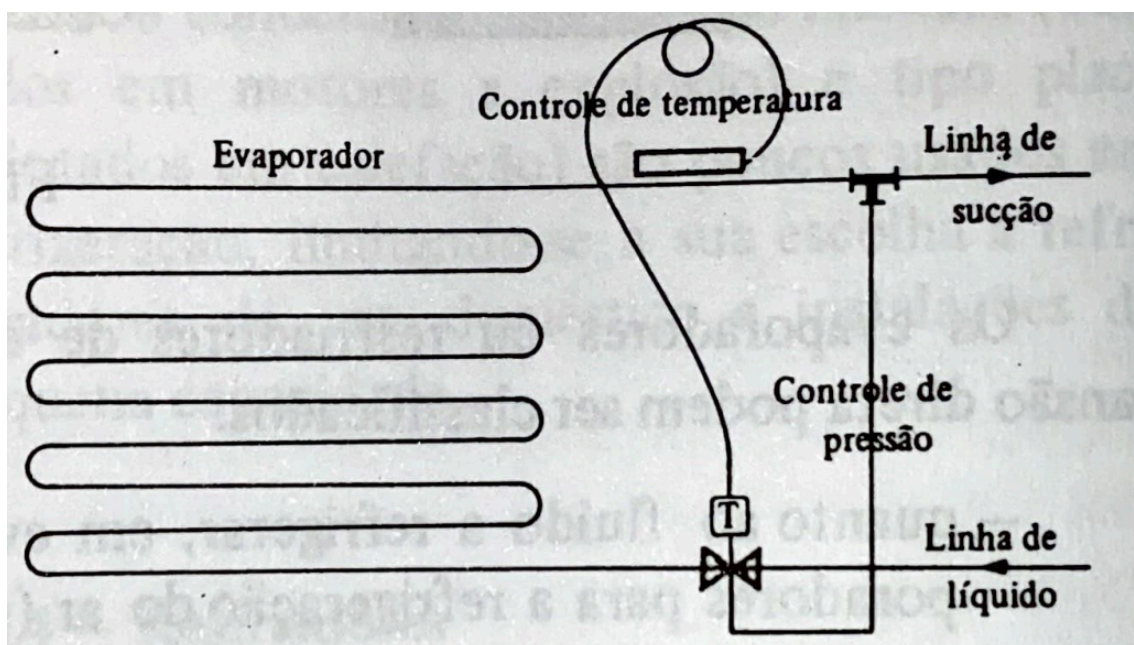
Outra classificação dos evaporadores é explorada por Hundy *et al.* (2017, p.91) onde os equipamentos também podem ser divididos pelo escoamento do fluido refrigerante, onde o mesmo pode fluir constantemente através do trocador enquanto torna-se vapor superaquecido ou permanecer armazenado em um recipiente a baixa

pressão em que converte-se em uma mistura líquido+vapor. De longe o modelo mais utilizado é o de fluxo contínuo.

### 3.8.1. Evaporador seco ou de expansão direta

Da Costa (2017, p.106) define o evaporador de expansão direta como um equipamento que tem alimentação de fluido refrigerante, na forma vapor saturado ou até uma mistura líquido+vapor, descontínua, assim, podem disponibilizar a saída do refrigerante como vapor superaquecido, desta forma, evita-se a entrada de líquido no compressor, que causará danos ao equipamento. O controle da vazão do fluido é realizado por válvulas (manuais ou automáticas) que são pilotadas pela pressão ou temperatura na sucção do compressor.

Figura 24 - Evaporador seco.



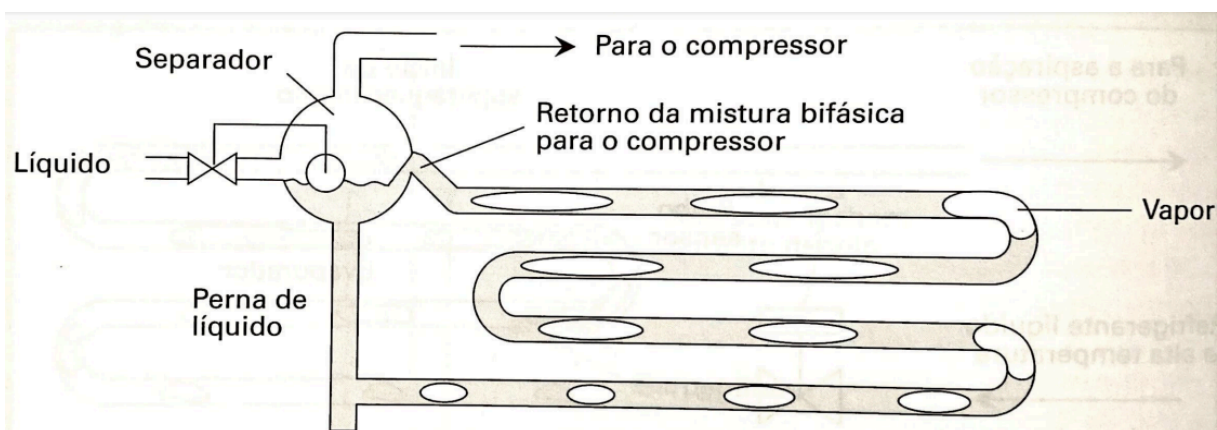
Fonte: Da Costa, 2017.

Sua principal limitação está vinculada ao coeficiente global de transferência de calor relativamente baixo, decorrente da dificuldade em manter a superfície dos tubos devidamente umedecida com o refrigerante, além da necessidade de uma extensa área superficial para facilitar o processo de superaquecimento (DA SILVA, 2005, p.119).

### 3.8.2. Evaporador inundado

Ferraz e Gomes (2008, p.38) apresentam o evaporador inundado como um trocador de calor que admite o fluido de refrigeração no estado líquido, que, ao trocar calor com o meio determinado no projeto, torna-se um fluido com título (mistura líquido+vapor). Isso faz com que se a parte líquida for succionada diretamente ao compressor, danifique o mesmo. Desta maneira, após o refrigerante passar pelo evaporador inundado, o mesmo passa para um reservatório separador de líquido, que proporciona apenas a sucção do vapor para o compressor.

Figura 25 - Evaporador inundado.

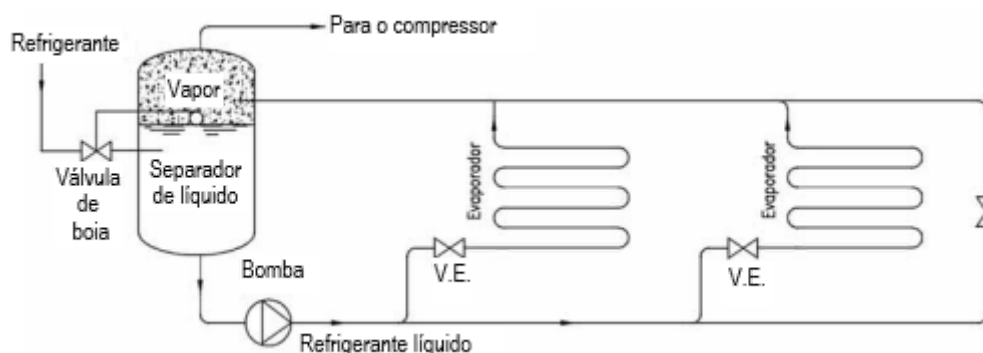


Fonte: Stoecker e Jabardo, 2018.

### 3.8.3. Evaporador com recirculação de líquido

Descrito por Stoecker e Jabardo (2018, p. 207) o evaporador com recirculação de líquido é definido como um equipamento que tem vazão de fluido superior a taxa de evaporação do fluido refrigerante, desta maneira na saída do evaporador pode-se encontrar uma mistura líquido vapor diferentemente dos evaporadores que possuem um dispositivo de expansão em sua entrada e proporcionam a vazão do fluido refrigerante necessária, para total evaporação do mesmo. O evaporador inundado também pode ser considerado “superalimentado”, todavia, o evaporador com recirculação de líquido se diferencia pelo fato de possuir circulação forçada de fluido refrigerante e um separador de líquidos central que pode servir a diferentes evaporadores.

Figura 26 - Evaporador com recirculação de líquido.



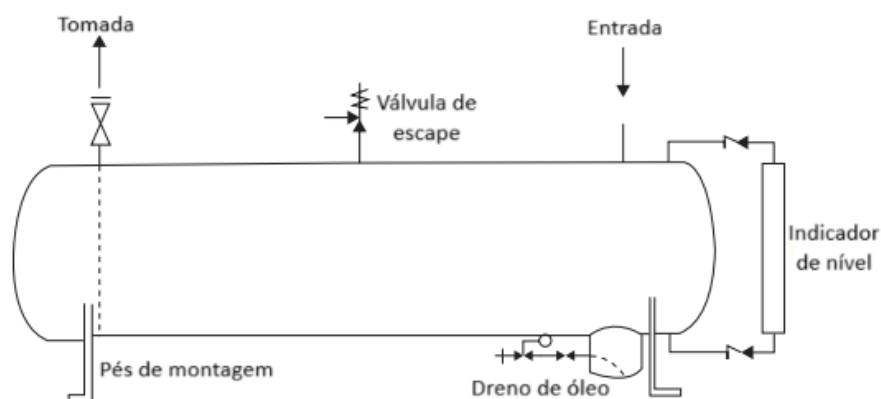
Fonte: Adaptado de Da Silva, 2005.

### 3.9. Reservatório/separador de líquido

Segundo Hundy *et al.* (2008, p. 89) os reservatórios de líquido são necessários para armazenar temporariamente a carga de refrigerante no sistema ou para acomodar o excesso de fluido frigorígeno decorrente das mudanças de carga no conjunto.

Como aponta Da Costa (2017, p. 152) os recipientes, de forma cilíndrica dispostos vertical ou horizontalmente, mantêm o condensador seco, independentemente da carga térmica, evitam a entrada de vapor na válvula de expansão e permitem que o fluido seja recolhido em casos de necessidade de manutenção.

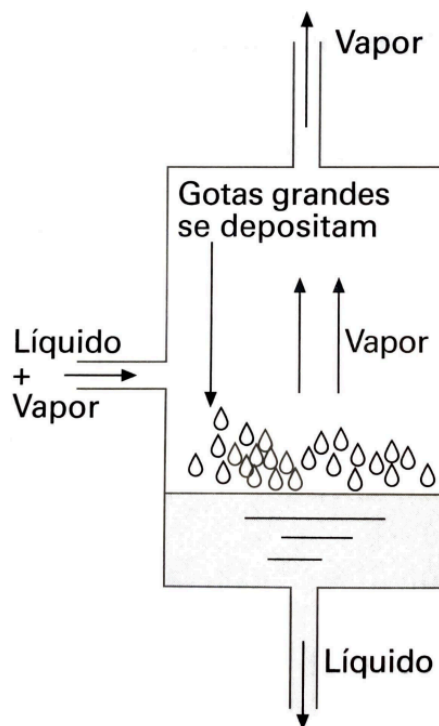
Figura 27 - Reservatório de líquido.



Fonte: Adaptado de Hundy *et al.*, 2008.

Já os separadores de líquido, têm como função impedir que fluido em estado líquido seja succionado pelo compressor, atuar como recipiente para armazenar o excesso de refrigerante, remover a umidade do fluido refrigerante. (Dos Santos e Triebess, 2006, p. 5)

Figura 28 - Separador de líquido.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo, 2018.

Tassini (2012, p. 47) descreve a diferença entre os dois modelos citados como, o reservatório utilizado na saída do condensador, onde o fluido frigorígeno é armazenado em alta pressão, e o separador instalado após o evaporador, com fluido em baixa pressão.

### 3.10. Balanço de Energia para o ciclo de refrigeração

De acordo com Martinelli (2003, p. 5), considera-se o balanço de energia em um sistema de refrigeração operando em um regime permanente e nas condições de projeto. Como o sistema real e ideal têm comportamentos parecidos, há a possibilidade de realizar essa verificação de maneira mais simples.

Por conseguinte considerando o sistema em regime permanente, podemos realizar o seguinte raciocínio:

$$\dot{m}_E = \dot{m}_S \quad (1)$$

Onde:

$\dot{m}_E$  = Vazão mássica de entrada [kg/s];

$\dot{m}_S$  = Vazão mássica de saída [kg/s].

### 3.11. Capacidade Frigorífica

Da Silva (2005, p.40) detalha a capacidade frigorífica como a potência retirada do meio ao qual deseja-se resfriar por meio dos evaporadores. Para calcular a capacidade frigorífica em determinado ciclo, podemos utilizar a figura 4, do capítulo 3.4.1, onde consegue-se calculá-la pela equação 2.

$$Q_0 = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (2)$$

Onde:

$Q_0$  = Capacidade frigorífica [kW];

$\dot{m}_f$  = Vazão mássica do fluido refrigerante [kg/s];

$h_1$  = Entalpia na saída do evaporador/entrada do compressor [kJ/kg];

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

### 3.12. Potência teórica do compressor

Nas palavras de Tassini (2012, p.25) a potência de compressão teórica pode ser descrita como a potência necessária proporcionada pelo compressor para elevar a pressão do fluido frigorígeno suficientemente para o ciclo de refrigeração. Também levando em consideração os dados da figura 4, pode-se obter a potência com a equação.

$$W_C = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Onde:

$W_c$  = Potência teórica do compressor [kW];

$h_2$  = Entalpia na saída do compressor/entrada do condensador [kJ/kg].

### 3.13. Calor rejeitado no condensador

O calor rejeitado no condensador, de acordo com Pöttker (2006, p. 52), pode ser especificado como a taxa de dissipação de calor através do condensador. Para obter os dados do calor rejeitado, pode-se utilizar a equação abaixo, pontos obtidos através da figura 4.

$$Q_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (4)$$

$Q_c$  = Calor rejeitado no condensador [kW];

$h_3$  = Entalpia na saída do condensador [kJ/kg].

### 3.14. Coeficiente eficácia do ciclo (COP)

Dincer (2003, p. 24) descreve o COP como a razão entre a capacidade frigorífica do sistema e o trabalho necessário para realizar o ciclo. Desta forma, é possível descrever o COP como.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{Q_0}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

Como descrito por Da Silva (2005, p. 44), o COP do ciclo real depende principalmente de características do compressor, como parâmetros de sucção e descarga, além de dados dos evaporadores por exemplo, já o COP teórico, depende apenas das temperaturas de evaporação e condensação. Apesar do COP real ser menor que o teórico, ainda utiliza-se muito o ciclo teórico para verificar possíveis dados que influenciam na capacidade do sistema.

## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente assunto se caracteriza por expor o método de pesquisa adotado e evidenciar as informações necessárias para atingir os resultados que foram apresentados nos objetivos do trabalho. Além de demonstrar como foram realizadas as coletas dos dados do sistema de refrigeração, é descrito como são analisados os dados os quais são discutidos no próximo capítulo.

### 4.1. Metodologia da pesquisa

Para englobar todos objetivos citados no capítulo 2 a metodologia da pesquisa adotada neste trabalho foi a pesquisa de caso, que se caracteriza pelo estudo de determinado objeto, nesse caso o sistema de refrigeração de um laticínio, para que se torne possível seu conhecimento. Um dos principais propósitos do método é explorar casos da vida real, além de formular hipóteses referente ao estudo realizado (GIL, 2002, p. 54).

### 4.2. Cronograma de atividades

Para melhor entendimento e organização, realizou-se um cronograma de atividades realizadas.

Quadro 2 - Cronograma de atividades

Mês	Fev.		Março				Abril				Maio				Junho				Julho				Ag.	
	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	
Tarefa																								
Definição do escopo do trabalho																								
Revisão bibliográfica																								
Coleta de dados dos equipamentos																								
Compressores																								
Condensadores																								
Evaporadores																								
Continua																								

Mês	Fev.				Março				Abril				Maio				Junho				Julho				Ag.
Semana	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1		
Tarefa																									
Reservatórios de líquido																									
Separadores de líquido																									
Diagrama do sistema de refrigeração																									
Coleta de dados do sistema																									
Temperatura de sucção e descarga dos compressores																									
Pressão de sucção e descarga dos compressores																									
Potência do motor dos compressores																									
Pressão nos reservatórios de líquido																									
Pressão nos separadores de líquido																									
Temperatura de saída e reservatório de água gelada																									
Vazão de água gelada																									
Análise dos dados do sistema																									
Ciclo de refrigeração teórico																									
Ciclo de refrigeração real																									
Geração frigorífica do sistema																									
Necessidade solicitada pela planta																									
Geração frigorífica X total produzido																									
Eficiência dos compressores																									
Resultados																									
Apontar melhorias																									

Fonte: O autor, 2024.

### 4.3. Definição do escopo de trabalho

Juntamente com o orientador foi discutido o sistema de refrigeração que é objeto do presente trabalho e delimitado o escopo do mesmo. Desta forma foram definidas as metas do projeto, de maneira que se torne mais compreensível desde orientar o planejamento do trabalho até avaliar o progresso durante o desenvolvimento.

#### 4.4. Revisão bibliográfica

Para contextualização do conteúdo abordado e identificar lacunas de conhecimento na área da pesquisa, buscou-se realizar uma revisão bibliográfica que se encontra no capítulo 3 do trabalho apresentado. Conforme Gil (2002, p. 44) este modelo de pesquisa se define pela criação do trabalho com base em pesquisas já realizadas, com livros, artigos científicos, revistas, jornais, etc. como o principal banco de dados para elaborar a pesquisa.

#### 4.5. Coleta de dados de equipamentos

A coleta de dados dos equipamentos foi primeiramente realizada a partir de dados presentes em placas de identificação onde foi possível verificar informações como modelo, número de série para todos equipamentos, eficiência e fator de potência (para motores elétricos). Outros dados como faixa de temperatura de compressores, capacidade de evaporadores, condensadores, separadores e reservatórios de líquido foram obtidos por meio de documentos dos fabricantes do equipamento. A figura 29 demonstra algumas placas de identificação de equipamentos do sistema em questão.

Figura 29 - Placa de identificação de equipamentos. (A) motor elétrico, (B) separador de líquido, (C) compressor de amônia e (D) reservatório de líquido.



Fonte: O autor, 2024.

#### **4.6. Diagrama do sistema de refrigeração**

Para realizar a diagramação do sistema de refrigeração além de observar o funcionamento dos componentes do sistema in loco, também buscou-se o contato com o supervisor de manutenção responsável pelo conjunto de equipamentos e técnicos de manutenção, etapa fundamental para entender o funcionamento do sistema como um todo e que necessária para plotar o ciclo de refrigeração real no diagrama P X h.

#### **4.7. Coleta de dados do sistema**

Nesta etapa, demonstra-se como foi realizada a coleta de dados do sistema de refrigeração, e para que esses dados serão necessários na análise do sistema. Foram realizadas 27 coletas (temperatura de sucção e descarga, pressão de sucção e descarga, corrente do motor dos compressores, temperatura de saída e retorno da água gelada, pressão de saída da água gelada) durante os dias 29/02/2024 à 05/04/2024, ao longo da última semana de coletas foram obtidos também os dados de pressão nos reservatórios e separadores de líquido, devido a dificuldade de acesso aos equipamentos se optou por realizar as coletas apenas durante esse período.

##### **4.7.1. Temperatura de sucção e descarga dos compressores**

A temperatura de sucção e descarga dos compressores foram levantadas com informações presentes na IHM (interface homem máquina) de cada compressor, como é possível verificar na figura 30, em sequência.

Figura 30 - IHM compressores. (A) Sabroe, (B)/(C) Mycom.



Fonte: O autor, 2024.

#### 4.7.2. Pressão de sucção e descarga dos compressores

A pressão de sucção e descarga também foram retiradas da IHM. Os dados coletados na IHM fornecem a pressão manométrica. Para a análise de informações como entalpia utiliza-se gráficos P X h ou tabelas termodinâmicas, onde se emprega a pressão absoluta. Assim, padronizou-se a unidade de medida em bar (unidade no gráfico P X h disponível) e a pressão absoluta para fins de cálculo e análises.

A pressão absoluta pode ser descrita como:

$$P_{ABS} = P_{MAN} + P_{ATM} \quad (6)$$

Onde:

$P_{ABS}$  = Pressão absoluta [bar];

$P_{MAN}$  = Pressão manométrica [bar];

$P_{ATM}$  = Pressão atmosférica [bar].

A unidade de pressão fornecida pelas IHM 's B e C da figura 30 kgf/cm<sup>2</sup>, que pode ser transformada para bar da seguinte maneira.

$$P_{bar} = 0,9807 \cdot P_{kgf/cm^2} \quad (7)$$

Os dados de temperatura e pressão de sucção e descarga serão utilizados para o cálculo da potência dos compressores, assim como, para realizar os estudos do ciclo real de refrigeração.

#### 4.7.3. Potência do motor dos compressores

A corrente dos motores foi coletada por meio da soft-starter nos compressores CAM-801, CAM-802 e CAM-803, já no 750CHL01 a mesma foi coletada no inversor de frequência do equipamento. A coleta da corrente é utilizada para o cálculo da potência de um motor trifásico com a equação abaixo:

$$Pot_{motor} = (\sqrt{3}) \cdot I \cdot U \cdot \eta_m \cdot COS(\varphi) \quad (8)$$

Onde:

$Pot_{motor}$  = Potência calculada do motor [W];

$I$  = Corrente do motor [A];

$U$  = Tensão [V];

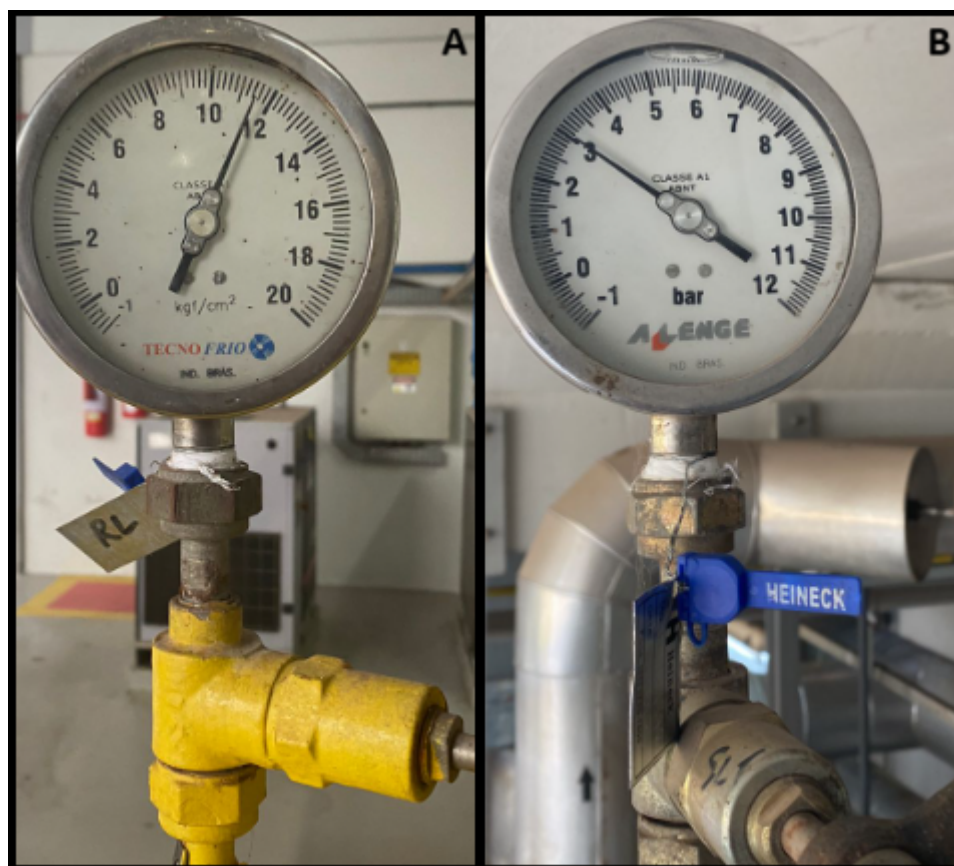
$\eta_m$  = Eficiência do motor [1];

$COS(\varphi)$  = Fator de potência do motor [1].

#### 4.7.4. Pressão nos reservatórios e separadores de líquido

Referente a pressão nos reservatórios e separadores de líquido, as medidas realizadas são de suma importância para construção do ciclo real de refrigeração, juntamente com os dados de pressão e temperatura na sucção e descarga dos compressores. Da mesma maneira que foi citado no tópico 4.7.2 é adotado o padrão de unidade da pressão como bar e será utilizada a pressão absoluta.

Figura 31 - Manômetros indicadores de pressão. (A) Reservatório. (B) Separador de líquido

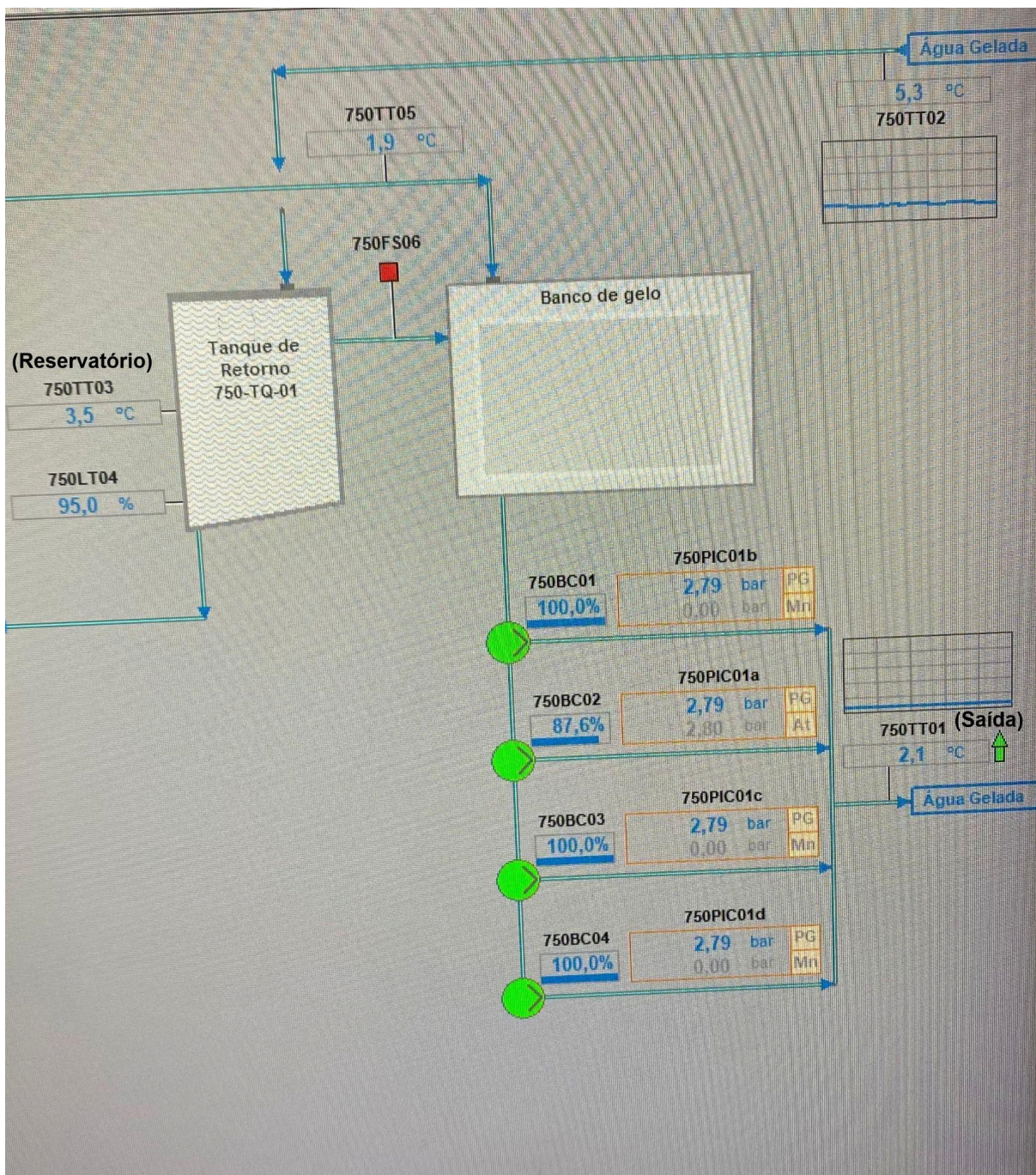


Fonte: O autor, 2024.

#### 4.7.5. Temperatura do reservatório e saída da água gelada

A coleta dos dados de temperatura da água no reservatório (antes de trocar calor com os evaporadores) e saída (após trocar calor com os evaporadores) se deu por meio do supervisório de controle do sistema de refrigeração presente na empresa, demonstrado na figura 32.

Figura 32 - Temperatura da água do reservatório e saída no supervisório de controle.



Fonte: O autor, 2024.

#### 4.7.6. Vazão de água gelada

Primeiramente, para verificar a vazão de água gelada foi necessário analisar o modelo das bombas que recalcam a água para a fábrica. A figura 33 traz o modelo das 4 bombas que recalcam água para a fábrica.

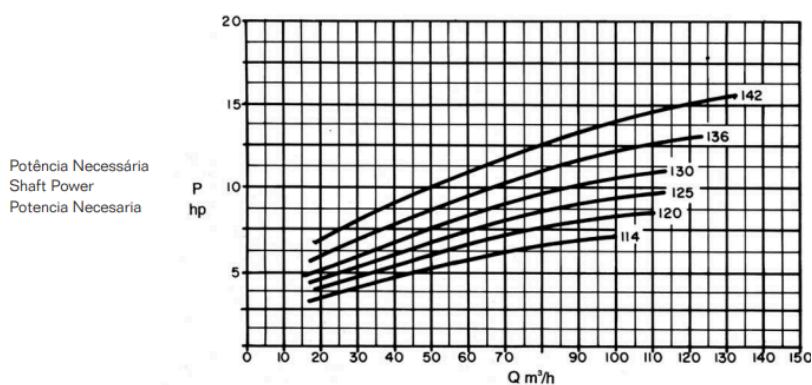
Figura 33 - Modelo bombas de água gelada.



Fonte: O autor, 2024.

Após isso, foi necessário buscar as curvas características de vazão da bomba em questão, como é possível verificar na figura 34 que demonstra a curva característica desse modelo de bomba com os dados de potência no eixo versus vazão volumétrica.

Figura 34 - Curva característica de potência no eixo versus vazão da bomba.



Fonte: KSB, 2024.

Como a curva característica escolhida foi em função da potência no eixo, será utilizado a fórmula 8 para calcular a potência instantânea no eixo dos motores elétricos, a corrente elétrica para o cálculo foi verificada nos inversores de frequência de cada uma das bombas, como é possível verificar na figura 35.

Figura 35 - Corrente elétrica das bombas de água gelada.



Fonte: O autor, 2024.

Após a coleta dos dados de corrente, será plotada a curva da bomba em questão na planilha do *Google Sheets* para gerar a equação da curva característica e avaliar qual a vazão em cada uma das bombas.

Como a curva característica da bomba apresenta dados de vazão volumétrica (Q) em m<sup>3</sup>/h, para cálculos futuros será necessário transformá-la em vazão mássica, para isso deve-se aplicar a fórmula abaixo.

$$\dot{m}_B = \frac{Q \cdot \rho}{3600} \quad (9)$$

Onde:

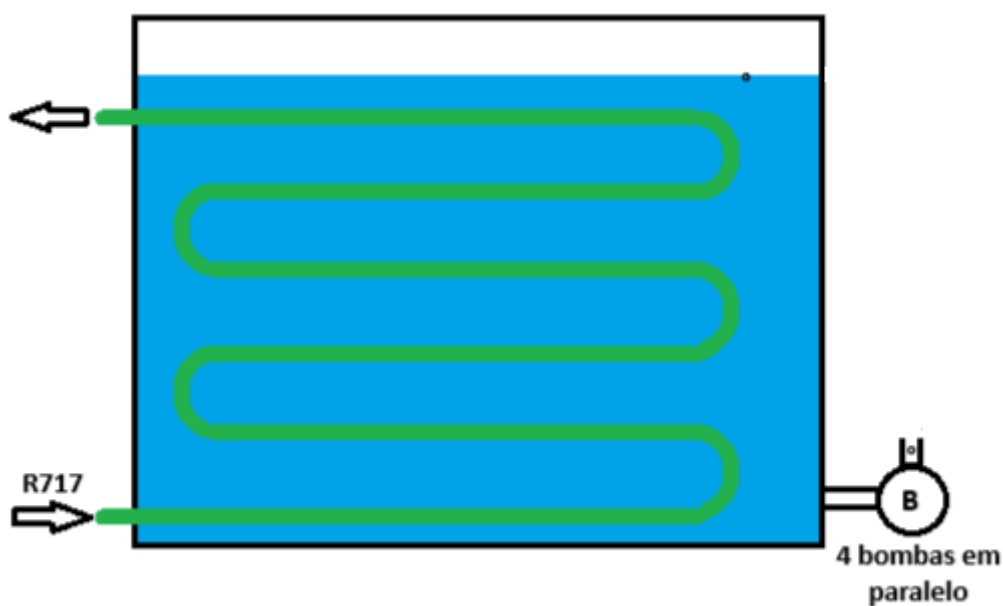
$\dot{m}$  = Vazão mássica da bomba [kg/s];

Q = Vazão volumétrica da bomba [m<sup>3</sup>/h];

$\rho$  = Densidade da água [kg/m<sup>3</sup>].

Como é possível verificar na figura 36, que demonstra a instalação das bombas de água gelada, o sistema de bombeamento possui 4 bombas em paralelo.

Figura 36 - Instalação do sistema de bombeamento de água gelada.



Fonte: O autor, 2024.

Desta forma, a vazão total de água gelada se dá por:

$$\dot{m}_{\text{ÁGUA}} = \dot{m}_{B1} + \dot{m}_{B2} + \dot{m}_{B3} + \dot{m}_{B4} \quad (10)$$

Onde:

$\dot{m}_{\text{ÁGUA}}$  = Vazão mássica da água total do sistema [kg/s];

$\dot{m}_{Bx}$  = Vazão mássica da água da bomba x [kg/s].

#### **4.8. Análise de dados do sistema**

Após a coleta de dados realizada, executou-se uma análise dos dados reunidos para buscar entendimento do sistema e buscar possíveis melhorias no processo de refrigeração da planta.

##### **4.8.1. Ciclo de refrigeração teórico**

O ciclo de refrigeração teórico foi realizado com base em documentos onde se encontra as faixas de trabalho dos compressores de amônia, além de confirmação com os fabricantes. Com as temperaturas de evaporação e condensação definidas no projeto, realiza-se então a plotagem do ciclo teórico no diagrama P X h.

##### **4.8.2. Ciclo de refrigeração real**

Com base nos dados coletados (temperatura/pressão de sucção, pressão nos reservatórios e separadores de líquido) é possível realizar a construção do ciclo de refrigeração real do sistema de refrigeração.

##### **4.8.3. Geração frigorífica do sistema**

A capacidade frigorífica gerada pelo sistema será mensurada através dos dados de temperatura da água no reservatório, temperatura da água após passar pelos evaporadores (saída da banca de gelo) e vazão de água fornecida pelas bombas de água gelada.

Os dados de temperatura vão fornecer a entalpia da água após a troca térmica com os evaporadores, que, com a vazão da água, possibilita o cálculo da geração frigorífica do sistema conforme a fórmula 2, pois, pode-se afirmar que o calor retirado da água é igual a potência absorvida pela amônia, ou seja:

$$\dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) = \dot{m}_{AGUA} \cdot (h_{entrada} - h_{saída}) \quad (11)$$

#### 4.8.4. Necessidade solicitada pela planta

A necessidade solicitada pela planta será levantada com dados de produção armazenados no supervisório de controle.

#### 4.8.5. Comparação gerado X consumido

A comparação dos dados de consumo gerado X consumido é verificada por meio da dos dados da necessidade solicitada pela planta e os dados de geração frigorífica do sistema.

#### 4.8.6. Eficiência dos compressores

A eficiência dos compressores será calculada com base na potência gerada pelos compressores e a potência no eixo dos motores, que pode ser definida com a equação 8.

Como foi verificado no item 3.12, pode-se calcular a potência teórica dos compressores por meio dos valores de entalpia da amônia na sucção e descarga do compressor (calculado com base nas tabelas termodinâmicas do fluido a partir dos dados coletados de pressão e temperatura), a potência real do compressor pode ser verificada com a vazão mássica real do fluido, que pode ser calculada como.

$$\dot{m}_{real\ R717} = \eta_{vol} \cdot \dot{m}_f \quad (12)$$

Onde:

$\eta_{vol}$  = eficiência volumétrica do compressor.

A vazão mássica teórica do fluido, pode ser definida pelo volume deslocado nos cilindros do compressor.

$$\dot{m}_f = \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot L \cdot n \cdot N \cdot \left( \frac{1}{v_f} \right) \quad (13)$$

Onde:

D = diâmetro do pistão [m];

L = curso do pistão [m];

n = rotação do pistão [1/s];

N = Número de cilindros;

$v_f$  = volume específico do fluido refrigerante na sucção do compressor [m<sup>3</sup>/kg].

Desta forma, pode-se calcular a potência real do compressor utilizando.

$$W_{C\,real} = \dot{m}_{real\,R717} \cdot (h_2 - h_1) \quad (14)$$

Com isso, é possível verificar a eficiência dos compressores.

$$\eta_c = \frac{W_{C\,real}}{W_{eixo}} \quad (15)$$

Onde:

$W_{eixo}$  = potência no eixo do motor do compressor [kW].

#### 4.9. Resultados

Os resultados serão discutidos no capítulo 5.

#### 4.10. Proposta de melhoria

A proposta de melhoria será apresentada no capítulo 6.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com base no que foi apresentado no capítulo 4, em materiais e métodos, a presente fase do trabalho vai expor e discutir os resultados obtidos durante a pesquisa realizada.

### 5.1. Coleta de dados dos equipamentos

Para o melhor conhecimento do sistema como um todo, buscou-se inicialmente coletar os dados do sistema de refrigeração presente no laticínio para que seja mais compreensível a operação dos equipamentos como um todo.

#### 5.1.1. Compressores

O quadro 3 apresenta os compressores de amônia presentes no sistema de refrigeração juntamente com os regimes de operação, capacidade de operação, método de transmissão de potência do motor para o equipamento, dentre outros. Ao todo são 4 compressores presentes na empresa, todos alternativos, sendo 3 deles do sistema que opera no regime de  $-10$  à  $35^{\circ}\text{C}$  (taguados como CAM-801 a CAM-803) e 1 instalado recentemente, que trabalha em um regime de  $0$  à  $35^{\circ}\text{C}$  para suprir as demandas da empresa (com TAG 750CHL01). O último compressor instalado faz parte de uma unidade compressora, que apresenta um sistema à parte dos compressores de regime de  $-10$  à  $35^{\circ}\text{C}$ .

Quadro 3 - Compressores de amônia.

Compressores de amônia				
TAG	CAM-801	CAM-802	CAM-803	750CHL01
Marca	Mycom	Mycom	Mycom	Sabroe
Modelo	N6WBHE	N6WBHE	N6WBHE-BB	SMC108E
Nº de série	637184	637188	638726	4126.095
Regime de op.	$-10/35^{\circ}\text{C}$	$-10/35^{\circ}\text{C}$	$-10/35^{\circ}\text{C}$	$0/35^{\circ}\text{C}$
Rotação	1119 rpm	1125 rpm	1125 rpm	1488 rpm
Transmissão	Polia	Polia	Polia	Acoplamento

Fonte: O autor, 2024.

Além dos dados dos compressores, também foram analisados os dados dos motores elétricos acoplados aos compressores de amônia. Dentre as informações coletadas estão a potência dos motores, fator de potência, eficiência, rotação, método de partida, dentre outros. Os dados coletados serão apresentados no quadro 4.

Quadro 4 - Motores elétricos acoplados aos compressores.

Motores elétricos				
TAG	CAM-801	CAM-802	CAM-803	750CHL01
Marca	WEG	WEG	WEG	WEG
Carcaça	250S/M	280S/M	280S/M	280L-04
Potência	150 cv	150 cv	150 cv	200 cv
Rotação	1775 rpm	1785 rpm	1786 rpm	1488 rpm
Eficiência	93,50%	95,20%	95,80%	95,80%
Fator de potência	0,83	0,86	0,86	0,72
Corrente	215 A	204 A	203 A	330 A
Partida	Soft Starter	Soft Starter	Soft Starter	Inversor de freq.

Fonte: O autor, 2024.

### 5.1.2. Condensadores

Os condensadores presentes no sistema de refrigeração podem ser analisados com base nos dados apresentados no quadro 5, onde é exibido informações como marca, modelo, número de série, tipo do condensador, capacidade de troca térmica.

Quadro 5 - Condensadores.

Condensadores			
TAG	Torre 01	Torre 02	Placa CHL
Marca	Tecno Frio	Mebrafe	Alfa Laval
Modelo	TTR100	CPI1700	M10-BWFD
Nº de série	100/127	018.040	30.137-68.396
Tipo	Evaporativo	Evaporativo	Trocador a placa
Capacidade	1.600.000 kcal/h	1.700.000 kcal/h	653.482 kcal/h

Fonte: O autor, 2024.

Os dois condensadores evaporativos apresentados no quadro 5 fazem parte do sistema mais antigo instalado, ambas trabalham em paralelo, já o condensador do tipo trocador de calor a placas faz parte do novo sistema, sua troca de calor ocorre entre amônia e água, onde a água trocada também passa por uma torre evaporativa, a parte das já citadas, e é resfriada.

### 5.1.3. Evaporadores

A coleta de dados dos evaporadores trouxe a construção do quadro 6, que demonstra informações importantes tais como marca, modelo, número de série, capacidade de troca de calor, tipo do evaporador.

Quadro 6 - Evaporadores.

Evaporadores				
TAG	Placa 01	Placa CHL	Banca 01	Banca 02
Marca	GEA	Alfa Laval	Tecno Frio	Tecno Frio
Modelo	33/14.025-01	M10-BWFD	TSIA 04.19.30	TSIA 04.19.30
Nº de série	Não encontrado	30.137-68-397	170/017	170/016
Tipo	Inundado	Inundado	Recirculação de líquido	Recirculação de líquido
Capacidade	427.500 kcal/h	546.861 kcal/h	322.440 kcal/h	322.440 kcal/h

Fonte: O autor, 2024.

Todos evaporadores trocam calor entre água e amônia, onde a água que retorna do processo, passa primeiramente nos trocadores a placa 01 e CHL, e após é armazenada e troca calor com os evaporadores de recirculação de líquido, onde após resfriada é bombeada aos processos que estão sendo utilizados.

### 5.1.4. Reservatórios e separadores de líquido

Da mesma forma que os outros componentes do sistema, também foram apurados os dados dos reservatórios e separadores de líquido. A empresa possui

dois separadores de líquido, que são utilizados para fornecer o fluido refrigerante aos evaporadores na forma líquida (banca 01/02 e placa 01) e aos compressores na forma de vapor, e dois reservatórios, um do sistema de regime de  $-10^{\circ}\text{C}$  que armazena a carga de fluido necessária e fornece o fluido aos separadores de líquido, e o outro do sistema do regime de  $0^{\circ}\text{C}$ , que além de armazenar a carga de refrigerante também fornece fluido ao compressor (vapor) e ao trocador (líquido).

Os dados coletados dos reservatórios e separadores de líquido podem ser observados nos quadros 7 e 8 respectivamente.

Quadro 7 - Reservatórios de líquido.

Reservatórios de Líquido		
TAG	Reservatório 01	Reservatório CHL
Marca	Tecnofrio	Johnson Controls
Modelo	TRLA 900/50	GHER 502102
Nº de série	200-141	367581
Capacidade	2.700 L	394 L

Fonte: O autor, 2024.

Quadro 8 - Separadores de líquido.

Separadores de Líquido		
TAG	Separador Placa	Separador Banca
Marca	Allenge	Tecno Frio
Modelo	SLH-080/250/1540	TSLH 1000/3,0
Nº de série	370	300/92
Capacidade	490 L	2.000 L

Fonte: O autor, 2024.

## 5.2. Diagrama do sistema de refrigeração

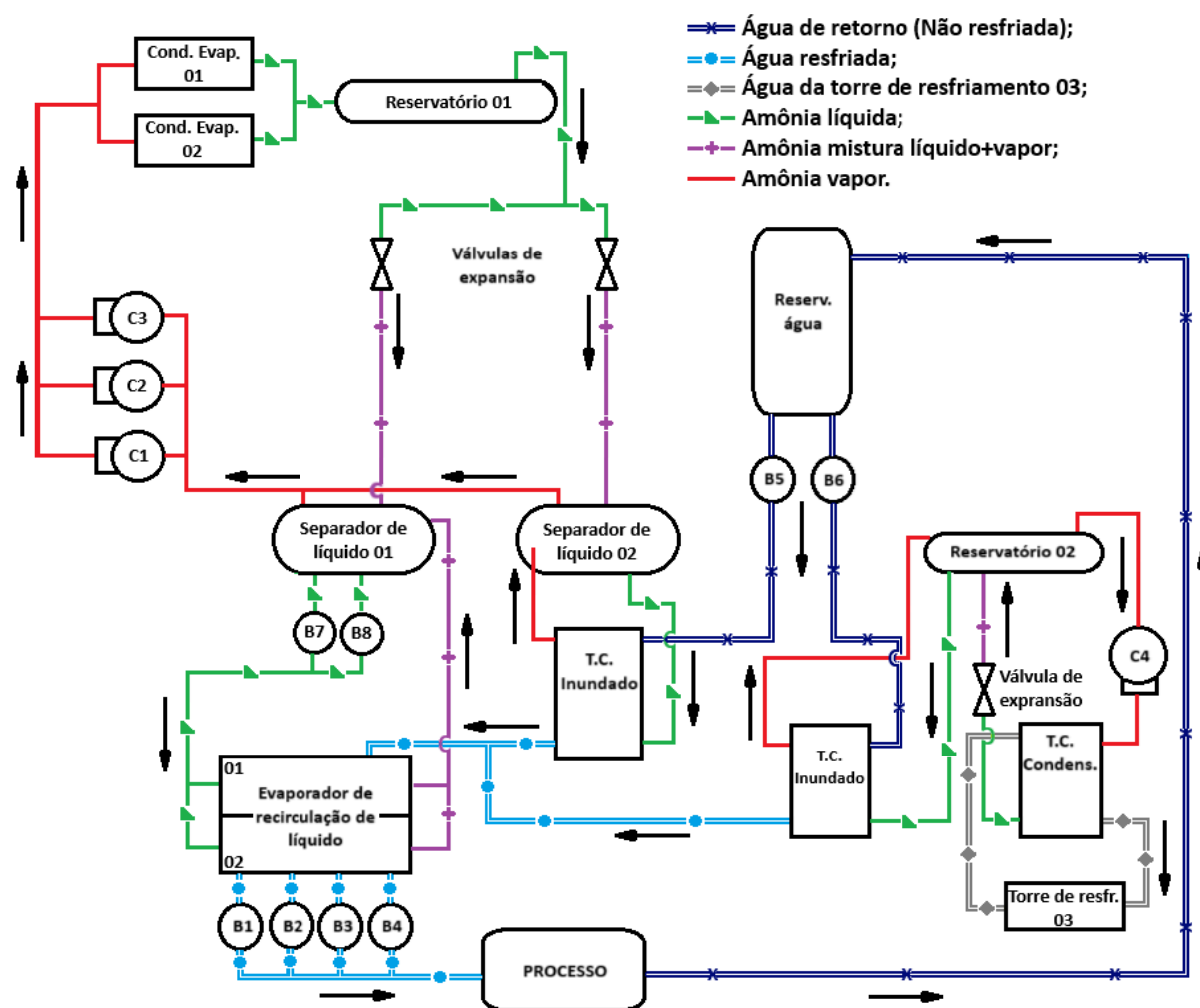
Após análise de informações como: fabricante, modelo e capacidade dos equipamentos do sistema, etapa crucial para realizar o tópico em questão, juntamente com estudo *in loco* dos equipamentos e esclarecimento de dúvidas com

os responsáveis pela área na empresa, foi possível realizar o diagrama do sistema de refrigeração.

Esta etapa é de suma importância para o conhecimento do sistema como um todo, além de facilitar a visualização da disposição dos equipamentos e verificar como os sistemas estão funcionando.

A figura 37 mostra o diagrama do sistema de refrigeração do laticínio. Nessa figura é possível verificar a disposição dos sistemas, já descritos no capítulo anterior, como sistema do regime de  $-10^{\circ}\text{C}$  e sistema do regime de  $0^{\circ}\text{C}$ , onde ambos sistemas são interligados no resfriamento da água que é bombeada para os processos da fábrica.

Figura 37 - Diagrama do sistema de refrigeração.



Fonte: O autor, 2024.

### 5.3. Coleta de dados do sistema

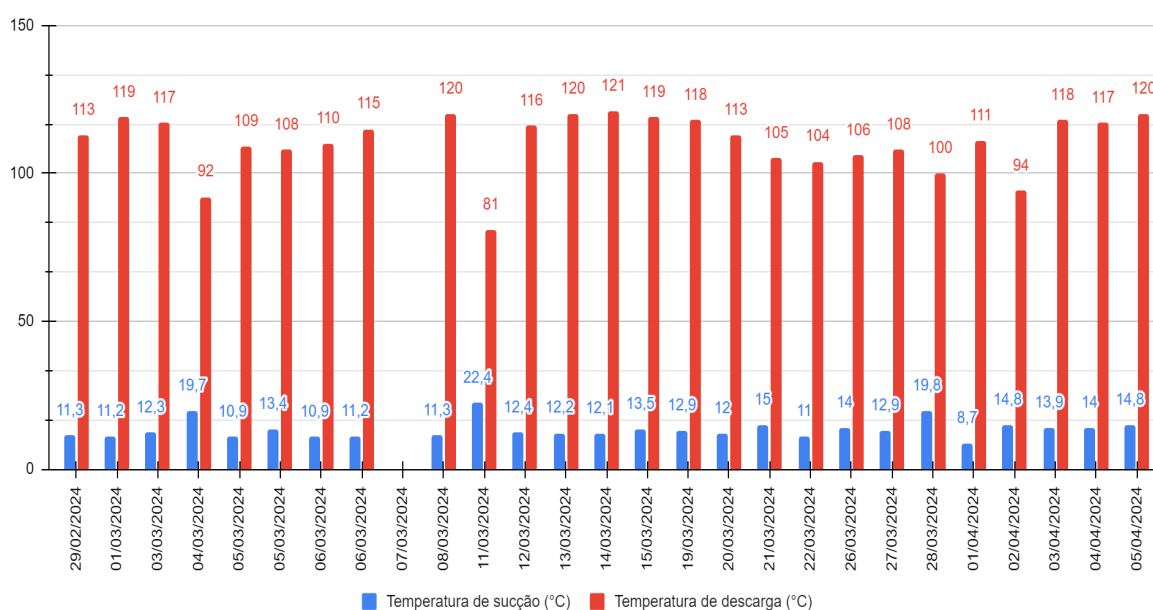
Com base na coleta de dados do sistema será apresentado os resultados obtidos.

#### 5.3.1. Temperatura de sucção e descarga do sistema

A temperatura de sucção e descarga dos compressores de amônia foram coletadas no intuito de verificar juntamente com outros dados informações importantes como potência consumida do compressor, eficiência do compressor, ciclo real do sistema, que serão observados nos próximos tópicos deste capítulo.

As figuras 38, 39, 40 e 41 demonstram as temperaturas de sucção e descarga dos compressores CAM-801, CAM-802, CAM-03 e 750CHL01 respectivamente, coletados durante o período de aproximadamente um mês. É possível verificar lacunas nos gráficos, esses espaços em branco nos dias e horários em que foi realizada a coleta são devido ao equipamento não estar em operação, seja por falta de demanda da fábrica ou até alguma falha no equipamento.

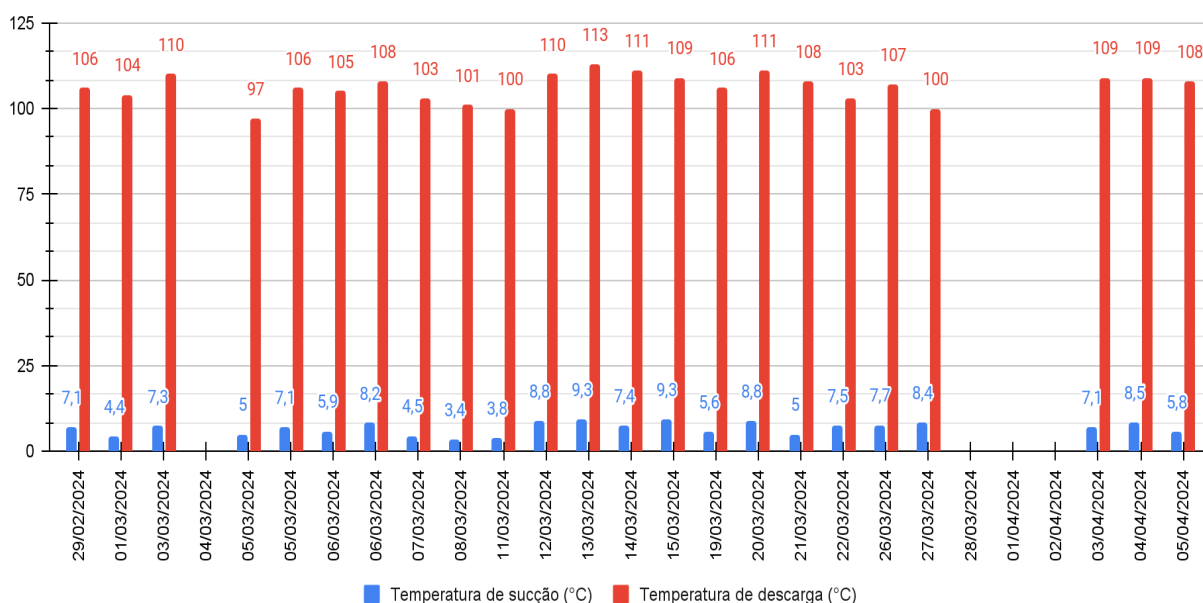
Figura 38 - Temperatura de sucção e descarga CAM-801.



Fonte: O autor, 2024.

A média da temperatura de sucção e descarga do compressor de amônia 01 do regime -10 à 35°C foi de 13,41°C e 110,54°C respectivamente.

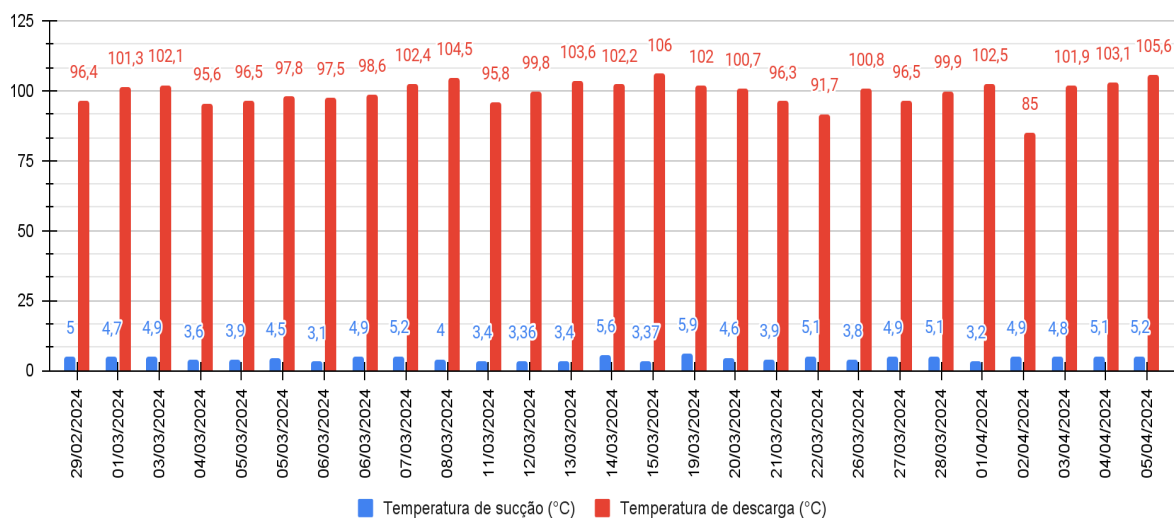
Figura 39 - Temperatura de sucção e descarga CAM-802.



Fonte: O autor, 2024.

O compressor 02 apresentou uma média da temperatura de sucção de 6,78°C e da temperatura de descarga de 106,26°C.

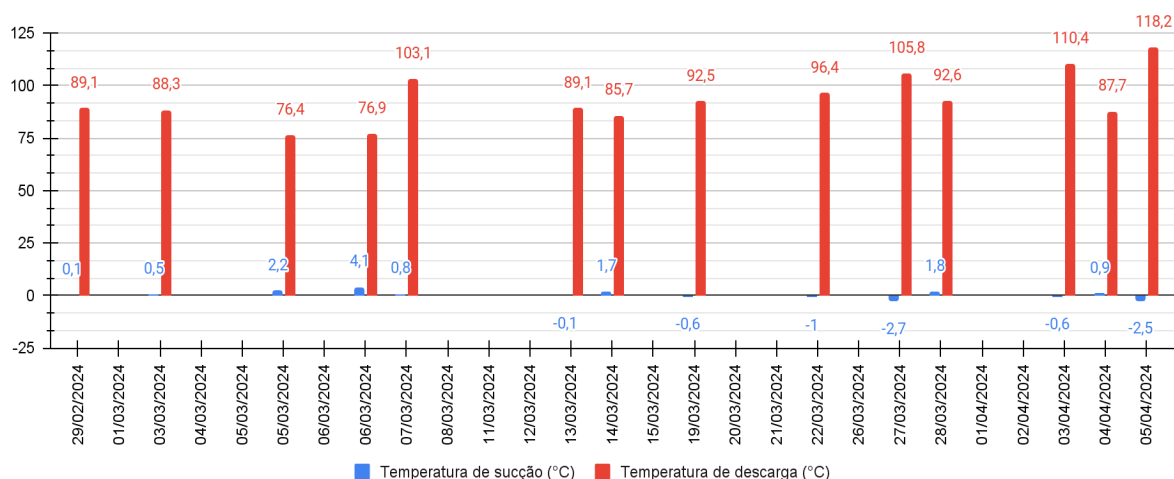
Figura 40 - Temperatura de sucção e descarga CAM-803.



Fonte: O autor, 2024.

Como é possível verificar na figura 40 a média da temperatura de sucção ficou em 4,42°C e a da temperatura de descarga é de 99,49°C para o CAM-803.

Figura 41 - Temperatura de sucção e descarga 750CHL01.



Fonte: O autor, 2024.

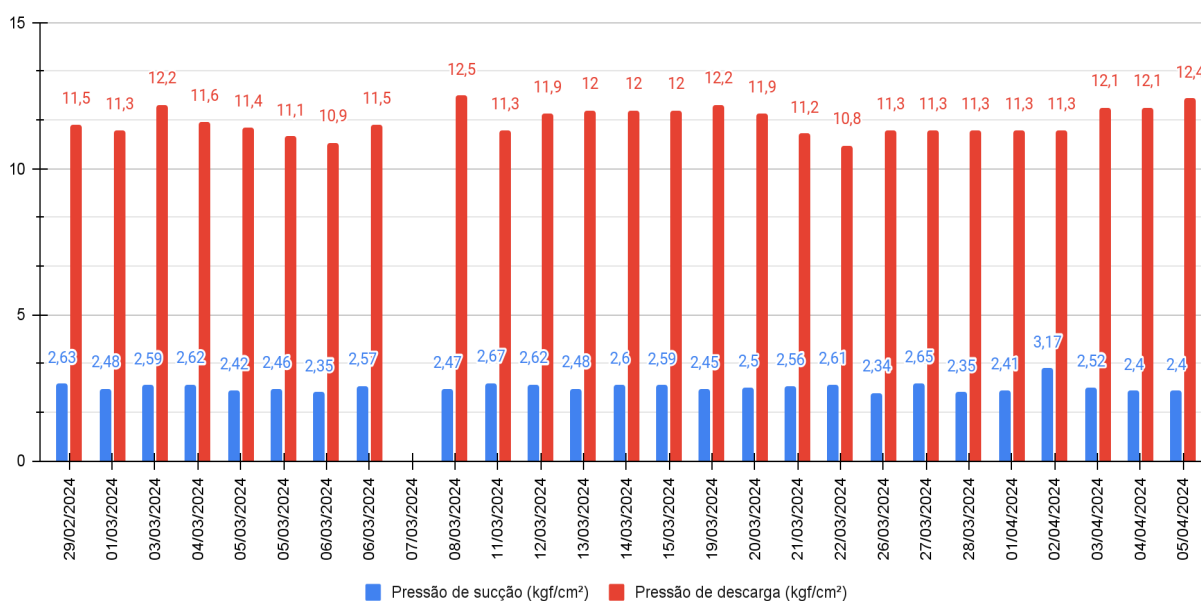
Já o 750CHL01, que tem seus dados apresentados na figura 41, resultou uma média de 0,43°C de temperatura de sucção e 93,23°C de temperatura de descarga.

### 5.3.2. Pressão de sucção e descarga dos compressores

As pressões de sucção e descarga dos compressores foram obtidas das IHM's da figura 30 como os dados de temperatura. As figuras abaixo apresentam os dados coletados para cada um dos compressores. É importante ressaltar que o IHM dos equipamentos fornece a pressão manométrica, e no caso dos compressores do regime -10 à 35°C na unidade de kgf/cm<sup>2</sup>, para fim de comparação será utilizada a unidade de pressão das médias em bar.

O compressor CAM-801, como é possível verificar na figura 42, teve uma média de 2,49 bar na sucção e de 11,41 bar na descarga.

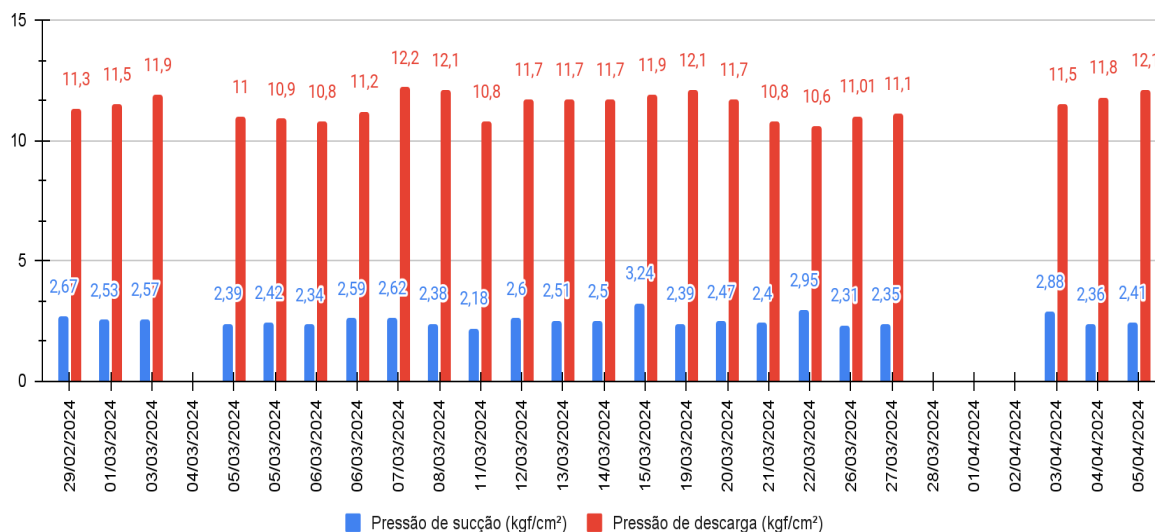
Figura 42 - Pressão de sucção e descarga do CAM-801.



Fonte: O autor, 2024.

A figura 43 demonstra as pressões do CAM-802, que apresentou uma média de 2,48 bar e 11,23 bar na sucção e descarga, respectivamente.

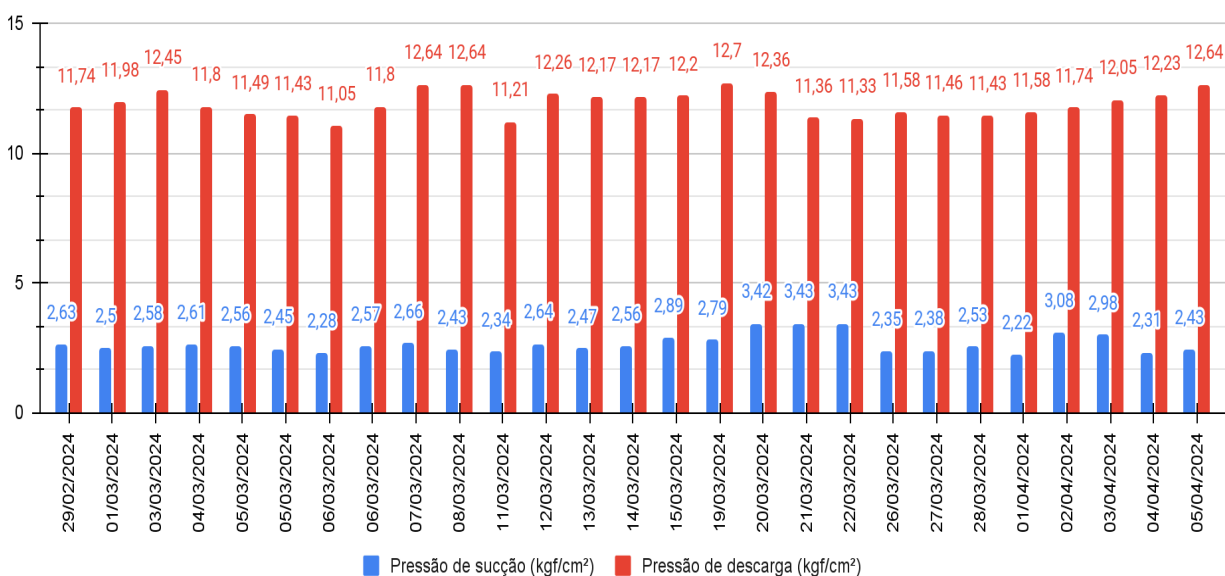
Figura 43 - Pressão de sucção e descarga do CAM-802.



Fonte: O autor, 2024.

Na figura 44, pode-se observar os dados do compressor CAM-803, que obteve uma média de 2,60 bar na sucção e 11,68 bar na descarga.

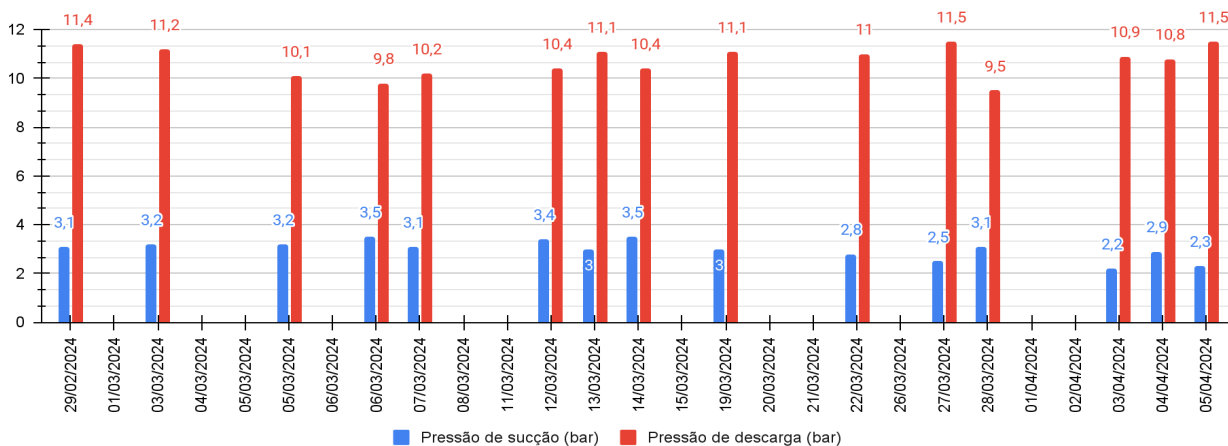
Figura 44 - Pressão de sucção e descarga do CAM-803.



Fonte: O autor, 2024.

E por fim, o 750CHL01 obteve uma média de 2,99 bar na sucção e 10,73 bar na descarga, como expõe a figura 45.

Figura 45 - Pressão de sucção e descarga 750CHL01.



Fonte: O autor, 2024.

### 5.3.3. Entalpia de sucção e descarga dos compressores

Visto as informações de temperatura e pressão dos compressores, é possível realizar o cálculo da entalpia na sucção e descarga dos equipamentos, informação, que será importante para o cálculo da potência do compressor.

Para expressar os valores de entalpia foi necessário realizar o cálculo a seguir baseado em informações encontradas no anexo F.

Primeiramente, encontram-se as entalpias para as pressões da amônia superaquecida, acima e abaixo da qual se deseja encontrar, como demonstra a equação abaixo, com base na temperatura que a amônia se encontra.

$$h_p = \left( \frac{(T_x - T_1) \cdot (h_2 - h_1)}{(T_2 - T_1)} \right) + h_1 \quad (16)$$

Onde:

$h_p$  = entalpia da pressão de amônia superaquecida [kJ/kg];

$T_x$  = temperatura de trabalho coletada no compressor [°C];

$T_1$  = temperatura inferior a temperatura coletada [°C];

$T_2$  = temperatura superior a temperatura coletada [°C];

$h_1$  = entalpia da temperatura 1 [kJ/kg];

$h_2$  = entalpia da temperatura 2 [kJ/kg];

Após isso, calcula-se a entalpia de trabalho do determinado ponto do compressor.

$$h_X = \left( \frac{(P_X - P_1) \cdot (h_{p2} - h_{p1})}{(P_2 - P_1)} \right) + h_{p1} \quad (17)$$

Onde:

$h_X$  = entalpia de trabalho coletada no compressor [kJ/kg];

$P_X$  = pressão de trabalho coletada no compressor [kPa];

$P_1$  = pressão 1 de amônia superaquecida [kPa];

$P_2$  = pressão 2 de amônia superaquecida [kPa];

$h_{p1}$  = entalpia da pressão 1 calculada com a fórmula 16 [kJ/kg];

$h_{p2}$  = entalpia da pressão 2 calculada com a fórmula 16 [kJ/kg].

Dado as fórmulas 16 e 17, agora é possível calcular as entalpias de sucção e descarga dos compressores, que podem ser observadas no quadro 9.

Quadro 9 - Entalpia de sucção e descarga dos compressores.

Data	CAM-801		CAM-802		CAM-803		750CHL01	
	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]
29/02/24	1478	1690	1468	1673	1463	1648	1446	1629
01/03/24	1479	1706	1462	1668	1464	1659	Desligado	Desligado
Continua								

Data	CAM-801		CAM-802		CAM-803		750CHL01	
	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]	Entalpia sucção [kJ/kg]	Entalpia descarga [kJ/kg]
03/03/24	1481	1698	1469	1681	1463	1660	1446	1628
04/03/24	1497	1637	Desligado		1460	1645	Desligado	
05/03/24	1480	1680	1465	1651	1461	1649	Desligado	
05/03/24	1484	1679	1470	1674	1463	1652	1450	1602
06/03/24	1480	1684	1468	1672	1461	1653	Desligado	
06/03/24	1478	1695	1471	1678	1463	1653	1452	1604
07/03/24	Desligado		1462	1663	1463	1660	1448	1669
08/03/24	1480	1705	1461	1658	1462	1665	Desligado	
11/03/24	1505	1609	1464	1660	1462	1648	Desligado	
12/03/24	1481	1696	1473	1682	1460	1654	1448	1626
13/03/24	1482	1706	1475	1690	1460	1664	1446	1631
14/03/24	1481	1709	1470	1685	1465	1661	1446	1624
15/03/24	1484	1704	1469	1679	1457	1670	Desligado	
19/03/24	1484	1701	1467	1671	1464	1659	1446	1639
20/03/24	1481	1689	1474	1685	1455	1656	Desligado	
21/03/24	1488	1671	1465	1680	1453	1649	Desligado	
22/03/24	1478	1670	1467	1668	1456	1637	1446	1649
26/03/24	1488	1673	1473	1677	1463	1659	Desligado	
27/03/24	1482	1678	1474	1659	1465	1649	1444	1672
28/03/24	1501	1658	Desligado		1464	1657	1450	1645
01/04/24	1474	1686	Desligado		1462	1663	Desligado	
02/04/24	1483	1643	Desligado		1459	1618	Desligado	
03/04/24	1486	1701	1466	1680	1459	1660	1453	1685
04/04/24	1487	1698	1474	1679	1466	1663	1450	1628
05/04/24	1489	1705	1467	1676	1465	1668	1447	1703

Fonte: O autor, 2024.

A média das entalpias do CAM-801 mantiveram-se em 1484,27 kJ/kg (sucção) e 1683,50 kJ/kg (descarga). Já o CAM-802 apresentou 1468,43 kJ/kg na sucção e 1673,43 kJ/kg na descarga. No CAM-803 a entalpia de sucção média ficou em 1461,41 kJ/kg e na descarga manteve-se em 1654,78 kJ/kg. E por fim, no 750CHL01 os resultados de entalpia de média de sucção e descarga foram de 1447,87 kJ/kg e 1642,27 kJ/kg respectivamente.

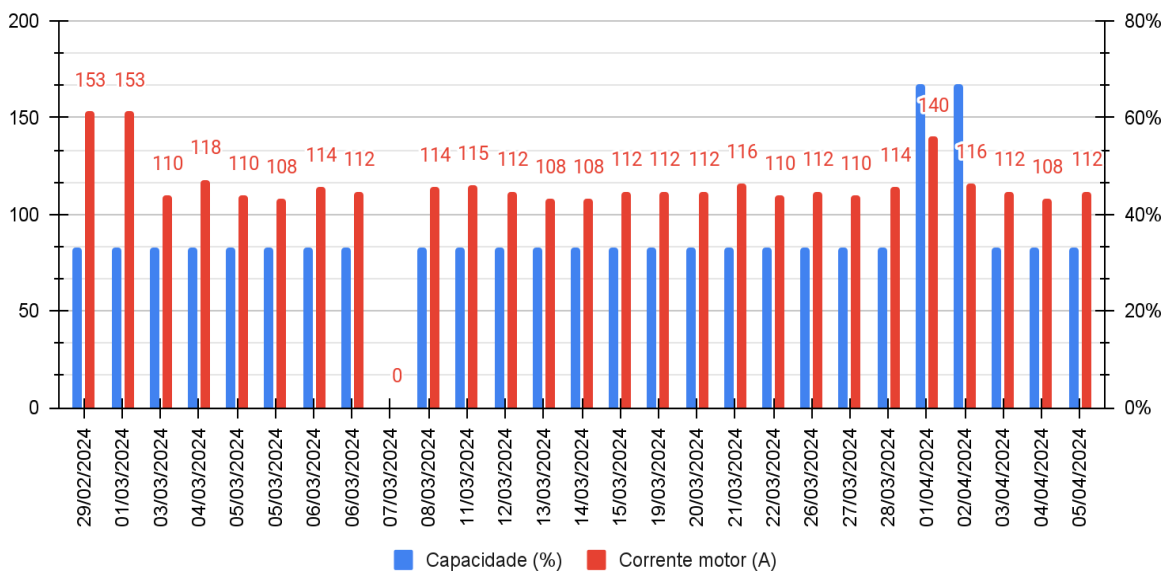
#### **5.3.4. Potência do motor dos compressores**

Para o cálculo da potência utilizada pelo motor de cada compressor foi necessário primeiramente verificar a corrente elétrica do equipamento acoplado aos compressores de amônia. A corrente foi verificada por meio de informações retiradas das soft starters e inversor de frequência como já mencionado anteriormente. Esses dados são apresentados nos gráficos das figuras 46, 47, 48 e 49.

Juntamente com a corrente de cada motor, também constam a capacidade em que o compressor estava operando quando se deu a coleta de dados. Para os compressores de regime -10 à 35°C a operação pode ocorrer à 0%, 33%, 66% ou 100%, já para o compressor de regime de 0 à 35°C a capacidade varia de 0%, 25%, 50%, 75% e 100%. A capacidade do compressor aumenta ou diminui conforme o número de cilindros que está recebendo amônia, por exemplo, no CAM-801, quando a capacidade de operação está a 33%, apenas dois do total de seis cilindros estão admitindo amônia para comprimir.

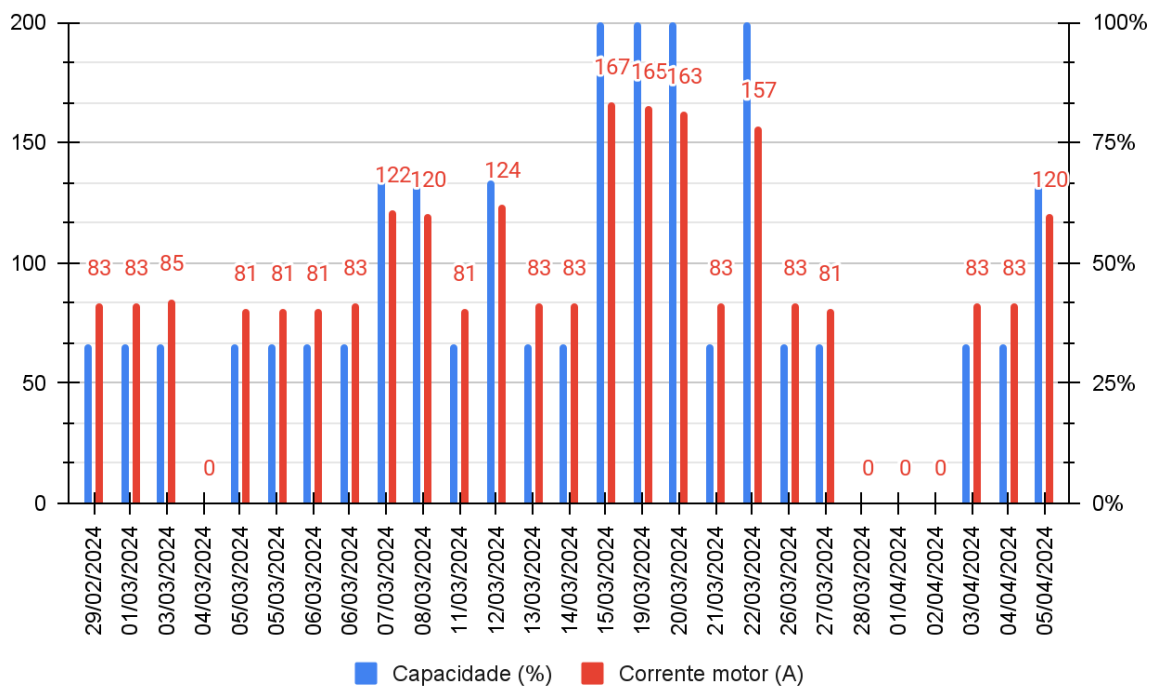
As figuras 46, 47, 48 e 49 demonstram a corrente e capacidade de operação dos compressores CAM-801, CAM-802, CAM-803 e 750CHL01 respectivamente.

Figura 46 - Corrente do motor CAM-801.



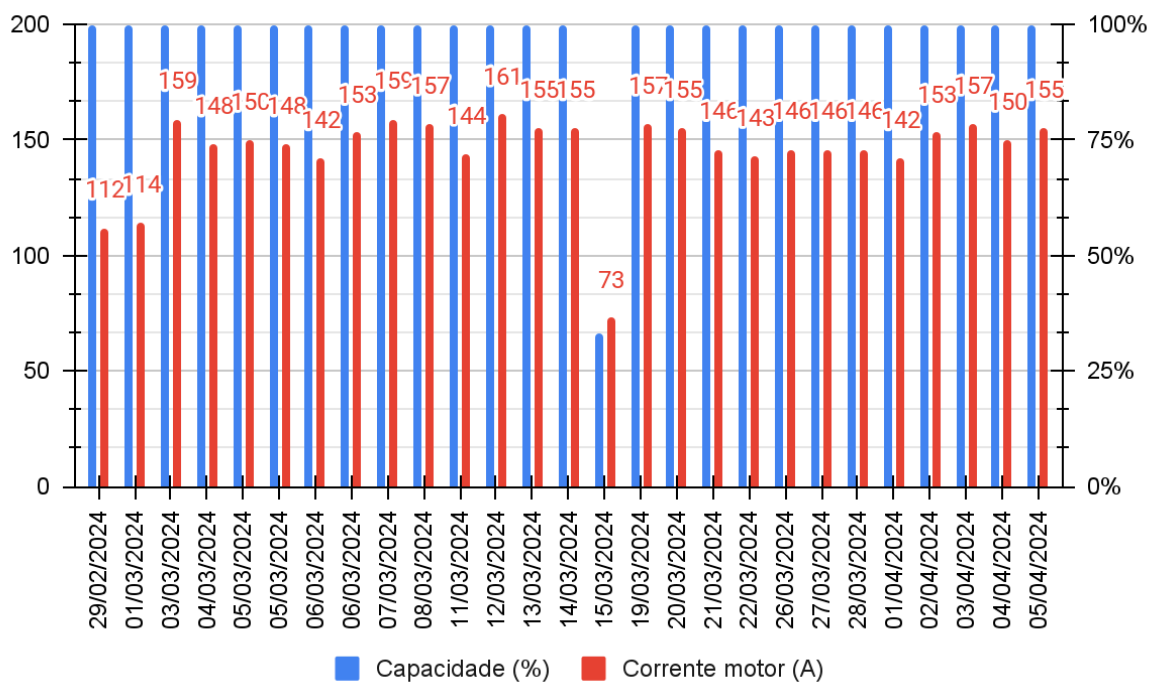
Fonte: O autor, 2024.

Figura 47 - Corrente do motor CAM-802.



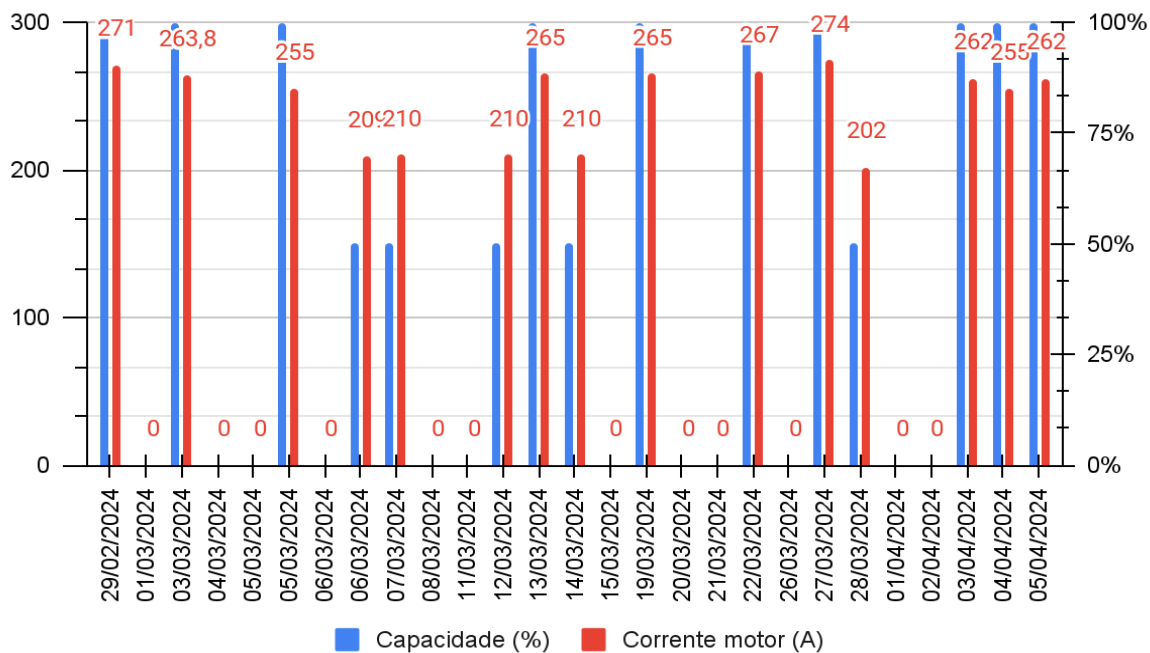
Fonte: O autor, 2024.

Figura 48 - Corrente do motor CAM-803.



Fonte: O autor, 2024.

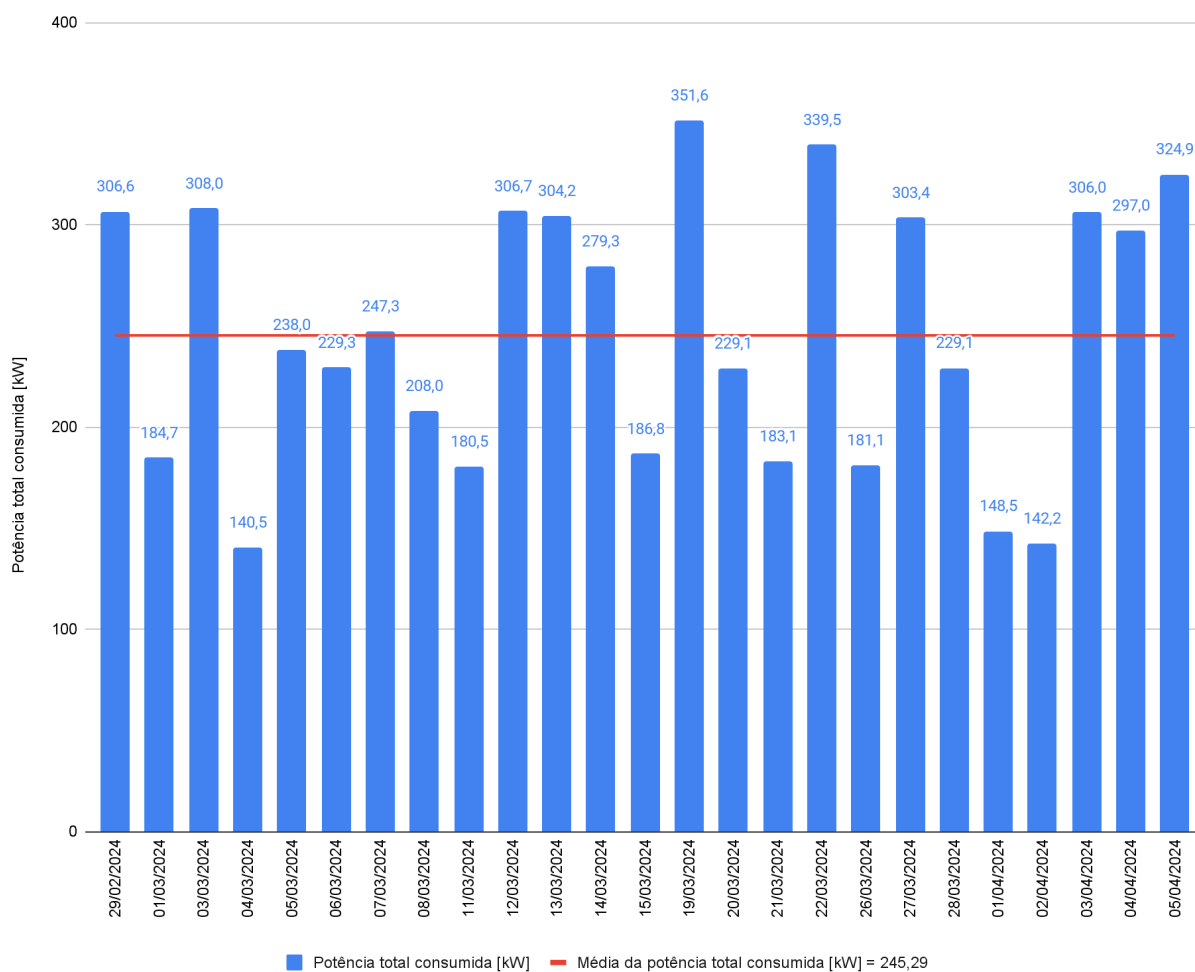
Figura 49 - Corrente motor 750CHL01.



Fonte: O autor, 2024.

Com os dados de corrente dos motores e a equação 8 citada no capítulo 4.7.3., pode-se calcular a potência consumida pelos compressores durante seu funcionamento. O gráfico da figura 50 mostra o somatório da potência consumida pelos compressores.

Figura 50 - Potência total consumida pelos compressores.



Fonte: O autor, 2024.

É possível verificar que a média da soma das potências instantâneas consumidas pelos compressores ficou em aproximadamente 245,29 kW, com um pico máximo de 351,60 kW.

### 5.3.5. Pressão nos reservatórios e separadores de líquido

Como comentado anteriormente, devido a dificuldade de acesso aos manômetros dos separadores de líquido e reservatórios, foi realizada a coleta da pressão nesses equipamentos apenas durante a última semana da retirada de dados, como apresenta o quadro 10 a seguir.

Quadro 10 - Pressão nos reservatórios e separadores de líquido.

Data	Hora	Pressão reservatório sistema [bar]	Pressão reservatório Chiller [bar]	Pressão separador de líq. Allenge [bar]	Pressão sep. de líq. Tecnofrio [bar]
01/04/2024	10:00	11,0	5,0	2,0	2,1
02/04/2024	11:18	11,4	5,5	3,0	2,9
03/04/2024	10:30	11,7	2,6	3,2	2,9
04/04/2024	11:06	11,9	3,5	2,9	2,5
05/04/2024	10:17	12,4	2,7	2,6	2,3

Fonte: O autor, 2024.

É importante frisar que durante os dias 01/04/2024 e 02/04/2024 o 750CHL01 estava desligado durante a coleta de dados, desta forma a pressão no reservatório de líquido (Chiller), apresentada na quarta coluna do quadro 10, nos correspondentes dias, não representa a pressão durante o funcionamento do equipamento.

### 5.3.6. Temperatura do reservatório e saída da água gelada

A temperatura da água no reservatório e na saída da água gelada é apresentada no quadro 11.

Quadro 11 - Temperatura de saída e no reservatório da água gelada.

Data	Temperatura de Saída [°C]	Temperatura no reservatório [°C]
29/02/2024	1,8	5
01/03/2024	0,8	2,9
03/03/2024	1,8	4,6
04/03/2024	1,2	3,7
05/03/2024	1,5	4
05/03/2024	1,9	4,6
06/03/2024	1,3	3,7
06/03/2024	1,9	4,3
07/03/2024	1,4	3,3
08/03/2024	3,4	6,1
11/03/2024	0,9	3,1
12/03/2024	1,4	3,8
13/03/2024	2	4,4
14/03/2024	1,8	4,3
15/03/2024	2	4,2
19/03/2024	1,7	4,4
20/03/2024	1,4	3,7
21/03/2024	1,7	4
22/03/2024	2	5
26/03/2024	2,2	4,4
27/03/2024	2,5	5,2
28/04/2024	2,5	4,4
01/04/2024	1,2	2,5
02/04/2024	3,3	5,4
03/04/2024	3,4	6,2
04/04/2024	1,9	3,7
05/04/2024	3	6,5

Fonte: O autor, 2024.

Após a coleta dos dados de temperatura de saída e no reservatório de água gelada, foi possível realizar o cálculo da entalpia na entrada e saída dos evaporadores, utilizando a fórmula descrita abaixo e o anexo E.

$$h_x = h_1 - \left[ (T_1 - T_x) \cdot \left( \frac{h_1 - h_2}{T_1 - T_2} \right) \right] \quad (18)$$

Onde:

$T_x$  = temperatura da água de saída ou no reservatório [°C];

$T_1$  = temperatura abaixo da temperatura coletada [°C];

$T_2$  = temperatura acima da temperatura coletada [°C];

$h_x$  = entalpia do líquido da água de saída ou no reservatório [kJ/kg];

$h_1$  = entalpia do líquido na temperatura 1 [kJ/kg];

$h_2$  = entalpia do líquido na temperatura 2 [kJ/kg].

O quadro 12 apresenta as entalpias de saída e retorno da água calculadas.

Quadro 12 - Entalpia de entrada (reservatório) e saída da água gelada.

Data	Entalpia Saída [kJ/kg]	Entalpia Reservatório [kJ/kg]
29/02/2024	7,54	21,02
01/03/2024	3,33	12,18
03/03/2024	7,54	19,34
04/03/2024	5,02	15,55
05/03/2024	6,28	16,81
05/03/2024	7,96	19,34
06/03/2024	5,44	15,55
06/03/2024	7,96	18,07
07/03/2024	5,86	13,86
08/03/2024	14,28	25,64
11/03/2024	3,75	13,02
12/03/2024	5,86	15,97
13/03/2024	8,38	18,49
14/03/2024	7,54	18,07
15/03/2024	8,38	17,65
19/03/2024	7,12	18,49
20/03/2024	5,86	15,55

Continua

Data	Entalpia Saída [kJ/kg]	Entalpia Reservatório [kJ/kg]
21/03/2024	7,12	16,81
22/03/2024	8,38	21,02
26/03/2024	9,23	18,49
27/03/2024	10,49	21,86
28/04/2024	10,49	18,49
01/04/2024	5,02	10,49
02/04/2024	13,86	22,70
03/04/2024	14,28	26,06
04/04/2024	7,96	15,55
05/04/2024	12,60	27,32

Fonte: O autor, 2024.

### 5.3.7. Vazão de água gelada

Primeiramente, foi analisado o modelo das bombas instaladas, juntamente com os dados do motor elétrico que fornece potência para o equipamento como é apresentado no quadro 13.

Quadro 13 - Bombas de água gelada.

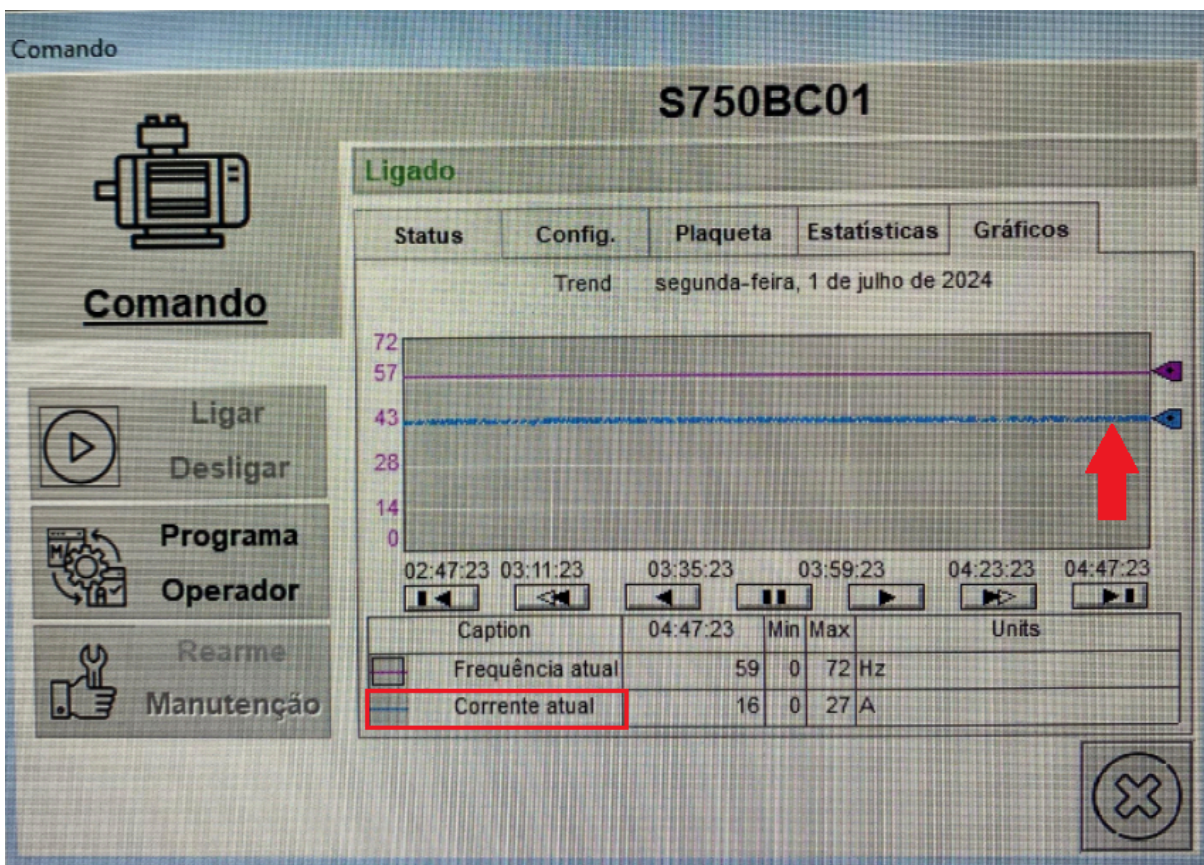
Bombas de água gelada				
TAG	750BC01	750BC02	750BC03	750BC04
Marca	KSB	KSB	KSB	KSB
Modelo	Megabloc 50-125R	Megabloc 50-125R	Megabloc 50-125R	Megabloc 50-125R
Rotor	136 mm	142 mm	142 mm	142 mm
Potência motor	15 cv	15 cv	10 cv	10 cv
Eficiência motor	91%	90,50%	89,60%	89,60%
Fator de potência	0,86	0,88	0,88	0,88

Fonte: O autor, 2024.

Para o cálculo da potência no eixo, como descrito no capítulo 4.7.3, foi analisada a corrente nos motores elétricos das bombas. Após inspeção da corrente nos inversores de frequência foi constatado que as bombas 1, 2, 3 e 4 em operação se mantêm com 16,50 A, 19,80 A, 13,00 A e 11,80 A respectivamente, como é

possível verificar na figura 51, onde é apresentado o gráfico de operação da bomba 01 que se mantém constante enquanto está em atividade.

Figura 51 - Gráfico de operação 750BC01.



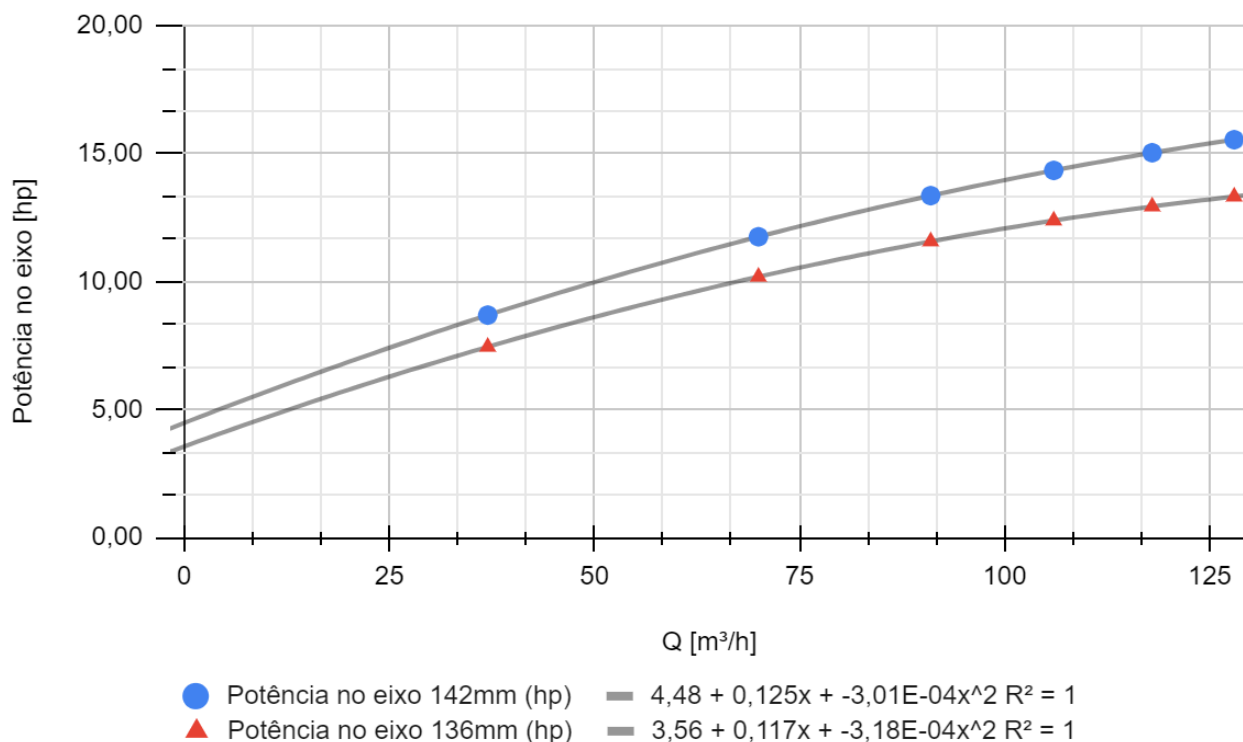
Fonte: O autor, 2024.

Após análise da corrente, é possível realizar o cálculo da potência instantânea no eixo do equipamento. As potências calculadas utilizando a corrente constante foram de 8499,00 W (750BC01), 10378,65 W (750BC02), 6746,50 W (750BC03) e 6123,74 W (750BC04). Transformando a unidade de medida de Watt para hp (unidade de medida do gráfico de potência no eixo X vazão volumétrica) encontra-se, 11,39 hp (750BC01), 13,92 hp (750BC02), 9,04 hp (750BC03) e por fim 8,21 hp (750BC04).

Com isso, foi plotada a curva característica das bombas no Google Sheets com base nas informações do anexo C, para gerar a equação característica da curva, e assim, calcular a vazão volumétrica dos equipamentos. A figura 52 traz o

gráfico juntamente com a equação característica e o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) para a bomba de rotor 136 mm e 142 mm de diâmetro.

Figura 52 - Curva potência no eixo X vazão volumétrica.



Fonte: O autor, 2024.

A equação característica da curva da bomba de 142 mm de diâmetro de rotor pode ser verificada abaixo.

$$Pot_{eixo} = - (3,01 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2) + (0,125 \cdot Q) + 4,48 \quad (19)$$

Onde:

$Pot_{eixo}$  = Potência no eixo das bombas de água gelada [hp];

$Q$  = Vazão volumétrica [m³/h].

Já a fórmula da curva da bomba com rotor de 136 mm é observada a seguir.

$$Pot_{eixo} = - (3,18 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2) + (0,117 \cdot Q) + 3,56 \quad (20)$$

Com isso, é possível realizar o cálculo da vazão volumétrica, que a partir da equação 9, pode ser transformada em vazão mássica. O quadro 14 exibe os valores de vazão volumétrica e mássica das bombas.

Quadro 14 - Vazão das bombas de água gelada.

Vazão de água gelada					
TAG	750BC01	750BC02	750BC03	750BC04	Total
Q [m <sup>3</sup> /h]	88,063	99,200	40,484	32,381	260,128
$\dot{m}_{\text{ÁGUA}}$ [kg/s]	24,462	27,555	11,245	8,994	72,256

Fonte: O autor, 2024.

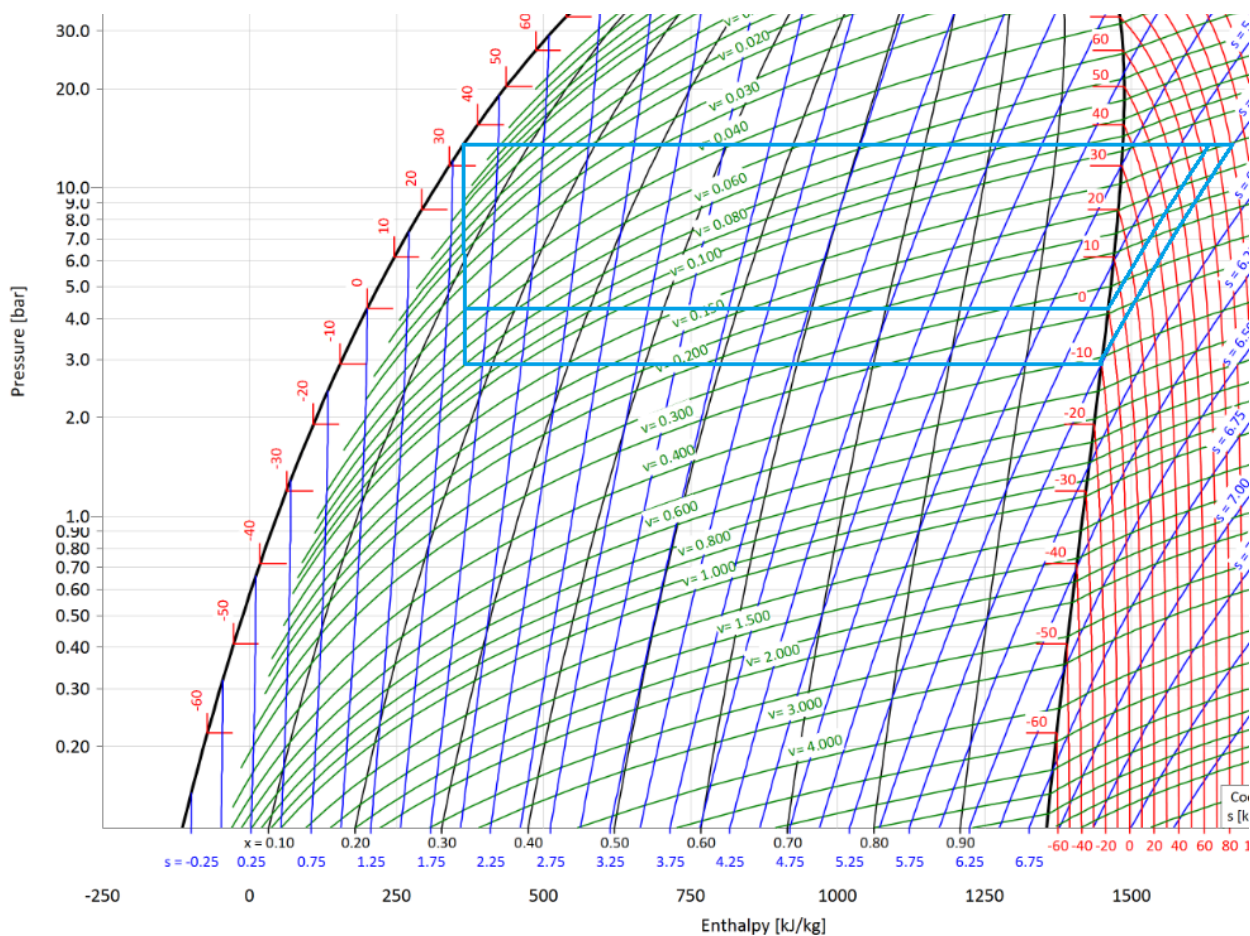
#### 5.4. Análise de dados do sistema

Com base na coleta de informações referente aos equipamentos e o sistema é possível realizar a análise e discussão dos resultados referentes aos sistema de refrigeração do laticínio.

##### 5.4.1. Ciclo de refrigeração teórico

Fundado com as informações de regime dos compressores, é possível plotar o ciclo de refrigeração teórico do sistema de refrigeração como mostrado na figura 53.

Figura 53 - Ciclo teórico de refrigeração.



Fonte: O autor, 2024.

Nesse esquema é possível observar os dois regimes de trabalho dos compressores utilizados na empresa,  $-10$  à  $35^{\circ}\text{C}$  e  $0$  à  $35^{\circ}\text{C}$ .

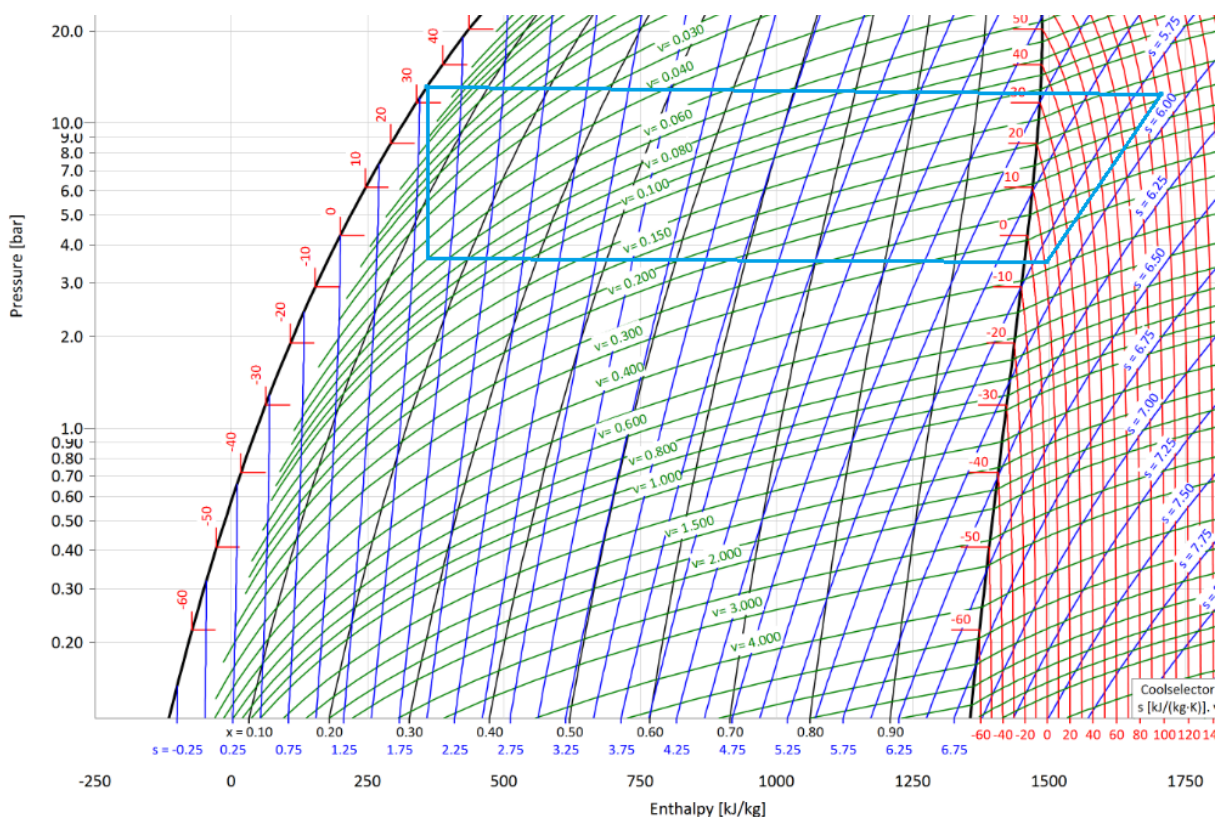
#### 5.4.2. Ciclo de refrigeração real

Com base nos dados de temperatura de sucção e descarga, pressão de sucção e descarga, pressão nos reservatórios e separadores de líquido é possível criar o ciclo de refrigeração real para cada um dos compressores. Como o sistema não possui sensores de temperatura na saída do condensador, optou-se por colocar o ponto da saída do condensador exatamente em cima da linha de saturação de líquido, na linha da pressão de saída dos condensadores.

A partir do anexo D e considerando a altitude da empresa como 685 m em relação ao nível do mar (altitude verificada no mapa topográfico do Rio Grande do Sul que consta nas referências do trabalho), estima-se uma pressão atmosférica de 0,93 bar, com isso, é possível estimar as pressões absolutas para utilização nos diagramas P x h. A média das pressões de saída do condensador do sistema de regime -10 à 35°C ficou em 12,59 bar, já a pressão de entrada dos evaporadores ficou em 3,56 bar. Já para o sistema de regime 0 à 35°C foi considerado a pressão de saída do condensador igual a pressão de saída do compressor, 11,66 bar devido a falta de um instrumento dedicado a medir a pressão de saída do condensador e a pressão de entrada do evaporador como 3,92 bar.

A figura 54 mostra o ciclo real de refrigeração do CAM-801, que apresentou uma média de 13,41°C de temperatura de sucção, 110,54°C de temperatura de descarga, 3,42 bar de pressão de sucção, 12,34 bar de pressão de descarga.

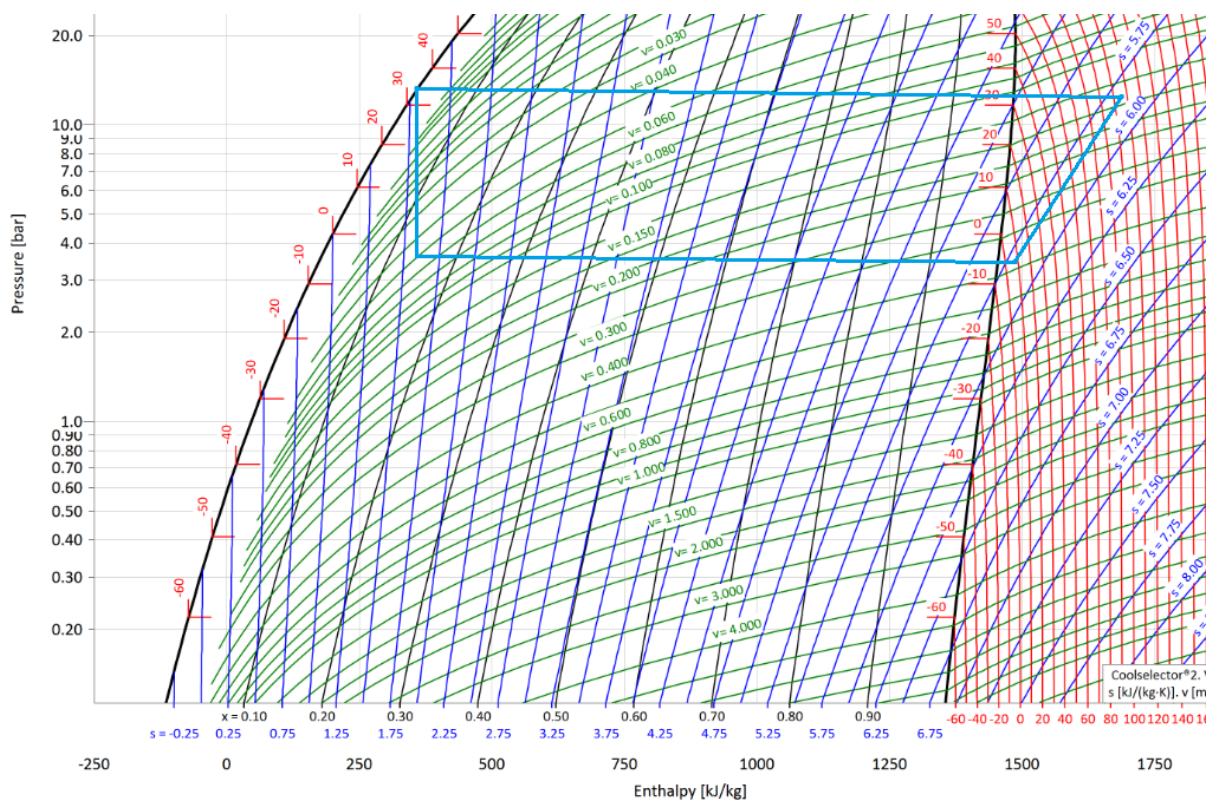
Figura 54 - Ciclo real de refrigeração CAM-801.



Fonte: O autor, 2024.

Já o CAM-802 apresentou uma média de 6,78°C de temperatura de sucção, 106,26°C de temperatura de descarga, já as pressões de sucção e descarga tiveram média de 3,41 bar e 12,16 bar respectivamente, o ciclo real de refrigeração pode ser observado na figura 55.

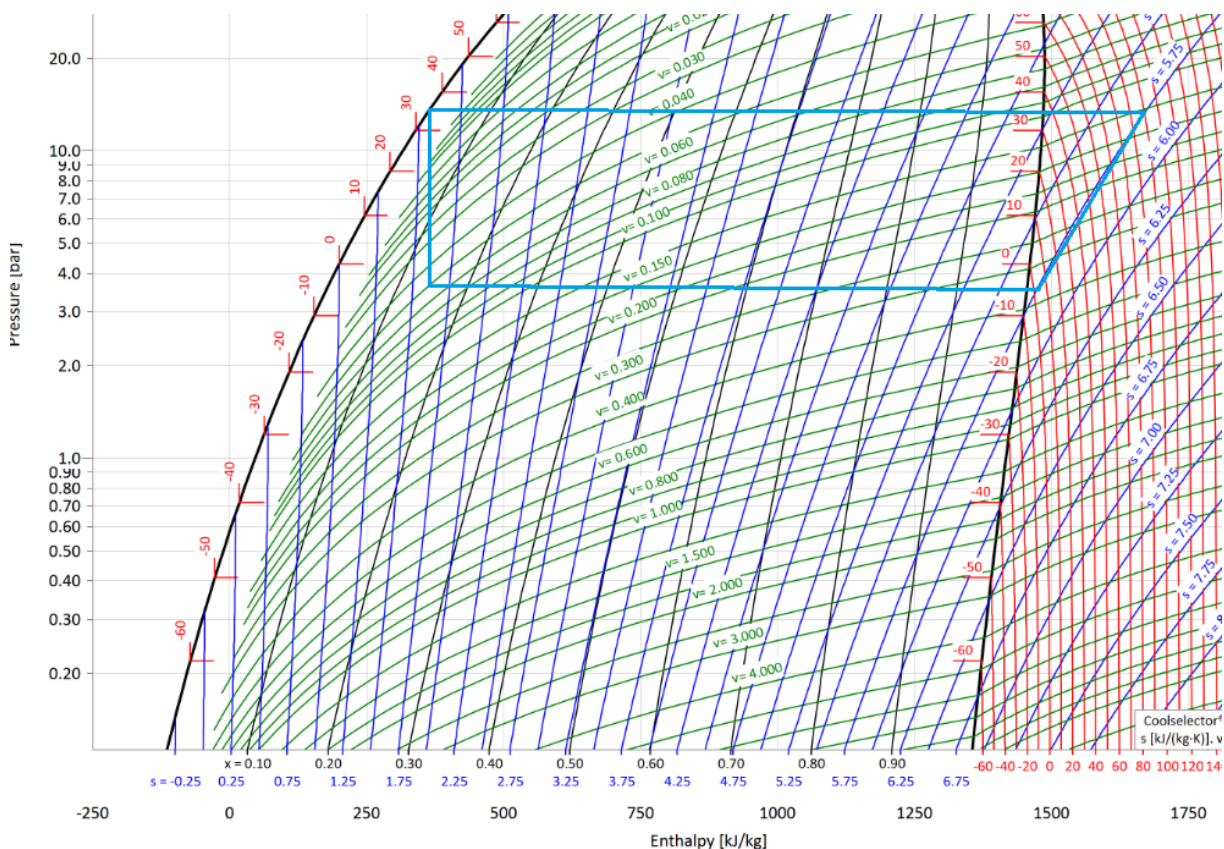
Figura 55 - Ciclo real de refrigeração CAM-802.



Fonte: O autor, 2024.

Na figura 56 é possível verificar o ciclo real do compressor CAM-803.

Figura 56 - Ciclo real de refrigeração CAM-803.

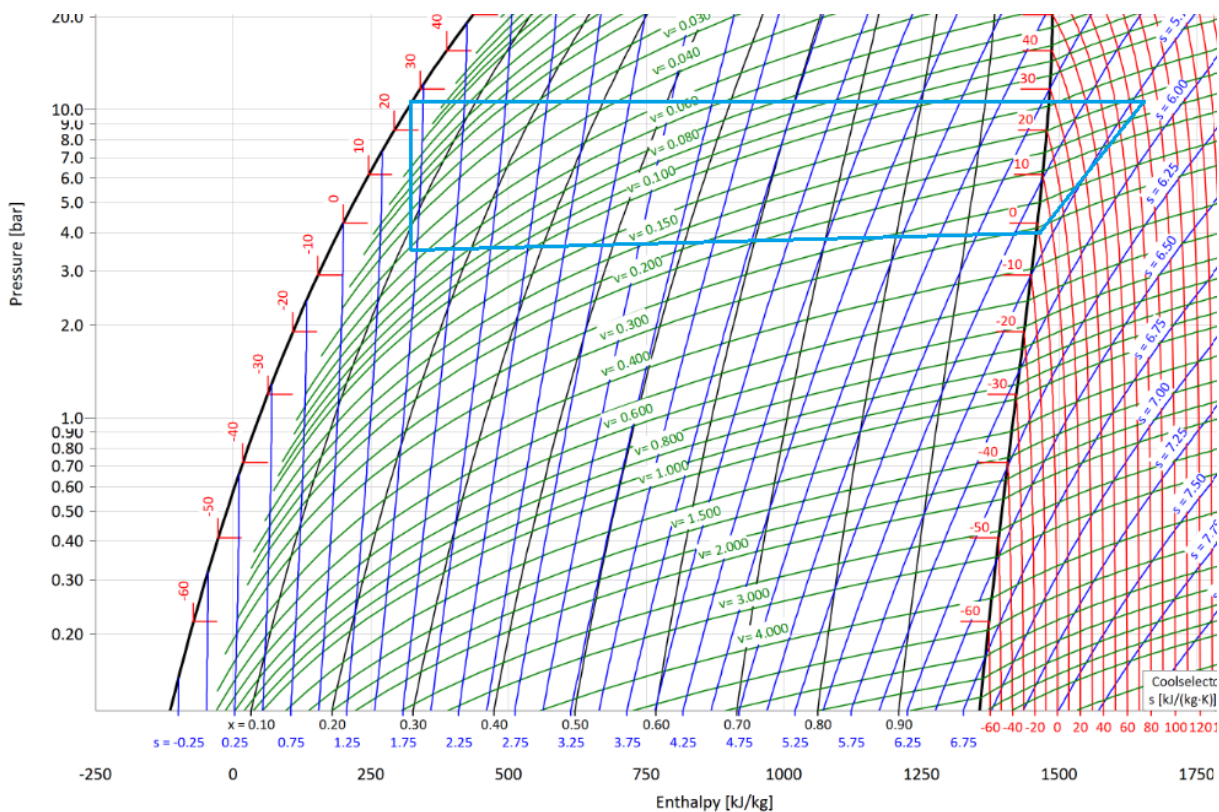


Fonte: O autor, 2024.

Os resultados coletados no compressor CAM-803 culminaram em uma média de temperatura de sucção e descarga de 4,42°C e 99,49°C respectivamente, e a pressão de sucção e descarga mantiveram-se em 3,53 bar e 12,61 bar nessa ordem.

A figura 57 demonstra o ciclo real de refrigeração do 750CHL01, onde a média da temperatura de sucção se manteve em 0,43°C e da temperatura de descarga ficou em 93,23°C, já a média da pressão de sucção manteve-se em 3,92 bar e na descarga do compressor apresentou 11,66 bar.

Figura 57- Ciclo real de refrigeração 750CHL01.

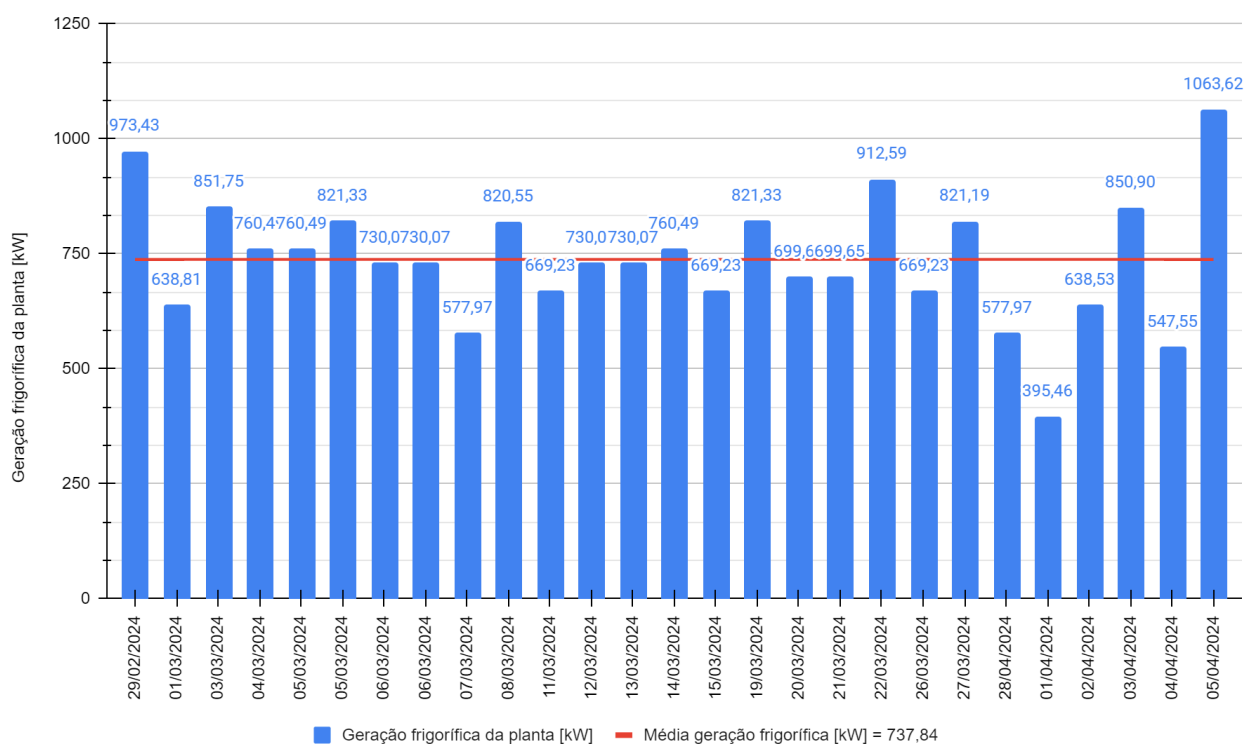


Fonte: O autor, 2024.

### 5.4.3. Geração frigorífica do sistema

Dado os resultados de entalpia de saída e retorno da água gelada, juntamente com os dados de vazão de saída da água gelada, é possível calcular a geração frigorífica do sistema de refrigeração, como citado anteriormente no capítulo 4.8.3 onde é possível correlacionar a equação 2 com a os dados de troca de calor da água nos evaporadores, como exposto na equação 11. Fundamentado com os dados dos quadros 12 e 14, o gráfico apresentado na figura 58 mostra a potência instantânea de refrigeração do sistema.

Figura 58 - Geração frigorífica do sistema de refrigeração.



Fonte: O autor, 2024.

A média da geração frigorífica da planta ficou em 737,84 kW.

#### 5.4.4. Produção diária da planta

Conforme mencionado anteriormente, os dados de produção da planta foram retirados do histórico de produção do supervisor de controle juntamente com tabelas de controle de produção diária. O quadro 15 expõe a quantidade produzida durante os dias onde foram realizadas as coletas.

Quadro 15 - Quantidade produzida.

Data	Produção diária secagem de soro de leite [kg]
29/02/2024	73000
01/03/2024	73263
03/03/2024	88000
04/03/2024	39533
05/03/2024	83475
06/03/2024	74637
07/03/2024	66875
08/03/2024	87000
11/03/2024	89000
12/03/2024	72232
13/03/2024	76039
14/03/2024	61500
15/03/2024	75000
19/03/2024	69156
20/03/2024	68000
21/03/2024	79236
22/03/2024	82000
26/03/2024	73000
27/03/2024	63682
28/03/2024	71500
01/04/2024	16000
02/04/2024	67314
03/04/2024	65291
04/04/2024	79000
05/04/2024	79090

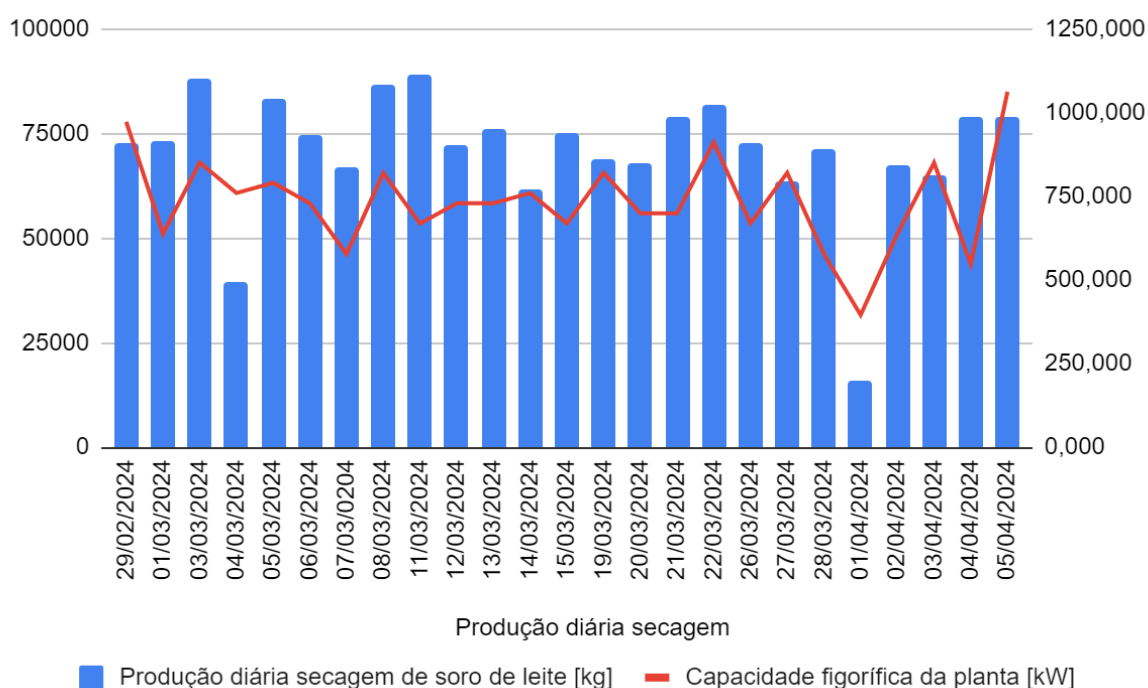
Fonte: O autor, 2024.

A média de produção dos dias de coleta de dados foi de 70912,92 kg, com máximo de 89000 kg produzidos no dia 11/03/2024 e mínimo de 16000 kg no dia 01/04/2024, dia em que ocorreu uma parada de planta para limpeza geral.

#### 5.4.5. Geração frigorífica X Total produzido

Fundamentado com os resultados da figura 58 e do quadro 15, é possível realizar a comparação entre o total produzido nos dias onde a coleta foi realizada e a geração frigorífica do sistema, como pode ser apresentado no gráfico da figura 59.

Figura 59 - Geração frigorífica X total produzido.



Fonte: O autor, 2024.

É possível notar uma semelhança entre o total produzido e a geração frigorífica, como pode-se constatar no dia 01/04/2024, onde a planta teve produção baixa devido a uma parada de fábrica e o potencial de refrigeração estava baixo, porém, em outras datas, não consegue-se verificar uma equivalência, como por exemplo no dia 11/03/2024, tem-se a maior produção durante os dias de coleta, mas a geração frigorífica não é a maior registrada.

Isso se deve a coleta de dados ser realizada uma vez no dia apenas, assim, pode ocorrer que no horário em que foi realizado a retirada de dados, o sistema de refrigeração não estava operando com necessidade máxima.

#### 5.4.6. Eficiência dos compressores

Primeiramente, antes de realizar o cálculo da eficiência dos compressores, é necessário conhecer a eficiência volumétrica de cada equipamento, como demonstra o capítulo 4.8.6. Visto que a eficiência volumétrica não é um dado facilmente obtido com os fabricantes, é necessário realizar uma aproximação com as informações já coletadas anteriormente, como os ciclos reais de refrigeração (figuras 54, 55, 56 e 57) e geração frigorífica do sistema (tópico 5.4.3).

A equação 2 descreve o cálculo da geração frigorífica, a fim de encontrar a eficiência volumétrica do fluido refrigerante, podemos aproximar a equação 2 para:

$$Q_0 = \left\{ \left[ (m_{f.1} + m_{f.2} + m_{f.3}) \cdot (\Delta h_{1.4(-10/35)}) \right] + \left[ m_{f.4} \cdot (\Delta h_{1.4(0/35)}) \right] \right\} \cdot \eta_{vol} \quad (21)$$

Onde:

$m_{f.1}$  = Vazão mássica do CAM-801 [kg/s];

$m_{f.2}$  = Vazão mássica do CAM-802 [kg/s];

$m_{f.3}$  = Vazão mássica do CAM-803 [kg/s];

$m_{f.4}$  = Vazão mássica do 750CHL01 [kg/s];

$\Delta h_{1.4(-10/35)}$  = Variação entalpia de entrada e saída dos evaporadores regime -10 à 35°C [kJ/kg];

$\Delta h_{1.4(0/35)}$  = Variação entalpia de entrada e saída do evaporador regime -0 à 35°C [kJ/kg].

Com isso, torna-se possível calcular a eficiência volumétrica média dos compressores, porém antes, é necessário realizar o cálculo do volume específico do fluido refrigerante na sucção do compressor, que é o dado responsável por transformar o deslocamento volumétrico do equipamento em vazão mássica. Como na equação 16, inicialmente é necessário encontrar o volume específico para as pressões da amônia superaquecida.

$$v_P = \left( \frac{(T_x - T_1) \cdot (v_2 - v_1)}{(T_2 - T_1)} \right) + v_1 \quad (22)$$

Onde:

$v_p$  = volume específico da pressão de amônia superaquecida [m<sup>3</sup>/kg];

$v_1$  = volume específico da temperatura 1 [m<sup>3</sup>/kg];

$v_2$  = volume específico da temperatura 2 [m<sup>3</sup>/kg].

Após, é necessário utilizar a equação abaixo para encontrar o volume específico da amônia na sucção do compressor.

$$v_x = \left( \frac{(P_x - P_1) \cdot (v_{p2} - v_{p1})}{(P_2 - P_1)} \right) + v_{p1} \quad (23)$$

Onde:

$v_x$  = volume específico de sucção do compressor [m<sup>3</sup>/kg];

$v_{p1}$  = volume específico da pressão 1 calculada com a fórmula 22 [m<sup>3</sup>/kg];

$v_{p2}$  = volume específico da pressão 2 calculada com a fórmula 22 [m<sup>3</sup>/kg].

O quadro 16 apresenta o volume específico do fluido refrigerante na sucção dos compressores.

Quadro 16 - Volume específico da amônia na sucção dos compressores.

Data	$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_2$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_3$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_4$ [m <sup>3</sup> /kg]
29/02/2024	0,3747	0,3641	0,3672	0,3099
01/03/2024	0,3922	0,3753	0,3816	Desligado
03/03/2024	0,3809	0,3732	0,3704	0,3024
04/03/2024	0,3886	Desligado	0,3649	Desligado
05/03/2024	0,3996	0,3932	0,3710	Desligado
05/03/2024	0,3980	0,3930	0,3849	0,3049
06/03/2024	0,4087	0,4011	0,4041	Desligado
06/03/2024	0,3815	0,3747	0,3715	0,2853
07/03/2024	Desligado	0,3653	0,3621	0,3109
08/03/2024	0,3939	0,3917	0,3865	Desligado
11/03/2024	0,3882	0,4192	0,3967	Desligado
				Continua

Data	$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_2$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_3$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_4$ [m <sup>3</sup> /kg]
12/03/2024	0,3781	0,3745	0,3712	0,2893
13/03/2024	0,3942	0,3858	0,3806	0,3180
14/03/2024	0,3799	0,3838	0,3738	0,2820
15/03/2024	0,3833	0,3151	0,3360	Desligado
19/03/2024	0,3991	0,3942	0,3497	0,3177
20/03/2024	0,3914	0,3898	0,2946	Desligado
21/03/2024	0,3892	0,3919	0,2943	Desligado
22/03/2024	0,3770	0,3377	0,2945	0,3349
26/03/2024	0,4151	0,4082	0,3962	Desligado
27/03/2024	0,3755	0,4042	0,3943	0,3632
28/03/2024	0,4236	Desligado	0,3764	0,3124
01/04/2024	0,3970	Desligado	0,4125	Desligado
02/04/2024	0,3287	Desligado	0,3221	Desligado
03/04/2024	0,3922	0,3427	0,3308	0,4041
04/04/2024	0,4073	0,4031	0,4037	0,3285
05/04/2024	0,4086	0,3920	0,3885	0,3875

Fonte: O autor, 2024.

Com base nas informações dos compressores de amônia presentes no quadro 3, e os dados de diâmetro e curso dos pistões expostos nos anexos A e B, pode-se calcular a vazão mássica dos equipamentos em cada uma das coletas realizadas, visto que ainda não é possível considerar a vazão real pois não se tem a eficiência volumétrica dos compressores.

A vazão mássica, é expressa pela equação 13, mas, é necessário levar em consideração também, a capacidade de operação em que o compressor se encontra, como é explicado no capítulo 5.4.3., onde por exemplo, quando os equipamentos de regime -10 à 35°C estão operando com capacidade de 33%, apenas um terço dos cilindros tem amônia presente na câmara, assim, a vazão deslocada é 33% da calculada. O quadro 17 demonstra a vazão mássica dos compressores.

Quadro 17 - Vazão mássica de fluido refrigerante em cada compressor.

Data	$\dot{m}_{f,1}$ [kg/s]	$\dot{m}_{f,2}$ [kg/s]	$\dot{m}_{f,3}$ [kg/s]	$\dot{m}_{f,4}$ [kg/s]
29/02/2024	0,1308	0,1354	0,4070	0,6034
01/03/2024	0,1250	0,1313	0,3916	Desligado
03/03/2024	0,1287	0,1321	0,4035	0,6183
04/03/2024	0,1261	Desligado	0,4096	Desligado
05/03/2024	0,1227	0,1254	0,4028	Desligado
05/03/2024	0,1232	0,1254	0,3883	0,6133
06/03/2024	0,1199	0,1229	0,3698	Desligado
06/03/2024	0,1285	0,1315	0,4023	0,3277
07/03/2024	Desligado	0,2740	0,4127	0,3007
08/03/2024	0,1244	0,2555	0,3867	Desligado
11/03/2024	0,1263	0,1176	0,3767	Desligado
12/03/2024	0,1296	0,2672	0,4026	0,3232
13/03/2024	0,1243	0,1278	0,3927	0,5880
14/03/2024	0,1290	0,1284	0,3998	0,3315
15/03/2024	0,1279	0,4740	0,1468	Desligado
19/03/2024	0,1228	0,3789	0,4274	0,5886
20/03/2024	0,1252	0,3832	0,5073	Desligado
21/03/2024	0,1259	0,1258	0,5078	Desligado
22/03/2024	0,1300	0,4423	0,5075	0,5583
26/03/2024	0,1181	0,1208	0,3772	Desligado
27/03/2024	0,1305	0,1219	0,3790	0,5148
28/03/2024	0,1157	Desligado	0,3971	Desligado
01/04/2024	0,2507	Desligado	0,3623	Desligado
02/04/2024	0,3028	Desligado	0,4640	Desligado
03/04/2024	0,1250	0,1438	0,4518	0,4627
04/04/2024	0,1203	0,1223	0,3702	0,5692
05/04/2024	0,1200	0,2553	0,3847	0,4825

Fonte: O autor, 2024.

Com base nos dados citados no quadro 17, é possível realizar a aproximação da eficiência volumétrica. Para o cálculo, foram utilizados a média das vazões apresentadas pelos compressores (0,1316 kg/s para o CAM-801; 0,1720 kg/s para o CAM-802; 0,4011 kg/s para o CAM-803 e 0,2660 kg/s para o 750CHL01), a variação

de entalpia do regime -10 à 35°C foi de 1100 kJ/kg (1480 - 380) e no regime de 0 à 35°C de 1130 kJ/kg (1450 - 320), já a geração frigorífica média foi expressa no tópico 5.4.3., 737,84 kW.

Sendo assim, a eficiência volumétrica média ( $\eta_{vol}$ ) dos compressores do sistema é de 68,58%. O quadro 18 expõe a potência real do compressor após a correção com a eficiência volumétrica calculada, juntamente com a eficiência ( $\eta_c$ ) de cada um dos equipamentos, calculada pela equação 15 juntamente com os dados das figuras 46, 47, 48 e 49 transformados em potência no eixo.

Quadro 18 - Resultado de potência real e eficiência do conjunto motocompressor.

Data	$W_{C\ real}$ CAM-801 [kW]	$\eta_c$ CAM-801	$W_{C\ real}$ CAM-802 [kW]	$\eta_c$ CAM-802	$W_{C\ real}$ CAM-803 [kW]	$\eta_c$ CAM-803	$W_{C\ real}$ 750CHL01 [kW]	$\eta_c$ 750CHL01
29/02/24	19,019	N.C.	19,033	42,55%	51,637	N.C.	75,725	61,55%
01/03/24	19,456	N.C.	18,555	41,49%	52,375	N.C.	Desligado	Desligado
03/03/24	19,150	34,08%	19,203	41,92%	54,512	63,22%	77,179	64,44%
04/03/24	12,110	20,09%	Desligado	Desligado	51,963	64,75%	Desligado	Desligado
05/03/24	16,824	29,94%	15,991	36,64%	51,937	63,85%	Desligado	Desligado
05/03/24	16,469	29,86%	17,547	40,20%	50,328	62,71%	63,929	55,22%
06/03/24	16,778	28,81%	17,193	39,39%	48,698	63,24%	Desligado	Desligado
06/03/24	19,120	33,42%	18,675	41,75%	52,419	63,18%	34,160	36,00%
07/03/24	Desligado	Desligado	37,764	57,44%	55,761	64,67%	45,578	47,81%
08/03/24	19,201	32,97%	34,518	53,38%	53,832	63,23%	Desligado	Desligado
11/03/24	9,005	15,33%	15,805	36,21%	48,056	61,54%	Desligado	Desligado
12/03/24	19,114	33,41%	38,302	57,32%	53,566	61,36%	39,450	41,38%
13/03/24	19,101	34,63%	18,838	42,12%	54,936	65,36%	74,603	62,01%
14/03/24	20,174	36,57%	18,937	42,34%	53,742	63,94%	40,472	42,45%
15/03/24	19,293	33,73%	68,269	75,86%	21,441	54,17%	Desligado	Desligado
19/03/24	18,277	31,95%	53,011	59,62%	57,152	67,13%	77,902	64,75%
20/03/24	17,864	31,23%	55,449	63,13%	69,929	83,20%	Desligado	Desligado
21/03/24	15,805	26,68%	18,545	41,46%	68,259	86,22%	Desligado	Desligado
22/03/24	17,119	30,47%	60,970	72,07%	62,993	81,24%	77,730	64,13%
Continua								

Data	$W_{C\ real}$ CAM-801 [kW]	$\eta_C$ CAM-801	$W_{C\ real}$ CAM-802 [kW]	$\eta_C$ CAM-802	$W_{C\ real}$ CAM-803 [kW]	$\eta_C$ CAM-803	$W_{C\ real}$ 750CHL01 [kW]	$\eta_C$ 750CHL01
26/03/24	14,981	26,19%	16,894	37,77%	50,984	64,04%	Desligado	Desligado
27/03/24	17,546	31,23%	15,472	35,45%	48,094	60,41%	80,501	64,72%
28/03/24	12,459	21,40%	Desligado	Desligado	52,845	66,38%	40,022	43,64%
01/04/24	36,445	50,96%	Desligado	Desligado	50,219	64,86%	Desligado	Desligado
02/04/24	33,221	56,07%	Desligado	Desligado	50,875	60,98%	Desligado	Desligado
03/04/24	18,427	32,21%	21,109	47,20%	62,622	73,15%	73,622	61,90%
04/04/24	17,414	31,57%	17,191	38,44%	50,292	61,49%	69,486	60,02%
05/04/24	17,770	31,06%	36,592	56,59%	53,852	63,72%	84,719	71,23%

Fonte: O autor, 2024.

Para o cálculo da eficiência dos equipamentos, foram desconsiderados os dados dos dias 29/02 e 01/03 para os compressores CAM-801 e CAM-803, devido a inconsistência nos dados de corrente nesses dias, como é possível verificar nas figuras 46 e 48.

A partir dos resultados apresentados no quadro 18 e a consideração realizada acima, é possível concluir que o conjunto motocompressor CAM-801 teve uma média de eficiência de 29,86% (rodando com 33% da sua vazão máxima) e 53,52% (operando com 66% da vazão máxima), o CAM-802 manteve-se com média 40,33%, 56,18% e 67,67% (em funcionamento a 33%, 66% e 100% respectivamente de sua vazão), já o CAM-803 apresentou 66,41% de média operando a 100% da vazão e 54,17% na única vez em que funcionou com 33% da vazão, e por fim, o 750CHL01 chegou a uma eficiência média de 62,99% e 42,26% para capacidade de 100% e 50% de vazão respectivamente. Dessa forma, é possível verificar que o compressor CAM-802 possui os melhores resultados de eficiência.

#### 5.4.7. COP

O coeficiente de eficácia é calculado com a equação 5, e pode ser apresentado fundamentado com as informações da geração frigorífica (figura 58) e a

soma da potência dos compressores (quadro 18). O quadro 19 apresenta o COP do sistema de refrigeração do laticínio.

Quadro 19 - Coeficiente de eficácia do sistema de refrigeração

Data	COP
29/02/2024	5,88
01/03/2024	7,07
03/03/2024	5,01
04/03/2024	11,87
05/03/2024	8,97
05/03/2024	5,54
06/03/2024	8,83
06/03/2024	5,87
07/03/2024	4,16
08/03/2024	7,63
11/03/2024	9,18
12/03/2024	4,85
13/03/2024	4,36
14/03/2024	5,70
15/03/2024	6,14
19/03/2024	3,98
20/03/2024	4,88
21/03/2024	6,82
22/03/2024	4,17
26/03/2024	8,10
27/03/2024	5,09
28/03/2024	5,50
01/04/2024	4,58
02/04/2024	7,62
03/04/2024	4,85
04/04/2024	3,55
05/04/2024	5,52

Fonte: O autor, 2024.

Como é possível analisar a partir do quadro 19, a média do coeficiente de eficácia do sistema de refrigeração é de 6,14.

#### 5.4.8. Capacidade dos equipamentos

Após análise dos dados de funcionamento do sistema, pode-se verificar que a capacidade dos equipamentos é adequada para a demanda da empresa, e caso ocorra alguma nova aquisição de equipamentos que aumente a demanda térmica solicitada pela planta, ainda têm-se uma margem de aumento na capacidade do sistema, pois dificilmente mais que dois dos quatro compressores operam em 100% de sua capacidade simultaneamente.

Com isso, foi observado qual seria a capacidade frigorífica dos equipamentos operando com os 4 compressores a 100%, e com base nos quadros 5 e 6, é possível avaliar se os evaporadores e condensadores hoje instalados têm capacidade suficiente para suportar a nova demanda. A vazão mássica dos compressores calculada para os compressores atuando a 100% ficou em 0,8052 kg/s para o regime de -10 à 35°C e 0,3964 kg/s para o regime de 0 à 35°C.

##### 5.4.8.1. Capacidade evaporadores

Utilizando a diferença de entalpia nos evaporadores já citada anteriormente no capítulo 5.4.6., o regime de -10 à 35°C obteve uma capacidade frigorífica de 885,72 kW, que, quando comparado com a capacidade informada pelos fabricantes citada no quadro 5 tem uma margem de aproximadamente 140,78% a mais da capacidade calculada (1.072.380 kcal/h ou 1247 kW). Já no regime de 0 à 35°C, o evaporador ficou com 447,93 kW no cálculo a 100% da capacidade do compressor, e a capacidade do evaporador informada pelo fabricante é de 141,98% maior (546.861 kcal/h ou 636 kW)

##### 5.4.8.2. Capacidade condensadores

Para o cálculo dos dados do colar rejeitado no condensador foi utilizado a variação de entalpia da entrada e saída do condensador de 1294 kW (1674 - 380) e 1311 kW (1631 - 320) para os regimes de -10 à 35°C e 0 à 35°C respectivamente.

Com isso, para o regime de -10 à 35°C obteve-se o calor rejeitado no condensador de 1041,93 kW e a capacidade dos equipamentos informada pelos fabricantes é 368,34% a mais que o valor calculado (3.300.000 kcal/h ou 3837,9 kW). Já o regime de 0 à 35°C teve 519,68 kW no cálculo e possui 146,24% a mais da capacidade calculada (653.482 kcal/h ou 760 kW).

## 6. PROPOSTA DE MELHORIA

Em função dos resultados obtidos no trabalho, pode-se avaliar possíveis propostas de melhoria para o sistema de refrigeração do laticínio, como o presente capítulo busca apresentar.

### 6.1. Capacidade dos compressores de amônia

Observado os dados das figuras 46, 47, 48 e 49, constata-se que durante os dias de coleta de dados, os três compressores do regime -10 à 35°C mantêm-se ligados, porém, nem todos estão operando em 100% de sua capacidade. Em 59,26% dos casos coletados, dois dos compressores operavam com 33% da capacidade total e um operava em 100%, fator prejudicial quando levado em consideração o consumo de energia elétrica, pois, mesmo que a potência consumida pelo motor trabalhando abaixo da capacidade total seja menor, a soma da potência consumida pelos dois compressores a 33% é maior que a de um compressor a 100%. Fato que também acontece quando um compressor opera a 33%, outro a 66% e o terceiro a 100%, caso que aconteceu 11,11% dos dias coletados.

- Caso 1: CAM-801 (33%), CAM-802 (33%), CAM-803 (100%);
- Caso 2: CAM-801 (33%), CAM-802 (66%), CAM-803 (100%);
- Caso 3: CAM-802 (100%), CAM-803 (100%);
- Caso 4: CAM-802 (66%), CAM-803 (100%).

O quadro 20 compara as situações dos seguintes casos com o que acontece em 59,26% dos dados coletados (caso 1):

Quadro 20 - Comparação de situações de teste com caso 1.

Situações	Potência Consumida [kW]	Custo energia em um mês	Comparação com o caso 1 (custo energia)	Geração frigorífica média [kW]	Comparação com o caso 1 (capacidade) [kW]
Caso 1	183,643	R\$44.532,03	-	500,39	-
Caso 3	168,194	R\$40.785,64	-R\$3.746,39	626,56	126,17
Caso 4	145,831	R\$35.362,82	-R\$9.169,21	508,42	8,03

Fonte: O autor, 2024.

O custo de energia elétrica é realizado com base no apêndice A, onde é possível verificar um custo médio por kWh consumido de R\$0,55. Além disso, foi calculado o custo de energia elétrica consumida em um mês com a média da potência consumida de cada um dos compressores durante as coletas realizadas. O custo calculado ficou em R\$75.047,06.

Como é possível analisar, visto as informações do quadro 20, a melhor situação, quando compara-se o caso 1 com os demais, é a apresentada no caso 4, que apresenta uma economia de R\$9.169,21 (20,59%) em comparação com o caso 1 e em relação ao custo mensal trouxe uma economia de 12,22%, com um acréscimo de 8,03 kW de geração frigorífica, ou seja, uma economia considerável mantendo a geração frigorífica instantânea necessária.

Já o quadro 21 compara as situações dos casos já citados, com o que acontece no caso 2 (11,11% dos dados coletados).

Quadro 21 - Comparação de situações de teste com caso 2.

Situações	Potência Consumida [kW]	Custo energia em um mês	Comparação com o caso 2 (custo energia)	Geração frigorífica média [kW]	Comparação com o caso 2 (capacidade) [kW]
Caso 2	204,677	R\$9.305,05	-	602,69	-
Caso 3	168,194	R\$7.646,45	-R\$1.658,61	626,56	23,87
Caso 4	145,831	R\$6.629,78	-R\$2.675,27	508,42	-94,27

Fonte: O autor, 2024.

Para o segundo caso, a melhor opção considerando economia de energia e geração frigorífica é observada no caso 3, que apresenta uma economia de R\$1.658,61 (17,82%) em comparação com o caso 3, e 2,21% em comparação com o custo mensal, aumentando a geração frigorífica instantânea do sistema em 23,87 kW.

Somando então, os resultados chegamos a uma economia mensal de R\$10.827,82, ou, 14,43% em comparação com o custo mensal.

O memorial de cálculo está presente no apêndice C.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A presente pesquisa teve como principal objetivo realizar a caracterização do sistema de refrigeração de um laticínio, que realiza a secagem do soro de leite para comercialização, com base na coleta de informações durante o funcionamento dos equipamentos e análise do processo de refrigeração, com intuito de otimizá-lo para buscar uma melhor eficiência tanto no sistema, quanto energeticamente.

Os resultados obtidos indicam que o sistema de refrigeração suporta a demanda térmica solicitada pela fábrica e que a quantidade de compressores, condensadores e evaporadores atendem a necessidade da planta. A partir das informações coletadas para obtenção dos pontos de funcionamento do sistema, foi possível realizar algumas análises, como a comparação entre o ciclo de refrigeração teórico e o real, além da construção do diagrama de fluxo dos equipamentos. Para verificar a eficiência operacional foi calculado a geração frigorífica do sistema, realizado o cálculo da eficiência volumétrica média dos compressores para posterior cálculo de eficiência dos mesmos, a estimativa do coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração e também a comparação da capacidade dos equipamentos com a capacidade de funcionamento dos mesmos.

Embora este estudo tenha apresentado algumas limitações, como a dificuldade no acesso aos instrumentos de indicação dos reservatórios e separadores de líquido, a complexidade para coleta de informações do sistema (que caso realizadas mais de uma vez no mesmo dia, possibilitaria avaliar uma média dos dados nos dias de coleta, que ocasiona em um resultado mais sólido e efetivo), a falta de informações fornecidas pelos fabricantes dos equipamentos (que provocou aproximações em dados), suas contribuições são significativas para caracterização do sistema.

Através da análise do funcionamento dos compressores de amônia, foi possível apontar uma alteração com base na quantidade de compressores ligados e a capacidade de operação de cada um, que se seguida trará uma economia de aproximadamente 12,22% no consumo de energia elétrica mensal dos compressores no caso mais frequente e 2,21% no menos habitual, ou seja, uma possível economia de R\$10.827,82, mantendo a geração frigorífica semelhante ao que foi verificado.

Visto os dados apresentados, com base nos objetivos do trabalho, é possível concluir que a pesquisa alcançou as expectativas proferidas inicialmente, onde concluiu-se todos os objetivos e apresentou uma proposta de melhoria significativa economicamente.

## 8. TRABALHOS FUTUROS

Com a finalidade de dar continuidade no trabalho e melhorá-lo apresenta-se as seguintes propostas para trabalhos futuros:

- Implantar sensores de pressão e temperatura na saída dos condensadores e entrada dos evaporadores a fim de conhecer exatamente qual é o ponto no ciclo de refrigeração real sem necessidade de realizar aproximações;
- Realizar automação em dados importantes para o estudo, para facilitar a coleta de informações, assim, aumentando o número de análises por dia para obter resultados mais precisos através de verificações em gráficos no supervisorio;
- Realizar estudo financeiro para aquisição de válvulas de expansão automáticas;
- Realizar estudo do impacto (produtivo e energético) do desligamento de um condensador evaporativo do regime de  $-10$  à  $35^{\circ}\text{C}$  devido a capacidade dos dois equipamentos ser 3,68 vezes maior que o calculado com todos compressores operando a 100%;
- Avaliar impacto energético das alterações da capacidade de operação dos compressores de regime  $-10$  à  $35^{\circ}\text{C}$  para verificar se estão de acordo com o que foi calculado no presente trabalho;
- Comparar capacidade nominal dos condensadores e evaporadores com a real após instalação dos sensores citados acima;
- Realizar cálculo da demanda térmica de cada máquina que utiliza o sistema de refrigeração para produção, com objetivo de comparar a capacidade frigorífica gerada pelo sistema de refrigeração com o que os equipamentos estão consumindo;
- Calcular o custo total de energia elétrica gasto no sistema e avaliar possíveis alterações para redução do consumo de eletricidade.

## 9. REFERÊNCIAS

BAJAY, Sergio Valdir; GORLA, Filipe Debonzi; ROCHA, Carlos Roberto. **Oportunidades de Eficiência Energética para Indústria**. CNI, PROCEL e Eletrobras, 2010.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. Editora Blucher, 2013.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentals of thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2020.

BRILEY, George C. **A history of refrigeration**. Ashrae Journal, v. 46, p. S31-S34, 2004.

Carl Von Linde. El Padre De La Refrigeración Cervecera. In: **Del Grano a La Copa, Beer Sommelier**, 29 nov. 2019. Disponível em: <https://www.delgranoalacopa.com/carl-von-linde-el-padre-de-la-refrigeracion-cervece-ra/>. Acesso em 20 dez. 2023.

CARNEIRO, Henrique. **Comida e sociedade: uma história da alimentação**. Elsevier Brasil, 2017.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. LTC Editora, 2004.

DA COSTA, Ennio Cruz. **Refrigeração**. Editora Blucher, 2017.

DALL'AMICO, Renato. **FUNDAMENTOS DA PNEUMÁTICA I**. SMC Pneumáticos do Brasil. Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/tecnica/pneumatica/fundamentos1.pdf>>. Acesso em 28 jun. 2024.

DA SILVA, MARCELINO NASCIMENTO. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. PROCEL, Rio de Janeiro, 2005.

DINCER, Ibrahim. **Refrigeration systems and applications**. John Wiley & Sons, 2003.

DOS SANTOS, Eduardo Oliveira; TRIBESS, Arlindo. **Dimensionamento a avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. EDUSP, 2006.

FERRAZ, F., GOMES, M., **O histórico da Refrigeração, Fluidos Refrigerantes, Ozônio/Processo de Formação/Destruição, Sistemas de Refrigeração, Componentes se um Sistema de Refrigeração**. CEFET-BA, Santo Amaro, 2008. 60p.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. Editora Atlas SA, 2002.

HUNDY, Guy F.; TROTT, Albert Runcorn; WELCH, T. C. **Refrigeration and air-conditioning**. Butterworth-Heinemann, 2008.

JOHNSON CONTROLS. **Sabroe SMC Reciprocating Compressor Unit**. Højbjerg, Denmark: Sabroe Factory, 2012. 12 p.

KSB. **Folheto de curvas características**. Frankenthal, Alemanha : KSB SE & Co, 2014. 150 p.

LEONARDI, Jéssica Gabriela; AZEVEDO, Bruna Marcacini. **Métodos de conservação de alimentos**. Revista Saúde em foco, v. 10, n. 1, p. 51-61, 2018.

LOPES, Regina Lúcia Tinoco. **Conservação de alimentos**. Dossiê Técnico. Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais: CETEC, 2007.

MARTINELLI JR, Luiz Carlos. **Refrigeração e Ar-Condicionado. Parte II – Ciclo de compressão, balanço de energia, trocadores de calor, dispositivos de expansão**. UNIJUÍ, 2003. Disponível em: <[https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/b/bb/RAC\\_II.pdf](https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/b/bb/RAC_II.pdf)>. Acesso em 29 mar. 2024.

MAYEKAWA. **Unidade Compressor Alternativo**. Arujá, São Paulo: Mayekawa. Disponível em: <<https://mayekawa.com.br/produtos/compressores/>>. Acesso em 07 abr. 2024.

MORAIS, Luciano Cardoso de. **Estudo sobre o panorama da energia elétrica no Brasil e tendências futuras**. Bauru, 2015. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia de Bauru/Unesp.

PALIWAL, Deepak; RAJPUT, S. P. S. **A Review on Refrigerants, And Effects on Global Warming For Making Green Environment**. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering vol, v. 12, p. 8-11.

PÖTTKER, Gustavo *et al.* **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**. Florianópolis, 2006. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.

RIO GRANDE DO SUL. **Mapa topográfico Rio Grande do Sul, altitude, relevo**. Disponível em: <<https://pt-br.topographic-map.com/map-pb651/Rio-Grande-do-Sul/?center=-27.94482%2C-52.19004&zoom=13&popup=-27.91631%2C-52.22654>> Acesso em: 28 jul. 2024.

SCHREINER, João Ernesto *et al.* **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração**. Florianópolis, 2008. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José Maria Sáiz. **Refrigeração industrial**. Editora Blucher, 2018.

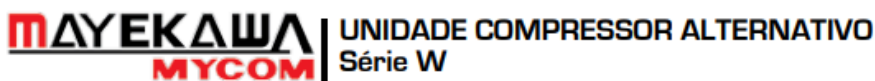
TASSINI, Jussara Oliveira. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: estudo de caso**. Guaratinguetá, 2012. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

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.

VASCONCELOS, Margarida Angélica da Silva; MELO, Filho Artur Bibiano de. **Conservação de alimentos.** UFRPE, CODAI e UFRN, 2016.

**ANEXOS**

## ANEXO A - CATÁLOGO COMPRESSOR ALTERNATIVO MAYCOM;

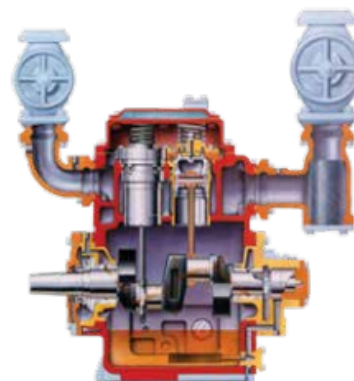


### UNIDADE COMPRESSOR *Série W*

Os Compressores **Série W MYCOM** possuem tamanho reduzido em relação à sua capacidade frigorífica, seu controle de capacidade é realizado automaticamente através de um mecanismo hidráulico que atua segundo as variações na pressão de sucção.

Na partida, a carga é reduzida automaticamente por meio desse mecanismo permitindo que a partida do compressor seja realizada em alívio de carga.

A velocidade máxima dos compressores série W é 1.200 rpm, e seu funcionamento é silencioso, devido seu perfeito equilíbrio dinâmico, podendo ser utilizado com diversas classes de refrigerante.



#### COMPRESSOR SIMPLES ESTÁGIO

Estão disponíveis nos modelos **4WA, 6WA e 8WA** e nos modelos **4WB, 6WB e 8WB**.



#### COMPRESSOR DUPLO ESTÁGIO (EM UM SÓ COMPRESSOR)

Compressor composto de duplo estágio, projetado com câmara de sucção dupla e duas zonas de descarga, em seu interior existem duas divisões de forma que cada uma realiza a função dos compressores de estágio simples, dois cilindros do compressor funcionam no estágio de alta pressão, dependendo do tipo do compressor, os outros 4 ou 6 cilindros trabalham no estágio de baixa pressão. Versões disponíveis nos modelos **42WA, 62WA, 42WB E 62WB**.

#### PROJETO DE ALTA CONFIANÇA

Os compressores da série W são fabricados de acordo com as rigorosas normas de garantia da qualidade ISO9000 e com equipamentos de produção da mais alta tecnologia.

#### TABELAS DE CAPACIDADES PARA COMPRESSORES TIPO ALTERNATIVO MYCOM - SÉRIE "W" - SIMPLES ESTÁGIO

Modelo	Alta m <sup>3</sup> /h	-15/+35 °C		-10/+35 °C		-5/+35 °C		0/+35 °C		+5/+35 °C	
		Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW
4-WA	142	54	20	69	22	87	23	108	24	132	24
6-WA	213	81	30	104	33	131	34	162	35	198	35
8-WA	284	108	40	139	43	174	46	216	47	264	47
4-WB	350	133	50	171	53	215	56	266	58	325	58
6-WB	526	200	74	256	80	322	84	399	86	488	86
8-WB	701	266	99	341	106	430	112	532	142	651	115

## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Descrição		Compressor Estágio Simples					
		4WA	6WA	8WA	4WB	6WB	8WB
Refrigerante	x			R717, R22, R502			
Tipo	x						
Nº de Cilindros	x	4	6	8	4	6	8
Diâmetro	(mm)	95			130		
Curso	(mm)	76			100		
Velocidade Máxima	R.P.M.	1.450*			1.200*		
Desp. Máxima Vel.	m <sup>3</sup> /h	187	281	374	381	573	764
Modo de Transmissão	x	Transmissão por Correia ou Acoplamento Direto					
Controle de Capacidade	%	100.5	100.66.33	100.75.50.25	100.5	100.66.33	100.75.50.25
Óleo de Refrigeração	x	Óleo de Refrigeração MYCOM ou Similar					
Quantidade de Óleo	lit.	12	14	17	20	25	26
Conexões de Sucção	R 717	2"(50A) 2-1/2"(65A)	2-1/2"(65A) 3"(80A)	3"(80A) 3-1/2"(90A)	3-1/2"(90A)	3-1/2"(90A) 4"(100A)	4"(100A) 5"(125A)
Conexões de Descarga	R 717	2"(50A)	2-1/2"(65A)	2-1/2"(65A) 3"(80A)	3"(80A)	3"(80A) 3-1/2"(90A)	3-1/2"(90A) 4"(100A)
Peso líquido	Kg.	580	700	820	1100	1410	1550

Fonte: Mayekawa, 2024.

## ANEXO B - CATÁLOGO COMPRESOR ALTERNATIVO SABROE;

### Sabroe SMC reciprocating compressor units

Large single-stage compressors with swept volumes of 250–1350 m<sup>3</sup>/h

SMC compressor units are ideal for use in medium-sized refrigeration installations where reliable service is a major priority. They are particularly effective under part-load conditions.

Sabroe SMC compressors are world-renowned for their exceptional reliability, making them an economical, low-maintenance solution for heavy-duty refrigeration, using all common refrigerants.

#### Range

Fifteen different models are available to provide swept volumes of between 250 and 1357 m<sup>3</sup>/h at 1800 rpm.



SMC 108 single-stage reciprocating compressor unit with Unisab III systems controller

Advantages	Benefits
High coefficient of performance (COP), with excellent performance under part-load conditions	Low power consumption, which greatly reduces operating costs
Variable-speed drive (optional) provides stepless capacity control over the entire operating range	Power consumption and operating costs kept to a minimum
Repairs can be undertaken <i>in situ</i> , without removing the compressor	Lower repair costs and less downtime
Easy to access for service, with limited spare parts requirements	Easy, inexpensive maintenance, which helps limit downtime and reduce operating costs
Special oil separator design based on coalescer technology	Low oil carry-over, which cuts back on oil costs



### Optional equipment

- Unisab III systems controller
- Variable-speed drive line
- Gauges, thermometers and temperature/pressure control switches
- Extended cylinder capacity control
- Oil level regulator (for use in parallel systems)
- ATEX-compliant configuration
- Special vibration dampening



SMC 108 single-stage reciprocating compressor block with gauges

Model	Number of cylinders	Bore x stroke mm	Swept volume at 1800 rpm m <sup>3</sup> /h	Nominal capacities kW					Dimensions in mm Direct coupled unit			Weight excluding motor kg	Sound pressure level dB(A)
				R717		Booster	R404A		L	W	H		
				Single/high stage	0/+35°C		Single/high stage	0/+35°C					
SMC 104 S	4	100 x 80	271	129	209	35	205	132	2400-2800	1228	1103	830	80
SMC 104 L	4	100 x 100	339	167	266	46	208	235	2400-2800	1228	1103	830	81
SMC 104 E	4	100 x 120	339	206	324	57	N/A	N/A	2400-2800	1228	1103	830	81
SMC 106 S	6	100 x 80	407	194	313	52	308	197	2400-2800	1190	1108	925	81
SMC 106 L	6	100 x 100	509	251	398	70	312	202	2400-2800	1190	1108	925	82
SMC 106 E	6	100 x 120	509	309	486	86	N/A	N/A	2400-2800	1190	1108	925	82
SMC 108 S	8	100 x 80	543	259	417	70	410	263	2400-2800	1201	1103	990	82
SMC 108 L	8	100 x 100	679	335	531	93	416	270	2400-2800	1201	1103	990	83
<b>SMC 108 E</b>	<b>8</b>	<b>100 x 120</b>	<b>679</b>	<b>412</b>	<b>648</b>	<b>115</b>	<b>N/A</b>	<b>N/A</b>	<b>2400-2800</b>	<b>1201</b>	<b>1103</b>	<b>990</b>	<b>83</b>
SMC 112 S	12	100 x 80	834	388	626	106	616	395	2425-3000	1290	1314	1660	83
SMC 112 L	12	100 x 100	1018	502	796	140	624	405	2425-3000	1290	1314	1660	83
SMC 112 E	12	100 x 120	1018	618	972	172	N/A	N/A	2425-3000	1290	1314	1660	83
SMC 116 S	16	100 x 80	1086	517	834	141	821	526	2475-3200	1301	1314	1760	84
SMC 116 L	16	100 x 100	1357	669	1062	187	831	539	2475-3200	1301	1314	1760	84
SMC 116 E	16	100 x 120	1357	804	1297	230	N/A	N/A	2475-3200	1301	1314	1760	84

Nominal capacities are based on 5°C subcooling and 1500 rpm.

SMC-E series: max. rpm 1500 for R717

SMC-S series: max. rpm 1500 for R404A

SMC-L series: max. rpm 1200 for R404A

Sound pressure levels in free field, over reflecting plane and one metre distance from the unit.


All information is subject to change without notice.

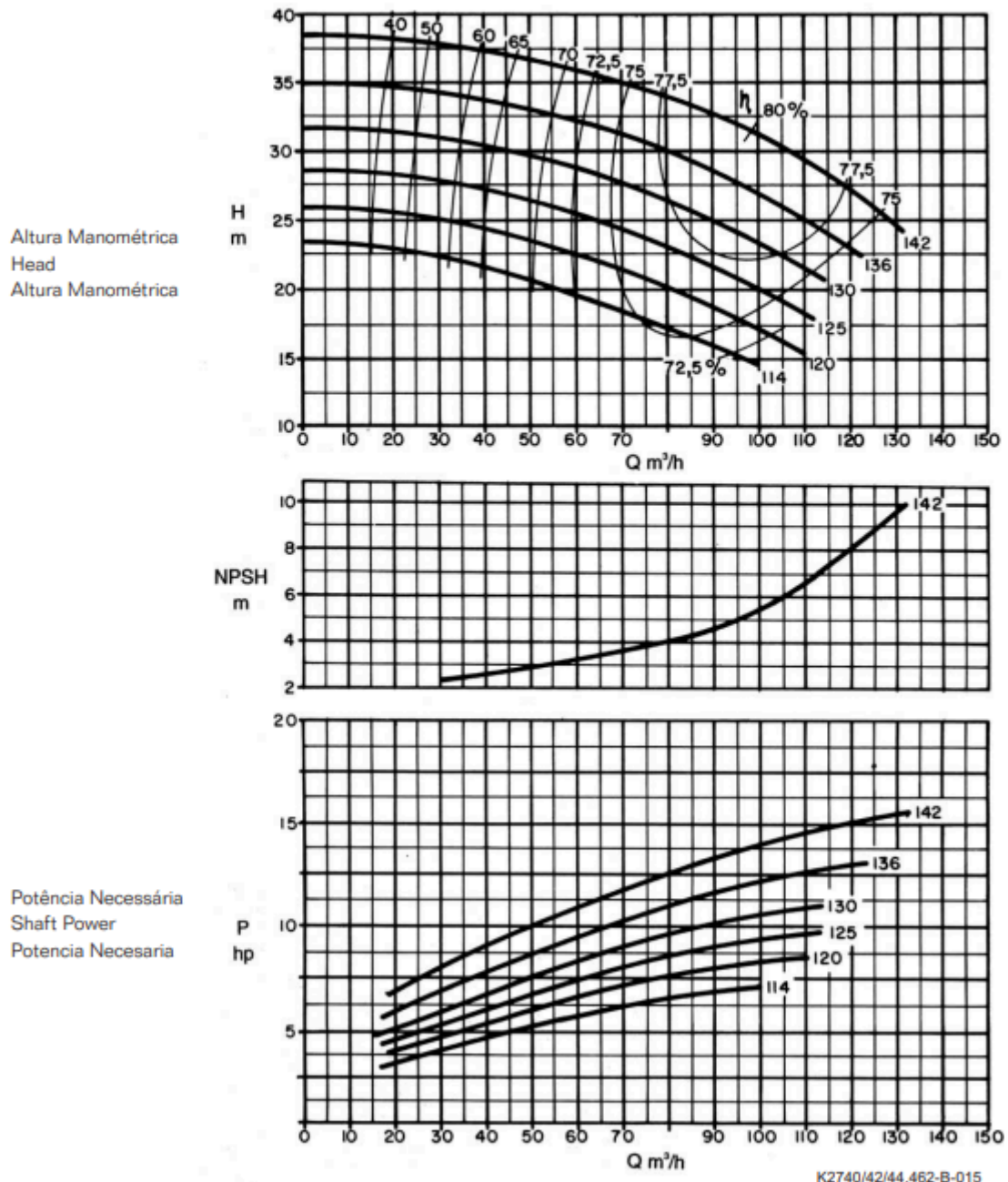
Johnson Controls Denmark ApS · Sabroe Factory  
Christian X's Vej 201 · 8270 Højbjerg · Denmark  
Phone +45 87 36 70 00 · Fax +45 87 36 70 05  
www.sabroe.com



Fonte: Johnson Controls, 2012.

### ANEXO C - CURVA CARACTERÍSTICA BOMBA KSB 50-125R;

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	<b>KSB MEGANORM KSB MEGABLOC KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V</b>	Tamanho Size Tamaño	<b>50-125</b>	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	<b>3500 rpm</b>	



Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.  
Data applies to a density of 1 kg/dm³ and Kinematic viscosity up to 20 mm²/s.  
Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Garantia das características de funcionamento conforme ISO 9906 anexo A.  
Operating data according to ISO 9906 annex A.  
Garantía de las características de funcionamiento según ISO 9906 suplemento A.

**ANEXO D - PRESSÃO ATMOSFÉRICA EM FUNÇÃO DA ALTITUDE;**

Altitude (m)	Pressão (mbar)
0	1 013
500	955
1 000	899
2 000	795
5 000	540
8 000	356

Fonte: Dall'amico.

## ANEXO E - TABELA TERMODINÂMICA ÁGUA SATURADA;

**576** Fundamentos da Termodinâmica

**Tabela B.1** — Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1.1 Água saturada: tabela em função da temperatura												
Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v <sub>l</sub>	v <sub>v</sub>	u <sub>l</sub>	u <sub>lv</sub>	u <sub>v</sub>	h <sub>l</sub>	h <sub>lv</sub>	h <sub>v</sub>	s <sub>l</sub>	s <sub>lv</sub>	s <sub>v</sub>
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2386
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,46	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2706,30	1,5275	5,6020	7,1295
125	232,1	0,001065	0,77059	524,72	2009,91	2534,63	524,96	2188,50	2713,46	1,5812	5,4962	7,0774
130	270,1	0,001070	0,66850	546,00	1993,90	2539,90	546,29	2174,16	2720,46	1,6343	5,3925	7,0269
135	313,0	0,001075	0,58217	567,34	1977,69	2545,03	567,67	2159,59	2727,26	1,6869	5,2907	6,9777
140	361,3	0,001080	0,50885	588,72	1961,30	2550,02	589,11	2144,75	2733,87	1,7390	5,1908	6,9298
145	415,4	0,001085	0,44632	610,16	1944,69	2554,86	610,61	2129,65	2740,26	1,7906	5,0926	6,8832
150	475,9	0,001090	0,39278	631,66	1927,87	2559,54	632,18	2114,26	2746,44	1,8417	4,9960	6,8378
155	543,1	0,001096	0,34676	653,23	1910,82	2564,04	653,82	2098,56	2752,39	1,8924	4,9010	6,7934
160	617,8	0,001102	0,30706	674,85	1893,52	2568,37	675,53	2082,55	2758,09	1,9426	4,8075	6,7501
165	700,5	0,001108	0,27269	696,55	1875,97	2572,51	697,32	2066,20	2763,53	1,9924	4,7153	6,7078
170	791,7	0,001114	0,24283	718,31	1858,14	2576,46	719,20	2049,50	2768,70	2,0418	4,6244	6,6663
175	892,0	0,001121	0,21680	740,16	1840,03	2580,19	741,16	2032,42	2773,58	2,0909	4,5347	6,6256
180	1002,2	0,001127	0,19405	762,08	1821,62	2583,70	763,21	2014,96	2778,16	2,1395	4,4461	6,5857

Fonte: Borgnakke, 2013.

## ANEXO F - TABELA TERMODINÂMICA AMÔNIA;

Apêndice B – Tabelas Termodinâmicas

587

**Tabela B.2.2**  
Amônia superaquecida

T °C	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)
	50 kPa (-46,53 °C)				100 kPa (-33,60 °C)				150 kPa (-25,22 °C)			
Sat.	2,1752	1269,6	1378,3	6,0839	1,1381	1284,9	1398,7	5,8401	0,7787	1294,1	1410,9	5,6983
-30	2,3448	1296,2	1413,4	6,2333	1,1573	1291,0	1406,7	5,8734	-	-	-	-
-20	2,4463	1312,3	1434,6	6,3187	1,2101	1307,8	1428,8	5,9626	0,7977	1303,3	1422,9	5,7465
-10	2,5471	1328,4	1455,7	6,4006	1,2621	1324,6	1450,8	6,0477	0,8336	1320,7	1445,7	5,8349
0	2,6474	1344,5	1476,9	6,4795	1,3136	1341,3	1472,6	6,1291	0,8689	1337,9	1468,3	5,9189
10	2,7472	1360,7	1498,1	6,5556	1,3647	1357,9	1494,4	6,2073	0,9037	1355,0	1490,6	5,9992
20	2,8466	1377,0	1519,3	6,6293	1,4153	1374,5	1516,1	6,2826	0,9382	1372,0	1512,8	6,0761
30	2,9458	1393,3	1540,6	6,7008	1,4657	1391,2	1537,7	6,3553	0,9723	1389,0	1534,9	6,1502
40	3,0447	1409,8	1562,0	6,7703	1,5158	1407,9	1559,5	6,4258	1,0062	1406,0	1556,9	6,2217
50	3,1435	1426,3	1583,5	6,8379	1,5658	1424,7	1581,2	6,4943	1,0398	1423,0	1578,9	6,2910
60	3,2421	1443,0	1605,1	6,9038	1,6156	1441,5	1603,1	6,5609	1,0734	1440,0	1601,0	6,3583
70	3,3406	1459,9	1626,9	6,9682	1,6653	1458,5	1625,1	6,6258	1,1068	1457,2	1623,2	6,4238
80	3,4390	1476,9	1648,8	7,0312	1,7148	1475,6	1647,1	6,6892	1,1401	1474,4	1645,4	6,4877
100	3,6355	1511,4	1693,2	7,1533	1,8137	1510,3	1691,7	6,8120	1,2065	1509,3	1690,2	6,6112
120	3,8318	1546,6	1738,2	7,2708	1,9124	1545,7	1736,9	6,9300	1,2726	1544,8	1735,6	6,7297
140	4,0280	1582,5	1783,9	7,3842	2,0109	1581,7	1782,8	7,0439	1,3386	1580,9	1781,7	6,8439
160	4,2240	1619,2	1830,4	7,4941	2,1093	1618,5	1829,4	7,1540	1,4044	1617,8	1828,4	6,9544
180	4,4199	1656,7	1877,7	7,6008	2,2075	1656,0	1876,8	7,2609	1,4701	1655,4	1875,9	7,0615
200	4,6157	1694,9	1925,7	7,7045	2,3057	1694,3	1924,9	7,3648	1,5357	1693,7	1924,1	7,1656
220	-	-	-	-	-	-	-	-	1,6013	1732,9	1973,1	7,2670
	200 kPa (-18,86°C)				300 kPa (-9,24°C)				400 kPa (-1,89°C)			
Sat.	0,5946	1300,6	1419,6	5,5979	0,40607	1309,9	1431,7	5,4565	0,30942	1316,4	1440,2	5,3559
-10	0,6193	1316,7	1440,6	5,6791	-	-	-	-	-	-	-	-
0	0,6465	1334,5	1463,8	5,7659	0,42382	1327,5	1454,7	5,5420	0,31227	1320,2	1445,1	5,3741
10	0,6732	1352,1	1486,8	5,8484	0,44251	1346,1	1478,9	5,6290	0,32701	1339,9	1470,7	5,4663
20	0,6995	1369,5	1509,4	5,9270	0,46077	1364,4	1502,6	5,7113	0,34129	1359,1	1495,6	5,5525
30	0,7255	1386,8	1531,9	6,0025	0,47870	1382,3	1526,0	5,7896	0,35520	1377,7	1519,8	5,6338
40	0,7513	1404,0	1554,3	6,0751	0,49636	1400,1	1549,0	5,8645	0,36884	1396,1	1543,6	5,7111
50	0,7769	1421,3	1576,6	6,1453	0,51382	1417,8	1571,9	5,9365	0,38226	1414,2	1567,1	5,7850
60	0,8023	1438,5	1598,9	6,2133	0,53111	1435,4	1594,7	6,0060	0,39550	1432,2	1590,4	5,8560
70	0,8275	1455,8	1621,3	6,2794	0,54827	1453,0	1617,5	6,0732	0,40860	1450,1	1613,6	5,9244
80	0,8527	1473,1	1643,7	6,3437	0,56532	1470,6	1640,2	6,1385	0,42160	1468,0	1636,7	5,9907
100	0,9028	1508,2	1688,8	6,4679	0,59916	1506,1	1685,8	6,2642	0,44732	1503,9	1682,8	6,1179
120	0,9527	1543,8	1734,4	6,5869	0,63276	1542,0	1731,8	6,3842	0,47279	1540,1	1729,2	6,2390
140	1,0024	1580,1	1780,6	6,7015	0,66618	1578,5	1778,3	6,4996	0,49808	1576,8	1776,0	6,3552
160	1,0519	1617,0	1827,4	6,8123	0,69946	1615,6	1825,4	6,6109	0,52323	1614,1	1823,4	6,4671
180	1,1014	1654,7	1875,0	6,9196	0,73263	1653,4	1873,2	6,7188	0,54827	1652,1	1871,4	6,5755
200	1,1507	1693,2	1923,3	7,0239	0,76572	1692,0	1921,7	6,8235	0,57321	1690,8	1920,1	6,6806
220	1,2000	1732,4	1972,4	7,1255	0,79872	1731,3	1970,9	6,9254	0,59809	1730,3	1969,5	6,7828
240	-	-	-	-	0,83167	1771,4	2020,9	7,0247	0,62289	1770,5	2019,6	6,8825
260	-	-	-	-	0,86455	1812,2	2071,6	7,1217	0,64764	1811,4	2070,5	6,9797

## 588 Fundamentos da Termodinâmica

**Tabela B.2.2** (continuação)  
Amônia superaquecida

$T$ °C	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)
500 kPa (4,13 °C)				600 kPa (9,28 °C)				800 kPa (17,85 °C)				
Sat.	0,25035	1321,3	1446,5	5,2776	0,21038	1325,2	1451,4	5,2133	0,15958	1330,9	1458,6	5,1110
10	0,25757	1333,5	1462,3	5,3340	0,21115	1326,7	1453,4	5,2205	-	-	-	-
20	0,26949	1353,6	1488,3	5,4244	0,22154	1347,9	1480,8	5,3156	0,16138	1335,8	1464,9	5,1328
30	0,28103	1373,0	1513,5	5,5090	0,23152	1368,2	1507,1	5,4037	0,16947	1358,0	1493,5	5,2287
40	0,29227	1392,0	1538,1	5,5889	0,24118	1387,8	1532,5	5,4862	0,17720	1379,0	1520,8	5,3171
50	0,30328	1410,6	1562,2	5,6647	0,25059	1406,9	1557,3	5,5641	0,18465	1399,3	1547,0	5,3996
60	0,31410	1429,0	1586,1	5,7373	0,25981	1425,7	1581,6	5,6383	0,19189	1419,0	1572,5	5,4774
70	0,32478	1447,3	1609,6	5,8070	0,26888	1444,3	1605,7	5,7094	0,19896	1438,3	1597,5	5,5513
80	0,33535	1465,4	1633,1	5,8744	0,27783	1462,8	1629,5	5,7778	0,20590	1457,4	1622,1	5,6219
100	0,35621	1501,7	1679,8	6,0031	0,29545	1499,5	1676,8	5,9081	0,21949	1495,0	1670,6	5,7555
120	0,37681	1538,2	1726,6	6,1253	0,31281	1536,3	1724,0	6,0314	0,23280	1532,5	1718,7	5,8811
140	0,39722	1575,2	1773,8	6,2422	0,32997	1573,5	1771,5	6,1491	0,24590	1570,1	1766,9	6,0006
160	0,41748	1612,7	1821,4	6,3548	0,34699	1611,2	1819,4	6,2623	0,25886	1608,2	1815,3	6,1150
180	0,43764	1650,8	1869,6	6,4636	0,36389	1649,5	1867,8	6,3717	0,27170	1646,8	1864,2	6,2254
200	0,45771	1689,6	1918,5	6,5691	0,38071	1688,5	1916,9	6,4776	0,28445	1686,1	1913,6	6,3322
220	0,47770	1729,2	1968,1	6,6717	0,39745	1728,2	1966,6	6,5806	0,29712	1726,0	1963,7	6,4358
240	0,49763	1769,5	2018,3	6,7717	0,41412	1768,6	2017,0	6,6808	0,30973	1766,7	2014,5	6,5367
260	0,51749	1810,6	2069,3	6,8692	0,43073	1809,8	2068,2	6,7786	0,32228	1808,1	2065,9	6,6350
280	-	-	-	-	-	-	-	-	0,33477	1850,2	2118,0	6,7310
300	-	-	-	-	-	-	-	-	0,34722	1893,1	2170,9	6,8248
1000 kPa (24,90°C)				1200 kPa (30,94°C)				1400 kPa (36,26°C)				
Sat.	0,12852	1334,9	1463,4	5,0304	0,10751	1337,8	1466,8	4,9635	0,09231	1339,8	1469,0	4,9060
30	0,13206	1347,1	1479,1	5,0826	-	-	-	-	-	-	-	-
40	0,13868	1369,8	1508,5	5,1778	0,11287	1360,0	1495,4	5,0564	0,09432	1349,5	1481,6	4,9463
50	0,14499	1391,3	1536,3	5,2654	0,11846	1383,0	1525,1	5,1497	0,09942	1374,2	1513,4	5,0462
60	0,15106	1412,1	1563,1	5,3471	0,12378	1404,8	1553,3	5,2357	0,10423	1397,2	1543,1	5,1370
70	0,15695	1432,2	1589,1	5,4240	0,12890	1425,8	1580,5	5,3159	0,10882	1419,2	1571,5	5,2209
80	0,16270	1451,9	1614,6	5,4971	0,13387	1446,2	1606,8	5,3916	0,11324	1440,3	1598,8	5,2994
100	0,17389	1490,5	1664,3	5,6342	0,14347	1485,8	1658,0	5,5325	0,12172	1481,0	1651,4	5,4443
120	0,18477	1528,6	1713,4	5,7622	0,15275	1524,7	1708,0	5,6631	0,12986	1520,7	1702,5	5,5775
140	0,19545	1566,8	1762,2	5,8834	0,16181	1563,3	1757,5	5,7860	0,13777	1559,9	1752,8	5,7023
160	0,20597	1605,2	1811,2	5,9992	0,17071	1602,2	1807,1	5,9031	0,14552	1599,2	1802,9	5,8208
180	0,21638	1644,2	1860,5	6,1105	0,17950	1641,5	1856,9	6,0156	0,15315	1638,8	1853,2	5,9343
200	0,22669	1683,7	1910,4	6,2182	0,18819	1681,3	1907,1	6,1241	0,16068	1678,9	1903,8	6,0437
220	0,23693	1723,9	1960,8	6,3226	0,19680	1721,8	1957,9	6,2292	0,16813	1719,6	1955,0	6,1495
240	0,24710	1764,8	2011,9	6,4241	0,20534	1762,9	2009,3	6,3313	0,17551	1761,0	2006,7	6,2523
260	0,25720	1806,4	2063,6	6,5229	0,21382	1804,7	2061,3	6,4308	0,18283	1803,0	2059,0	6,3523
280	0,26726	1848,8	2116,0	6,6194	0,22225	1847,3	2114,0	6,5278	0,19010	1845,8	2111,9	6,4498
300	0,27726	1891,8	2169,1	6,7137	0,23063	1890,6	2167,3	6,6225	0,19732	1889,3	2165,5	6,5450
320	-	-	-	-	0,23897	1934,6	2221,3	6,7151	0,20450	1933,5	2219,8	6,6380

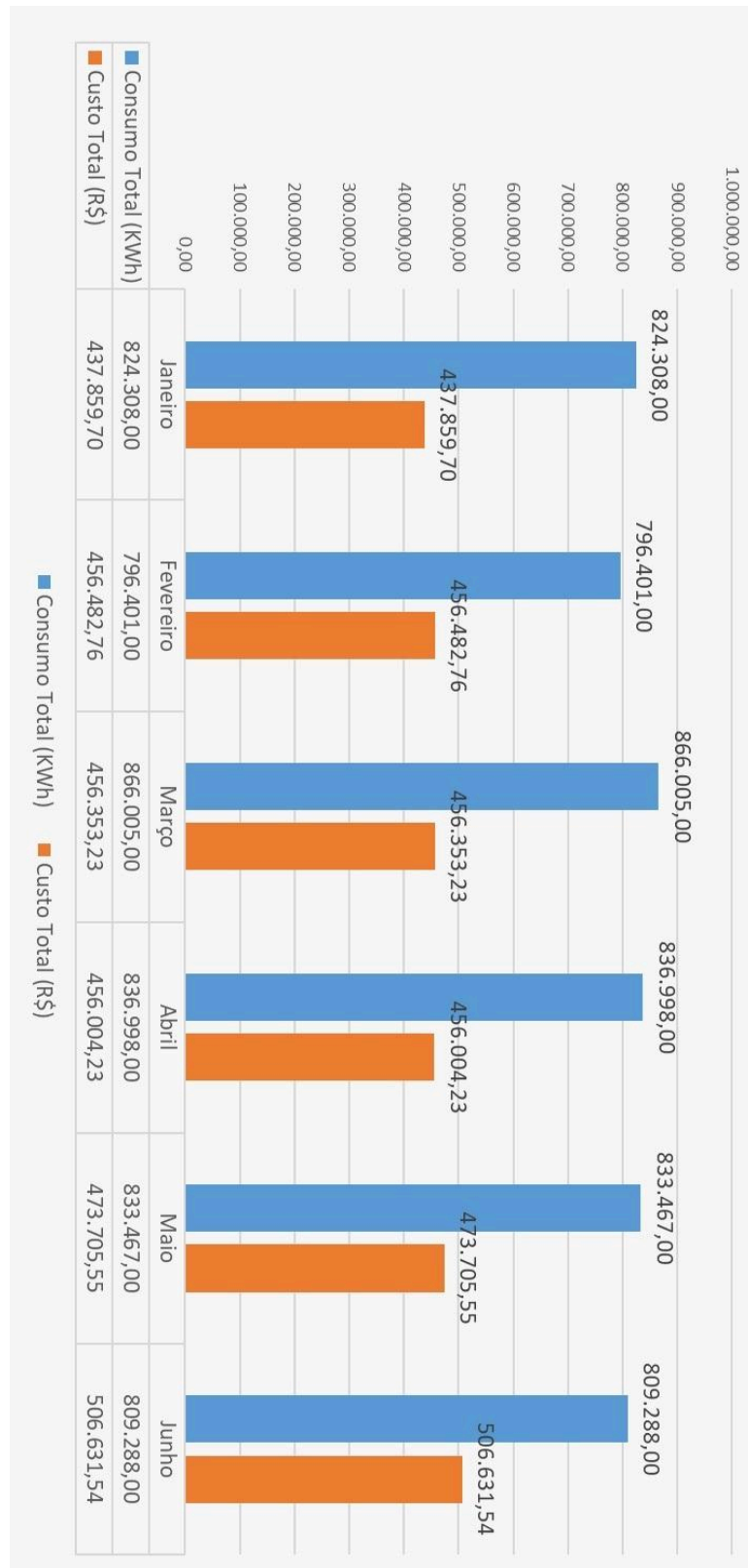
**Tabela B.2.2 (continuação)**  
**Amônia superaquecida**

$T$ °C	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)
	1600 kPa (41,03 °C)				2000 kPa (49,37 °C)			
Sat.	0,08079	1341,2	1470,5	4,8553	0,06444	1342,6	1471,5	4,7680
50	0,08506	1364,9	1501,0	4,9510	0,06471	1344,5	1473,9	4,7754
60	0,08951	1389,3	1532,5	5,0472	0,06875	1372,3	1509,8	4,8848
70	0,09372	1412,3	1562,3	5,1351	0,07246	1397,8	1542,7	4,9821
80	0,09774	1434,3	1590,6	5,2167	0,07595	1421,6	1573,5	5,0707
100	0,10539	1476,2	1644,8	5,3659	0,08248	1466,1	1631,1	5,2294
120	0,11268	1516,6	1696,9	5,5018	0,08861	1508,3	1685,5	5,3714
140	0,11974	1556,4	1748,0	5,6286	0,09447	1549,3	1738,2	5,5022
160	0,12662	1596,1	1798,7	5,7485	0,10016	1589,9	1790,2	5,6251
180	0,13339	1636,1	1849,5	5,8631	0,10571	1630,6	1842,0	5,7420
200	0,14005	1676,5	1900,5	5,9734	0,11116	1671,6	1893,9	5,8540
220	0,14663	1717,4	1952,0	6,0800	0,11652	1713,1	1946,1	5,9621
240	0,15314	1759,0	2004,1	6,1834	0,12182	1755,2	1998,8	6,0668
260	0,15959	1801,3	2056,7	6,2839	0,12705	1797,9	2052,0	6,1685
280	0,16599	1844,3	2109,9	6,3819	0,13224	1841,3	2105,8	6,2675
300	0,17234	1888,0	2163,7	6,4775	0,13737	1885,4	2160,1	6,3641
320	0,17865	1932,4	2218,2	6,5710	0,14246	1930,2	2215,1	6,4583
340	0,18492	1977,5	2273,4	6,6624	0,14751	1975,6	2270,7	6,5505
360	0,19115	2023,3	2329,1	6,7519	0,15253	2021,8	2326,8	6,6406
	5000 kPa (88,90 °C)				10 000 kPa (125,20 °C)			
Sat.	0,02365	1323,2	1441,4	4,3454	0,00826	1206,8	1289,4	3,7587
100	0,02636	1369,7	1501,5	4,5091	-	-	-	-
120	0,03024	1435,1	1586,3	4,7306	-	-	-	-
140	0,03350	1489,8	1657,3	4,9068	0,01195	1341,8	1461,3	4,1839
160	0,03643	1539,5	1721,7	5,0591	0,01461	1432,2	1578,3	4,4610
180	0,03916	1586,9	1782,7	5,1968	0,01666	1500,6	1667,2	4,6617
200	0,04174	1633,1	1841,8	5,3245	0,01842	1560,3	1744,5	4,8287
220	0,04422	1678,9	1900,0	5,4450	0,02001	1615,8	1816,0	4,9767
240	0,04662	1724,8	1957,9	5,5600	0,02150	1669,2	1884,2	5,1123
260	0,04895	1770,9	2015,6	5,6704	0,02290	1721,6	1950,6	5,2392
280	0,05123	1817,4	2073,6	5,7771	0,02424	1773,6	2015,9	5,3596
300	0,05346	1864,5	2131,8	5,8805	0,02552	1825,5	2080,7	5,4746
320	0,05565	1912,1	2190,3	5,9809	0,02676	1877,6	2145,2	5,5852
340	0,05779	1960,3	2249,2	6,0786	0,02796	1930,0	2209,6	5,6921
360	0,05990	2009,1	2308,6	6,1738	0,02913	1982,8	2274,1	5,7955
380	0,06198	2058,5	2368,4	6,2668	0,03026	2036,1	2338,7	5,8960
400	0,06403	2108,4	2428,6	6,3576	0,03137	2089,8	2403,5	5,9937
420	0,06606	2159,0	2489,3	6,4464	0,03245	2143,9	2468,5	6,0888
440	0,06806	2210,1	2550,4	6,5334	0,03351	2198,5	2533,7	6,1815

Fonte: Borgnakke, 2013.

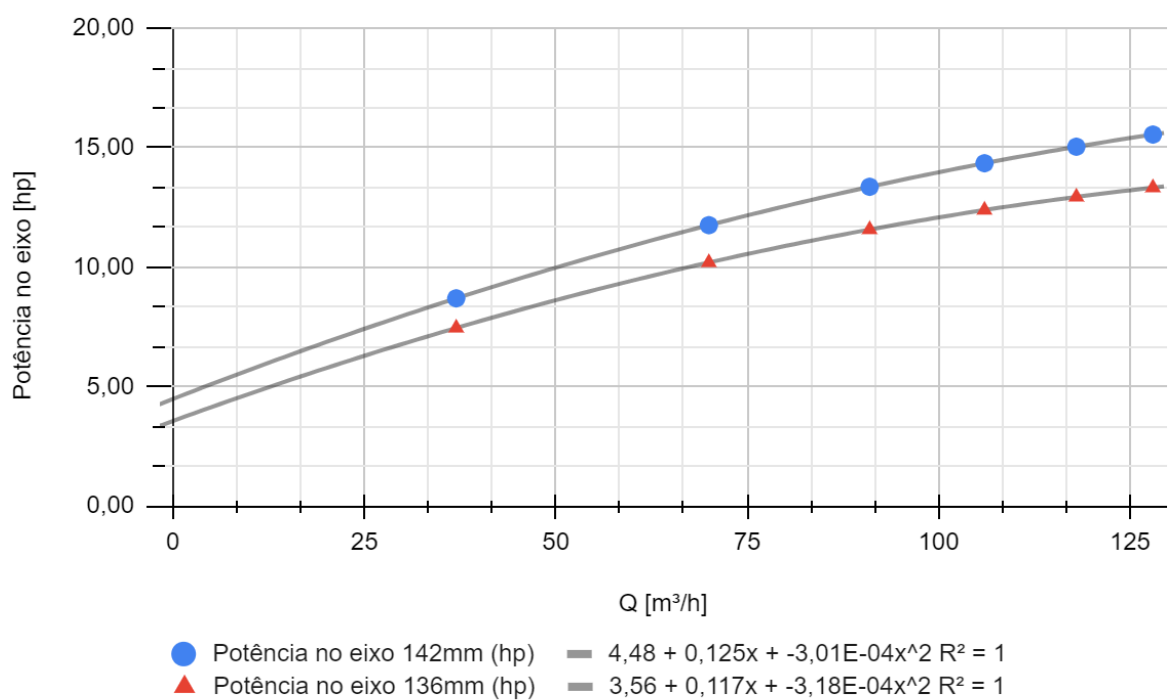
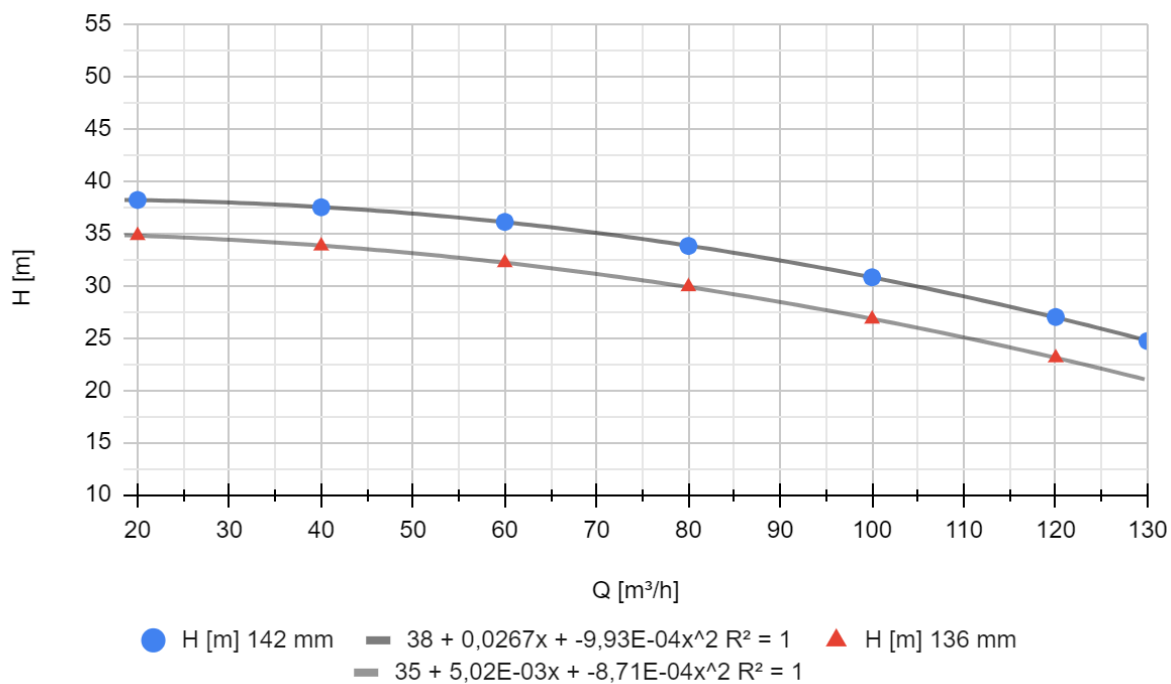
## **APÊNDICES**

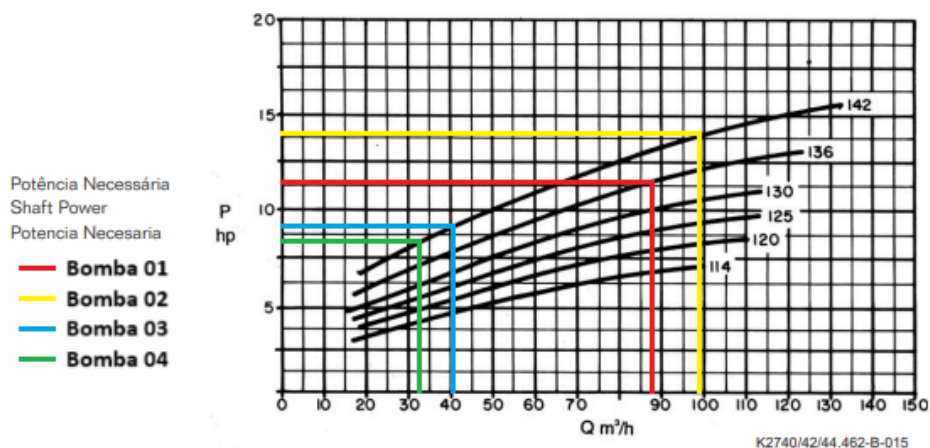
## APÊNDICE A - CONSUMO X CUSTO ENERGIA ELÉTRICA;



Fonte: O autor, 2024.

## APÊNDICE B - CURVA CARACTERÍSTICA BOMBA ÁGUA GELADA;





Fonte: O autor, 2024.

### APÊNDICE C - MEMORIAL DE CÁLCULO PROPOSTA DE MELHORIA;

Inicialmente foi realizado o cálculo da média da potência consumida por cada um dos motores elétricos dos compressores do regime de -10 à 35°C.

- CAM-801 (capacidade de 33%) = 58,85 kW;
- CAM-801 (capacidade de 66%) = 65,38 kW;
- CAM-802 (capacidade de 33%) = 44,44 kW;
- CAM-802 (capacidade de 66%) = 65,47 kW;
- CAM-802 (capacidade de 100%) = 87,83 kW;
- CAM-803 (capacidade de 33%) = 39,58 kW;
- CAM-803 (capacidade de 100%) = 80,36 kW.

Também foi realizado o cálculo da média do consumo durante as coletas realizadas, assim, foi possível calcular a potência consumida pelos motores do regime durante as coletas realizadas.

$$Pot_{consumida} = Pot_{CAM-801} + Pot_{CAM-802} + Pot_{CAM-803} = 57,15 + 47,40 + 78,85 = 183,40 \text{ kW}$$

Dessa forma, foi possível verificar o gasto durante o período de um mês no consumo de energia elétrica, como demonstrado abaixo.

$$Custo_{mensal} = Pot_{consumida} \cdot (\text{tempo. de. operação}) \cdot (\text{dias. de. operação}) \cdot (\text{custo. do. kW})$$

$$Custo_{mensal} = 183,40 \cdot 24 \cdot 31 \cdot 0,55 = R\$ 75.047,06$$

Após isso, foi utilizado o cálculo de consumo de energia mensal com base em cada um dos casos citados no capítulo 6.1.

$$Custo_{Caso1} = 183,64 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,5926) \cdot 0,55 = R\$ 44.532,03$$

$$Custo_{Caso2} = 204,68 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,1111) \cdot 0,55 = R\$ 9.305,05$$

$$Custo_{Caso3} = 168,19 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,5926) \cdot 0,55 = R\$ 40.785,64 \text{ (comparação caso 1)}$$

$$Custo_{Caso3} = 168,19 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,1111) \cdot 0,55 = R\$ 7.646,45 \text{ (comparação caso 2)}$$

$$Custo_{Caso4} = 168,19 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,5926) \cdot 0,55 = R\$ 35.362,82 \text{ (comparação caso 1)}$$

$$Custo_{Caso4} = 168,19 \cdot 24 \cdot (31 \cdot 0,1111) \cdot 0,55 = R\$ 6.629,78 \text{ (comparação caso 2)}$$

Por fim, foram então realizadas as comparações entre os casos.

- Comparação economia do caso 4 com custo caso 1:

$$\%economia = \frac{(Custo_{Caso1} - Custo_{Caso4})}{Custo_{Caso1}} \cdot 100 = \frac{9169,21}{44532,03} = 20,59\%$$

- Comparação economia do caso 4 com custo mensal:

$$\%economia = \frac{(Custo_{Caso1} - Custo_{Caso4})}{Custo_{mensal}} \cdot 100 = \frac{9169,21}{75047,06} = 12,21\%$$

- Comparação economia do caso 3 com custo caso 2:

$$\%economia = \frac{(Custo_{Caso2} - Custo_{Caso3})}{Custo_{Caso2}} \cdot 100 = \frac{1658,61}{9305,05} = 17,82\%$$

- Comparação economia do caso 4 com custo mensal:

$$\%economia = \frac{(Custo_{Caso2} - Custo_{Caso3})}{Custo_{mensal}} \cdot 100 = \frac{1658,61}{75047,06} = 2,21\%$$

- Comparação economia total com custo mensal:

$$\%economia = \frac{(Custo_{Caso1} - Custo_{Caso4}) + (Custo_{Caso2} - Custo_{Caso3})}{Custo_{mensal}} \cdot 100 = \frac{10827,82}{75047,06} = 14,43\%$$