



CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA

**PROJETO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA PARA O ARMAZENAMENTO E
CONSERVAÇÃO DE CARNES EM UM SUPERMERCADO EM SANTO ANTÔNIO
DE PÁDUA - RJ**

Itaperuna-RJ

2021

ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA

**PROJETO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA PARA O ARMAZENAMENTO E
CONSERVAÇÃO DE CARNES EM UM SUPERMERCADO EM SANTO ANTÔNIO
DE PÁDUA - RJ**

Trabalho de Conclusão de
Curso II apresentado como
requisito parcial para obtenção
do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica ao Centro
Universitário Redentor.

Orientador: Daniel dos Passos Gallo

Itaperuna-RJ

2021

FOLHA DE APROVAÇÃO

Autor (a): ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA

Título: PROJETO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA PARA O ARMAZENAMENTO E CONSERVAÇÃO DE CARNES EM UM SUPERMERCADO EM SANTO ANTÔNIO DE PÁDUA -RJ

Natureza: Trabalho de Conclusão de Curso

Objetivo: Título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Instituição: Centro Universitário Redentor

Área de Concentração: Projeto de Engenharia Mecânica com Ênfase em Mecânica Térmica

Aprovada em: ____/____/____

Banca Examinadora:

Prof. Daniel dos Passos Gallo.

Especialista em Engenharia de Segurança do Trabalho

Instituição: Centro Universitário Redentor - Itaperuna

Prof. Vinícius de Oliveira Barbosa.

Especialista em Automação Industrial

Instituição: Universidade Cândido Mendes - UCAM

Eng. Cristiane Aparecida Raimundo

Especialista em Engenharia e Gerenciamento de Manutenção

Instituição: Faculdade ÚNICA

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, que me deu forças durante toda a minha caminhada rumo a concretização desse sonho.

Agradeço aos meus irmãos Roseli, Rosemário, Roberci e Regina Célia por nunca me deixar desistir e me apoiar durante os momentos mais difíceis da minha vida.

Agradeço a minha professora e tia Heloísa Isabel Dias da Silva Anastácio que me apoiou com seus conhecimentos e me incentivou a nunca desistir dos meus sonhos.

Agradeço *in memoria* ao professor e amigo Sergio Souza Dias, que sempre ajudou na minha jornada acadêmica e dividiu parte de seu conhecimento comigo.

Agradeço a empresa INPROL (Indústria de produtos de limpeza LTDA), pelo voto de confiança e pelo apoio na realização desse sonho.

Agradeço ao meu orientador Daniel dos Passos Gallo, por seu apoio e por dividir seu conhecimento comigo.

ROGERIO LUIZ DA SILVA COSTA

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis”.
José de Alencar

RESUMO

A refrigeração é o meio mais comum para a conservação de alimentos perecíveis e tem como vantagem o armazenamento do produto. Uma câmara frigorífica tem como objetivo, garantir a armazenagem de produtos alimentícios de maneira refrigerada ou congelada. E as câmaras frias são de grande importância para o armazenamento de produtos a uma temperatura regida pela norma regulamentadora, de forma a garantir a integridade do produto e mantendo suas propriedades. Este projeto teve como objetivo dimensionamento de uma câmara frigorífica para o armazenamento de carne em um mercado na cidade de Santo Antônio de Pádua – RJ. No qual através de uma pesquisa bibliográfica e do desenvolvimento dos cálculos envolvidos no projeto, foi feito o correto dimensionamento da câmara fria com a escolha dos componentes frigoríficos para suprir a capacidade de armazenamento de 8.000 kg de carne. Mantendo a qualidade do produto e atendendo a todos os requisitos do projeto. No qual chegou se a uma carga térmica total de 77.405,14 Kcal/h. E mediante esse valor através da carga térmica requerida de 3.686 Kcal/h, foram selecionados os equipamentos necessários para a climatização da câmara frigorífica, chegando a um orçamento de R\$ 71.028,67.

Palavras-chave: Armazenamento; Carne; Câmaras frias; Dimensionamento.

ABSTRACT

Refrigeration is the most common way to preserve perishable food and has the advantage of storing the product. A cold room is intended to ensure the storage of food products in a refrigerated or frozen manner. And cold rooms are of great importance for the storage of products at a temperature governed by the regulatory standard, in order to ensure the integrity of the product and maintain its properties. This project aimed to design a cold storage room for meat storage in a market in the city of Santo Antônio de Pádua – RJ. In which, through a bibliographical research and the development of the calculations involved in the project, the correct dimensioning of the cold chamber was made with the choice of refrigeration components to supply the storage capacity of 8,000 kg of meat. Maintaining product quality and meeting all project requirements. In which a total thermal load of 77,405.14 *kcal/h* was reached. And based on this value through the required thermal load of 3,686 Kcal/h, the necessary equipment for the air conditioning of the cold room was selected, reaching a budget of R\$ 71.028,67.

Keywords: Storage; Meat; Cold chambers; Sizing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo por compressão a vapor.	16
Figura 2: Diagrama do ciclo por compressão a vapor.	17
Figura 3: Placa de poliestireno.	23
Figura 4: Dados da placa de poliestireno em diferentes espessuras.	25
Figura 5: Cortina de ar.	31
Figura 6: Evaporador.	33
Figura 7: Unidade condensadora.	36
Figura 8: Válvula de expansão termostática.	38
Figura 9: Tabela para a seleção da tubulação da linha de sucção.	39
Figura 10: Tabela para a seleção da tubulação da linha de líquido.	40
Figura 11: Informações técnicas do evaporador.	48
Figura 12: Dados técnicos do evaporador.	49
Figura 13: Informações técnicas da unidade condensadora.	50
Figura 14: Unidade condensadora Danfoss	50
Figura 15: Diagrama de Mollier do circuito frigorífico.	51
Figura 16: Condições de operação do circuito frigorífico.	51
Figura 17: Tabela de seleção do tipo de válvula.	52
Figura 18: Válvula modelo T2/01 da Danfoss.	52
Figura 19: Seleção de diâmetro de tubulação para a linha de Sucção.	53
Figura 20: Seleção de diâmetro de tubulação para a linha de líquido.	53
Figura 21: Porta da câmara.	54
Figura 22: Identificação dos componentes do circuito do sistema de refrigeração.	54
Figura 23: Vista isométrica da câmara fria	55
Figura 24: Taxa das cargas térmica.	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Densidade de armazenagem de alguns produtos.	21
Tabela 2: Valores para paredes ensolaradas.	25
Tabela 3: Calor específico de alguns produtos.	27
Tabela 4: Iluminância em lux de acordo com a atividade.	27
Tabela 5: Número de troca de ar.	30
Tabela 6: Carga de infiltração em kcal/m ³	30
Tabela 7: Umidade relativa dos produtos.	34
Tabela 8: Dados iniciais da câmara fria.	41
Tabela 9: Valores das cargas térmicas encontradas.	47
Tabela 10: Dimensões estabelecidas da câmara fria.	55
Tabela 11: Principais componentes selecionados no dimensionamento.	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$A_{\text{câmara}}$ — Área da câmara fria (m^2)

$A_{\text{mínima}}$ — Área mínima da câmara fria (m^2)

A_{parede} — Área da parede (m^2)

b — Largura da câmara (m)

C — Capacidade de estocagem da câmara em (kg)

C_{esp} — Calor específico do produto (kcal/kg.K)

D — Densidade de estocagem em (kg/m^3)

dT — acréscimo de temperatura devido à insolação ($^{\circ}\text{C}$)

E — A efetividade do dispositivo de proteção

E_{sp} — Espessura do material (mm)

F_c — Coeficiente segundo o tipo de compressor utilizado em relação às condições de trabalho

G — O ganho de energia por m^3 de câmara, em função de temperaturas e umidade relativa interna e externa em (kcal/m^3)

K — Condutividade térmica do material ($\text{kcal/hm}^{\circ}\text{C}$)

L — Comprimento (m)

L_m — Fluxo luminoso em lúmen (lm)

L_{me} — Fluxo luminoso estimado (lm)

Lux — Iluminância ou densidade do fluxo luminoso na superfície (lm/m^2)

m — Massa de movimentação diária do produto (kg/24h)

N — O número de abertura de porta

$N_{\text{evaporadores}}$ — Número necessário de evaporadores

N_{heq} — O número de horas de uso do equipamento dentro da câmara por dia

N_{horas} — Número de horas trabalhadas

N_h — Número de horas de uso de trabalho dentro da câmara por dia por pessoa

$N_{\text{lâmpadas}}$ — Número de lâmpadas utilizadas na câmara

N_p — Número de pessoas

$N_{\text{trocas de ar}}$ — Número de troca de ar do evaporador

P — Potência de cada lâmpada (W)

P_{dir} — Pé direito em (m)

P_{equip} — A potência elétrica dos motores (w)

Q_{cond} — Calor de transmissão que flui através das paredes e do teto em kcal/h

Q_{con} — Carga térmica requerida do condensador (kcal/h)

$Q_{\text{condensador}}$ — Capacidade do condensador (kcal/h)

Q_{Re} — Carga térmica requerida pelo evaporador (kcal/h)

Q_{emba} — Calor específico da embalagem (kcal/h)

$Q_{\text{evaporador}}$ — Capacidade do evaporador selecionado (kcal/h)

Q_{final} — Carga térmica total com acréscimo de 10% (kcal/h)

Q_{ilum} — Carga térmica por iluminação (kcal/h)

Q_{infi} — Carga térmica devido a infiltração de ar (kcal/h)

Q_{moto} — Carga térmica devido aos motores elétricos (kcal/h)

Q_{pes} — Calor transmitido pela ocupação por pessoas (kcal/h)

Q_{prod} — Calor de resfriamento do produto (kcal/h)

Q_{total} — Carga térmica total da câmara fria (kcal/h)

T_{cons} — Temperatura de conservação (°C)

$T_{\text{efetivo de serviço diário}}$ — É o tempo efetivo de serviço diário

T_{evap} — Temperatura de evaporação (°C)

$T_{\text{ar ext}}$ — Temperatura do ar externo da câmara (°C)

$T_{\text{ar int}}$ — Temperatura do ar no interior da câmara (°C)

TR — Tonelada de refrigeração (Tr)

U — Coeficiente global de transmissão de calor do isolante térmico (kcal/h°C)

V_{produ} — Volume do produto (m³)

$V_{\text{câmara}}$ — Volume câmara (m³)

$V_{\text{evaporador}}$ — Vazão do evaporador (m³/h)

V_{minimo} — Volume mínimo da câmara (m³)

ΔT — Diferença de temperatura (°C)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	14
1.1 História da Refrigeração	14
1.2 Ciclo de Refrigeração	15
1.3 Conservação de Carnes em Câmaras Frias	18
1.4 Justificativa	19
1.5 Objetivo Geral e Específico	19
1.5.1 Objetivo Geral.....	19
1.5.2 Objetivos Específicos	19
2 MATERIAIS E MÉTODOS.....	20
2.1 Dimensionamento da Câmara Fria.....	20
2.2 Dados Iniciais Para o Dimensionamento da Câmara Fria	20
2.3 Cálculo do Volume Mínimo e da Área Mínima da Câmara Fria	20
2.4 Cálculo do volume e da Área da Câmara Fria.....	21
2.5 Isolamento Térmico	22
2.5.1 Poliestireno	23
2.6 Cálculo da Carga Térmica	23
2.6.1 Carga Térmica de Condução	24
2.6.2 Carga Térmica do Produto	26
2.6.3 Carga Térmica da Embalagem.....	27
2.6.4 Carga Térmica de Iluminação	27
2.6.5 Carga Térmica de Ocupação	28
2.6.6 Carga Térmica de Infiltração de Ar.....	29
2.6.6.1 Porta da Câmara fria	30
2.6.6.2 Cortina de Ar	31
2.6.7 Carga Térmica Devido aos Motoventiladores	31
2.6.8 Carga Térmica Total.....	32

2.7 Seleção dos Componentes do Sistema Frigorífico	32
2.7.1 Evaporador	33
2.7.1.1 Evaporadores de Convecção Forçada	33
2.7.1.2 Degelo.....	34
2.7.1.3 Degelo Forçado.....	34
2.7.1.4 Seleção dos Evaporadores	34
2.7.2 Unidade Condensadora	36
2.7.2.1 Seleção da Unidade Condensadora.....	37
2.7.3 Líquido Refrigerante R22	37
2.7.4 Válvula de Expansão Termostática	38
2.7.4.1 Seleção da Válvula de Expansão Termostática.....	38
2.7.5 Seleção do Diâmetro das Tubulações.....	39
2.8 Desenhos Técnicos do Projeto	40
2.9 Cronograma.....	40
3 RESULTADOS E DISCULSÃO	41
3.1 Dimensionamento da Câmara Fria.....	41
3.1.1 Cálculo da Área Mínima e do Volume Mínimo.....	41
3.2 Cálculo de Carga Térmica de Condução	42
3.2.1 Parede Norte.....	42
3.2.2 Parede Sul	43
3.2.3 Parede Oeste	43
3.2.4 Parede Leste.....	44
3.2.5 Teto.....	44
3.3 Cálculo da Carga Térmica do Produto	45
3.4 Cálculo da Carga Térmica da Embalagem	45
3.5 Cálculo da Iluminação	45
3.6 Cálculo da Carga Térmica de Ocupação	46

3.7 Cálculo da Carga Térmica de Infiltração de Ar	46
3.8 Cálculo da Carga Térmica dos Motoventiladores	46
3.9 Cálculo da Carga Térmica Total	47
3.10 Seleção dos Componentes do Sistema Frigorífico	47
3.10.1 Seleção do Evaporador	47
3.10.2 Seleção da Unidade Condensadora	49
3.10.2.1 Diagrama de Mollier	50
3.10.3 Seleção da Válvula de Expansão	51
3.10.4 Seleção da Tubulação	52
3.11 Porta da Câmara Frigorífica	53
3.12 Circuito do Sistema de Refrigeração	54
3.13 Visão Geral da Câmara	55
3.14 Considerações Finais do Projeto	55
3.16 Orçamento	56
4 CONCLUSÃO	57
REFERÊNCIAS	58
ANEXO 1 - CATÁLOGO DE EQUIPAMENTOS E COMPONENTES	61
ANEXO 2 – LÂMPADA INDUSTRIAL EHT23-S2000830	62
ANEXO 3 – CORTINA DE AR INTERNATIONAL REFRIGERAÇÃO	63
ANEXO 4 – CARRO GANCHEIRA	64
ANEXO 4 – DIAGRAMA P- H	65
APÊNDICE 2 – MEMORIAL DE CÁLCULO	68
APÊNDICE 3 – MEMORIAL DESCRITIVO	72
APÊNDICE 5 – DESENHOS TÉCNICOS	75

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração vem sendo utilizada desde o início dos tempos e ela pode ser compreendida como a ação de resfriar determinado ambiente de forma controlada, tanto para viabilizar processos, processar e conservar produtos ou efetuar climatização para conforto térmico. Assim, tem-se a refrigeração como principal ferramenta para armazenamento de produtos perecíveis. A câmara fria é uma etapa de grande importância na conservação desses produtos (COSTA, 2018).

Chagas (2012), define câmara fria como um espaço de armazenagem, que tenha as suas condições internas controladas por um sistema de refrigeração. Mais precisamente, são sistemas para resfriamento e armazenamento de produtos em maior escala se comparado a refrigeradores domésticos ou comerciais, sendo bastante utilizadas em frigoríficos, açougues, peixarias, e em alguns casos para armazenamento de vegetais e flores.

Segundo Soares (2010), as câmaras frias têm, como importância fundamental, conservar os alimentos. O armazenamento em câmaras frigoríficas conserva os alimentos frescos em temperaturas baixas e essa alocação retarda o desenvolvimento de microrganismos e a ação das enzimas. Esse fator, juntamente com a umidade relativa adequada, pois a umidade favorece a proliferação de fungos, permitem estocar o alimento para um uso futuro sem que ele estrague.

1.1 História da Refrigeração

A refrigeração já era utilizada pelo homem desde a época das antigas civilizações. Há indícios de que a civilização chinesa, muitos séculos antes da Era Cristã, usava o gelo natural, colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados, e conservava os cuidadosamente em poços, cobertos com palha e cavados na terra, com a finalidade de preservar as folhas de chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, para o preparo de bebidas e alimentos gelados. Observa-se que, durante muitos séculos, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de gelar alimentos e bebidas, para melhorar seu paladar (GUIMARÃES, 2012).

Durante cerca de meio século os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram se acumulando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho.

Entretanto, a produção propriamente dita fez poucos progressos neste período, em consequência da prevenção do público consumidor contra o gelo artificial, pois apesar de todos estarem cientes das vantagens apresentadas pela refrigeração, era crença geral que o gelo produzido pelo homem era prejudicial à saúde humana (MARTINELLI, 2003).

Em 1890, o inverno nos Estados Unidos, um dos maiores produtores de gelo natural da época, foi muito fraco. Em consequência, quase não houve formação de gelo neste ano, naquele país. Como não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o artificial, quebrando o tabu existente contra este último e mostrando, inclusive, que o mesmo era ainda melhor que o produto natural, por ser feito com água mais pura e poder ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo (MARTINELLI, 2003).

No início do século XX, e com o surgimento da eletricidade, pequenas máquinas e motores passaram a ser movimentadas por essa forma de energia. Com esta nova fonte de energia, os técnicos buscaram meios de produzir o frio em pequena escala, na própria residência dos usuários. O primeiro refrigerador doméstico surgiu em 1913, mas sua aceitação foi mínima, tendo em vista que o mesmo era constituído de um sistema de operação manual, exigindo atenção constante, muito esforço e apresentando baixo rendimento (GUIMARÃES, 2012).

Em 1918 apareceu o primeiro refrigerador automático, movido à eletricidade, e que foi fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos. A partir de 1920, a evolução foi tremenda, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos, cada vez mais modernos e funcionais, e com controles mais apurados (GUIMARÃES, 2012).

1.2 Ciclo de Refrigeração

O objetivo da refrigeração é manter um corpo ou meio com temperatura abaixo à do meio ambiente. A 2ª lei da termodinâmica diz que o fluxo de calor tende ir de um potencial maior (alta temperatura) para um potencial menor (baixa temperatura). Para poder transferir calor de uma temperatura menor para uma temperatura maior (WYLEN, 1995).

A forma mais usada de se obter este resultado é através da evaporação de um fluido refrigerante utilizando um sistema de refrigeração a vapor. Para que o processo

de evaporação ocorra continuamente deve-se trabalhar através de ciclos, ou seja, através do ciclo de refrigeração (GUIMARÃES, 2012).

No ciclo de compressão a vapor, o fluido refrigerante na forma de vapor saturado ou superaquecido a baixa pressão entra no compressor. Após ser comprimido, o vapor entra no condensador com pressão elevada, ocorrendo à condensação do fluido refrigerante pela transferência de calor para a água de refrigeração ou para o meio. Agora na forma de líquido o refrigerante a alta pressão encaminha-se para a válvula de expansão, onde a sua pressão é reduzida durante o escoamento ocorrendo à evaporação instantânea de parte do líquido. A baixa pressão, o restante de líquido é vaporizado no evaporador. Isso ocorre pela transferência de calor do meio a ser refrigerado para o fluido. Após esta etapa o ciclo se inicia retornando o vapor para o compressor (WYLEN, 1995).

Na Figura 1 pode se observar o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

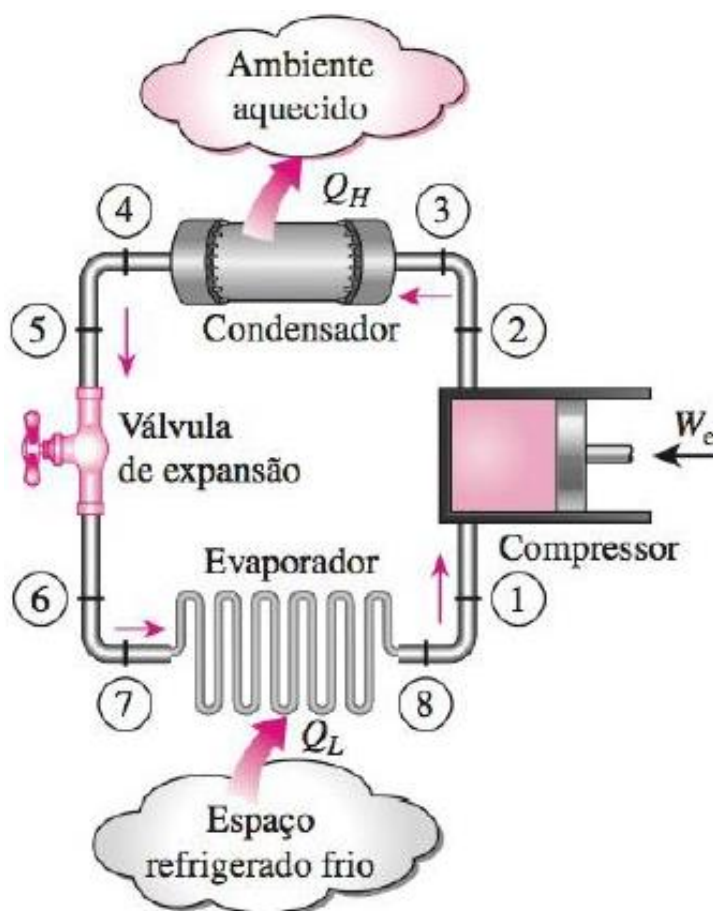


Figura 1: Ciclo por compressão a vapor.

Fonte: Çengel (2013).

O diagrama pressão entalpia (Figura 2) indica os parâmetros termodinâmicos importantes para o ciclo padrão de compressão que são: trabalho específico de compressão, calor rejeitado no condensador e o efeito frigorífico. A partir de tais parâmetros pode-se calcular o coeficiente de eficácia, a vazão volumétrica do refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração (GUIMARÃES, 2012).

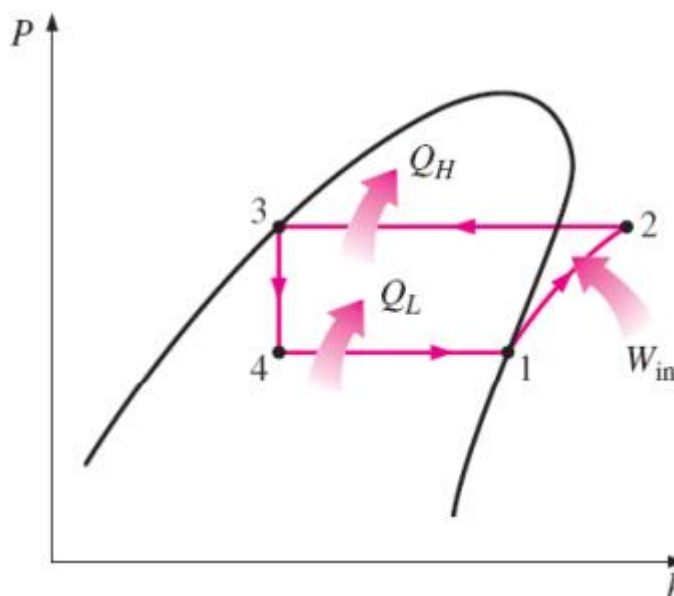


Figura 2: Diagrama do ciclo por compressão a vapor.
Fonte: Çengel (2013).

De acordo com Çengel (2013), os pontos correspondentes do gráfico $P \times h$ são:

- Ponto 1-2: Ocorre no compressor. É um processo adiabático reversível, e neste caso, a compressão ocorre a entropia (S) constante, ou seja, $S_1 = S_2$, como mostra a Figura 2. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_0) e com título $X=1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação, e neste estado, ele está superaquecido com temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação (T_c);
- Ponto 2-3: Ocorre no condensador. É um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento desde a temperatura T_2 de saída do compressor até a temperatura de condensação (T_c) e a seguir rejeição de calor na temperatura T_c até que todo vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação (P_c);
- Ponto 3-4: Ocorre na válvula de expansão. É uma expansão irreversível a entalpia constante desde a pressão P_c e líquido saturado ($X=0$), até atingir a

pressão do evaporador P_0 . Observe-se que o processo é irreversível, e, portanto, a entropia (S) do refrigerante ao deixar a válvula de expansão (S_4) é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula (S_3);

- Ponto 4-1: Ocorre no evaporador. É um processo de transferência de calor a pressão constante (P_0), consequentemente a temperatura constante (T_0), desde vapor úmido no estado 4 até atingir o estado de vapor saturado seco ($X=1$). O calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda o seu estado.

1.3 Conservação de Carnes em Câmaras Frias

Ao longo de toda cadeia produtiva da carne são empregadas diversas estratégias de manipulação e conservação para minimizar a contaminação da matéria prima ou do produto final e assim garantir maior segurança ao consumidor. O emprego do frio visa inibir a proliferação de microrganismos possivelmente patogênicos e/ou deteriorantes prologando assim o tempo de vida útil da carne bem como proporcionar maior segurança ao consumidor (LAWRIE, 2006).

De acordo com Souza (2017), o princípio da conservação pelo frio se baseia na premissa de que a temperatura é fator determinante da velocidade e modulação das transformações que ocorrem na carne, assim como fator limitante ou atenuante para a ação da microbiota presente.

Segundo Pardi (2006), o método convencional para a conservação da carne é a modalidade mais amplamente utilizada, na qual a temperatura da câmara fria é mantida entre 0 a 4 °C, a velocidade de circulação do ar é mantida na faixa de 0,3 a 1,0 m/s, a umidade relativa do ar varia entre 85 e 95 % e não há utilização de aspersão.

Visando armazenar de forma correta a carne, respeitando a temperatura, velocidade de circulação do ar e umidade relativa para sua conservação adequada, será apresentado um projeto de dimensionamento de uma câmara fria para o armazenamento e a conservação de carnes em um mercado na cidade de Santo Antônio de Pádua – RJ. Com o intuito de apresentar um projeto eficiente e de baixo custo, trazendo ao mercado uma maior capacidade no seu armazenamento.

1.4 Justificativa

Este projeto se justifica por aumentar o poder de estocagem de carnes de um mercado em Santo Antônio de Pádua - RJ. Visando conceder ao estabelecimento um local com temperatura controlada e que possa armazenar e conservar até 8.000 Kg de carne. Pois atualmente o mercado conserva a carne em freezers horizontais, o que impossibilita o estabelecimento armazenar o produto em grande quantidade. E com uma câmara fria maior o mercado poderá adquirir uma quantidade maior de carne, o que ocasionará em uma maior facilidade na negociação do preço do produto.

1.5 Objetivo Geral e Específico

1.5.1 Objetivo Geral

Dimensionar uma câmara fria para aumentar a capacidade de armazenamento e conservação de carne em um mercado em Santo Antônio de Pádua – RJ, atendendo a uma capacidade de armazenamento de 8.000 kg de carne.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar uma câmara frigorífica para estocar e armazenar carne;
- Calcular a carga térmica;
- Selecionar os componentes e acessórios necessários ao projeto;
- Apresentar os desenhos técnicos do projeto;
- Apresentar memorial de cálculo;
- Apresentar memorial descritivo;
- Propor um orçamento final.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Dimensionamento da Câmara Fria

Para o dimensionamento da câmara frigorífica se faz necessário o conhecimento da quantidade de produto a ser armazenado, do espaço para circulação de pessoas, da altura do empilhamento do produto, da densidade de estocagem do produto, do isopainel a ser utilizado e de todos os cálculos necessários a escolha dos equipamentos necessários a climatização de forma correta do ambiente. E do item 2.2 ao item 2.4 será apresentado todos os parâmetros e cálculos indispensáveis a seleção do evaporador, da unidade condensadora, da válvula de expansão termostática e das tubulações para esse projeto.

2.2 Dados Iniciais Para o Dimensionamento da Câmara Fria

De acordo com as necessidades do mercado foram estabelecidos os seguintes dados para o projeto da câmara frigorífica:

- ✓ Produto a ser armazenado será carne, o qual não terá embalagens e contém uma densidade de estocagem de 100 kg/m³.
- ✓ A carne entrará na câmara a 8° C;
- ✓ Temperatura de armazenamento de 0° C;
- ✓ A temperatura externa da câmara é de 35° C;
- ✓ Haverá uma movimentação diária de 800 kg;
- ✓ Um armazenamento total de 8000 kg;
- ✓ Essa câmara ficará dentro do mercado, a qual não será exposta a luz solar.
- ✓ O pé direito do mercado tem 3 m;
- ✓ Essa câmara funcionará por um período de 24h/dia;
- ✓ Conta com 4 funcionários que trabalharão em um período de 12 h/dia;
- ✓ Será colocada no solo, sem isolantes entre a câmara e o piso.

2.3 Cálculo do Volume Mínimo e da Área Mínima da Câmara Fria

Segundo Vilain (2006), ao analisar a densidade de estocagem do produto, chega se ao volume mínimo requerido para a câmara fria. A densidade de estocagem varia de acordo com o tipo de produto a ser estocado, na tabela 1 são apresentados os valores das densidades estocagem da carne em diferentes condições.

Tabela 1: Densidade de armazenagem de alguns produtos.

Produto	Quantidade kg/m³
Carne refrigerada pendurada (peça grande)	100
Carne congelada com osso	250
Carne congelada sem osso	530

Fonte: Adaptado de Vilain (2006).

O volume mínimo e a área mínima são valores calculados para atender a capacidade de armazenagem do produto. E de posse do valor de estocagem do produto a ser armazenado na câmara fria e da densidade de estocagem, calcula se então, o valor do volume mínimo utilizando a equação 2.1:

$$V_{min} = \frac{C}{D} \quad (2.1)$$

Sendo:

V_{min} = Volume mínimo em m³;

C = Capacidade em Kg;

D = Densidade de estocagem em Kg/m³.

A área mínima da câmara frigorífica é calculada levando-se em consideração o volume mínimo e o pé direito, como apresentado na equação 2.2.

$$A_{min} = \frac{V_{min}}{P_{dir}} \quad (2.2)$$

Sendo:

A_{min} = Área mínima da câmara em m²;

V_{min} = Volume mínimo da câmara em m³;

P_{dir} = Pé direito em metros.

2.4 Cálculo do volume e da Área da Câmara Fria

Após a escolha dos isopainéis e de ter calculado uma área para a locomoção de pessoas dentro da câmara fria e para a circulação do ar frio pelo produto, calcula se o volume e a área da câmara fria corrigidos pelas dimensões da placa escolhida pelas fórmulas 2.3 e 2.4. Pois devido ao fato dos isopainéis já virem da fábrica com sua largura estipulada é de bom senso aproveitar a largura da placa sem ter que corta

lá de modo a evitar prejuízo. Então a largura e o comprimento da câmara fria serão estipulados por uma aproximação do número de placas que venha atender o projeto. Sendo a largura da placa (b) o número de placas utilizadas na largura multiplicado pela largura do isopanel. E o comprimento (L) será a quantidade de placas utilizadas no comprimento multiplicado pela largura da placa.

O volume da câmara frigorífica será definido segundo a equação 2.3.

$$V_{câmara} = b \times L \times P \quad (2.3)$$

Onde:

$V_{câmara}$ = Volume da câmara em m³;

b = Largura da câmara em metros;

L = Comprimento em metros;

P = Pé direito em metros.

A área da câmara, segundo a relação de volume e área desta é calculada pela equação 2.4.

$$A_{câmara} = b \times L \quad (2.4)$$

Onde:

$A_{câmara}$ = Área da câmara em m²;

b = Largura da câmara em metros;

L = Comprimento em metros.

2.5 Isolamento Térmico

O isolamento térmico deve ser formado por materiais de reduzida condutividade térmica, reduzida massa específica e elevada densidade de poros. Ou seja, deseja-se materiais inertes quimicamente, estáveis dimensionalmente e de fácil aplicação e trabalhabilidade. E os isolantes térmicos possibilitam a diminuição na troca de calor entre os ambientes interno e externo, resultando, dessa forma em maior controle e estabilidade da temperatura no interior da câmara fria. Adicionalmente, a redução da taxa de transmissão de calor do ambiente externo para o interno implica em redução da carga térmica de refrigeração, com consequente redução de custos de instalação e operação do sistema (COSTA, 2018).

De acordo com Chagas (2012), para a construção de câmaras frias, deve se levar em consideração a utilização de painéis isolantes pré-fabricados do tipo "sanduíche". No qual esses painéis são constituídos por dois revestimentos metálicos interligados por um núcleo isolante, que pode ser de poliestireno ou de poliuretano.

2.5.1 Poliestireno

Segundo Costa (2018), o poliestireno expandido, também conhecido como EPS, ou comercialmente denominado como isopor (Figura 3). Trata-se de um material isolante derivado do petróleo e do gás natural, do qual se obtém o polímero plástico do estireno na forma de grânulos. Dentre suas vantagens na aplicação, pode se citar a baixa condutividade térmica, o alto poder de isolamento em função de sua estrutura de células fechadas e cheias de ar, a reduzida massa específica que acarreta drasticamente na diminuição do peso da estrutura quando comparado com outros isolantes e sua moderada resistência mecânica.

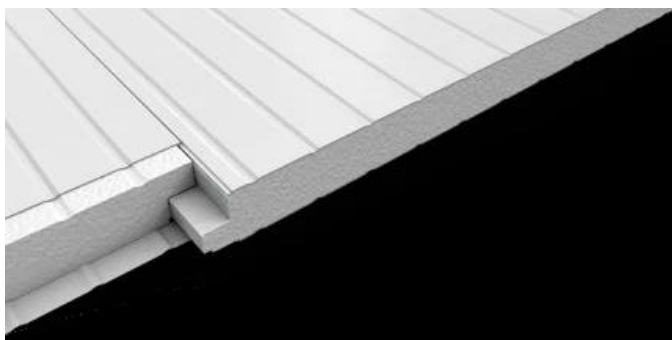


Figura 3: Placa de poliestireno.
Fonte: COSTA (2018).

Os painéis de Poliestireno expandido possuem uma densidade média aparente de 14 kg/m^3 e um coeficiente de condutibilidade térmica de $0,035 \text{ W/}^\circ\text{k}$. Esse tipo de material possui retardante antichama, conforme a norma NBR 11 948 da ABNT (VILAIN, 2006).

2.6 Cálculo da Carga Térmica

Segundo Creder (2004), a carga térmica é a quantidade de calor sensível e calor latente que deve ser retirada ou colocada no recinto com o intuito de proporcionar as condições desejadas. A carga térmica total é calculada levando em consideração

a carga devido a Condução, Insolação, infiltração, produto, iluminação, pessoas, embalagens, equipamentos e motores. Ou seja:

$$QT_{\text{Total}} = Q_{\text{cond}} + Q_{\text{produ}} + Q_{\text{emba}} + Q_{\text{ilumi}} + Q_{\text{pes}} + Q_{\text{inf}} + Q_{\text{moto}}$$

Onde:

Q_{cond} = Carga Térmica de condução em Kcal/h;

Q_{produ} = Carga Térmica do produto em Kcal/h;

Q_{emba} = Carga Térmica de embalagens em Kcal/h;

Q_{ilumi} = Carga Térmica de Iluminação em Kcal/h;

Q_{ocup} = Carga Térmica de ocupação em Kcal/h;

Q_{infi} = Carga Térmica de infiltração em Kcal/h;

Q_{moto} = Carga Térmica dos motores em Kcal/h.

2.6.1 Carga Térmica de Condução

Carga térmica de condução é o ganho de energia térmica causado pela diferença de temperatura entre o ambiente refrigerado e o ambiente externo. A energia térmica é transferida através do piso, teto e paredes. A quantidade de calor se dá pela diferença de temperatura, do tipo de isolamento, da superfície externa das paredes e do efeito da irradiação do sol. E a carga térmica de condução pode ser calculada pela equação 2.5 (MELO, 2018).

$$Q_{\text{cond}} = \{U \times A \times [(T_{\text{ar ext}} - T_{\text{ar int}}) + dT]\} \times 24 \quad (2.5)$$

Onde:

Q_{cond} = Carga térmica de condução (Kcal/h);

U = Coeficiente global de transmissão de calor do isolante térmico, (Valor encontrado na figura 4) (Kcal/hm²°C);

A = Área do isolamento (m²);

$T_{\text{ar int}}$ = Temperatura do ar no interior da câmara;

$T_{\text{ar ext}}$ = Temperatura do ar do lado de fora da câmara;

dT = Valor de dT para paredes ensolaradas. (Valores encontrados na tabela 2).

O acréscimo de temperatura varia mediante a orientação das paredes. A tabela 2, demonstra os valores a serem acrescidos para cada orientação.

Tabela 2: Valores para paredes ensolaradas.

Orientação	Cor da Parede		
	Escura	Média	Clara
Leste/Oeste	6 K	3,5 K	2 K
Norte	3,2 K	2 K	1 K
Sul	1 K	0,2 K	0 K
Teto	10 K	6 K	3,5 K

Fonte: SILVA (2004).

O coeficiente global de transmissão de calor utilizado na fórmula da carga térmica de condução será retirado do catálogo do fabricante de acordo com o material escolhido. E no caso desse projeto o material utilizado será o poliestireno e na Figura abaixo pode se observar o coeficiente global de transmissão de calor desse material em diferentes espessuras.

Informações Técnicas - STYROPAINEL (EPS)						
Espessura do núcleo isolante	Espessura dos revestimentos Externo/Interno	Peso próprio (estimado)	Coeficiente Global de Transmissão de calor *	Comprimento mínimo	Comprimento máximo	Vão Máximo **
(mm)	(mm)	(Kg/m ²)	(W/m ² K)	(mm)	(mm)	(mm)
40	0,38/0,38	7,00	0,5783	2000	10000	2100
	0,43/0,43	7,70				2300
	0,50/0,50	8,88				2500
50	0,38/0,38	7,10	0,7229	2000	10000	2500
	0,43/0,43	7,88				2600
	0,50/0,50	9,03				2800
75	0,38/0,38	7,46	0,5054	2000	12000	3100
	0,43/0,43	8,28				3200
	0,50/0,50	9,45				3400
100	0,38/0,38	7,86	0,3885	2000	12000	3600
	0,43/0,43	8,68				3700
	0,50/0,50	9,85				3900
125	0,38/0,38	8,26	0,3156	2000	12000	4000
	0,43/0,43	9,10				4150
	0,50/0,50	10,25				4350
150	0,38/0,38	8,66	0,2657	2000	12000	4400
	0,43/0,43	9,48				4550
	0,50/0,50	10,65				4750
200	0,38/0,38	9,46	0,2018	2000	15000	5050
	0,43/0,43	10,28				5250
	0,50/0,50	11,45				5450
250	0,38/0,38	10,26	0,1627	2000	15000	5750
	0,43/0,43	11,10				6000
	0,50/0,50	12,25				6600

* Fator de Conversão: 1W/m².K=0,860kcal/h.m².°C

** Considerado painel bi-apoiado, com flecha máxima admissível de L/200 e carga distribuída de 66 Kg/m²

*** Para painéis lisos considerar aço 0,50mm somente em ambiente internos

Figura 4: Dados da placa de poliestireno em diferentes espessuras.

Fonte: Catálogo da Dânica Zipco (2021).

A área do isolamento nas paredes será calculada pela equação 2.6:

$$A_{parede} = L \times P_{dir} \quad (2.6)$$

Onde:

A_{parede} = Área parede em m²;

L = Comprimento metros;

P_{dir} = Pé direito em metros.

A área do teto será calculada pela equação 2.7.

$$A_{teto} = b \times L \quad (2.7)$$

Onde:

b = Largura da câmara em metros;

L = Comprimento em metros.

2.6.2 Carga Térmica do Produto

Segundo Melo (2010), a carga térmica do produto a ser conduzido e conservado para o interior da câmara é composto da retirada de calor para reduzir sua temperatura até o nível desejado e da geração de calor durante a estocagem dos produtos. A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o produto, seu estado inicial, massa e calor específico acima e abaixo do congelamento como pode ser observado na equação 2.8.

$$Q_{produ} = m \times C_{esp} \times (T_{ent} - T) \quad (2.8)$$

Onde:

Q_{produ} = Carga térmica do produto (Kcal/h);

m = Massa de movimentação diária do produto (Kg);

C_{esp} = Calor específico do produto quando armazenado a uma temperatura acima do ponto de congelamento (valor encontrado na tabela 3) (Kcal/Kg°C);

T_{ent} = Temperatura de entrada do produto na câmara;

T = Temperatura de armazenamento do produto (se acima do ponto de congelamento) ou temperatura de congelamento (se o produto for congelado).

Na tabela 3 pode se observar o Calor específico de alguns produtos.

Tabela 3: Calor específico de alguns produtos.

Produto	Temperatura do início do congelamento (°C)	Água (%)	Calor Específico (Kcal/Kg°C)	
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento
Carne fresca	-1,7	60 - 77	0,7 – 0,8	0,39 – 0,43
Bacalhau	-2,2	81	0,85	0,44
Camarão	-2,2	76	0,84	0,44

Fonte: ASHRAE (2010).

2.6.3 Carga Térmica da Embalagem

A carne não será condicionada em uma embalagem, então, a carga térmica da embalagem será desconsiderada nesse projeto.

2.6.4 Carga Térmica de Iluminação

Segundo Frota & Schiffer (2003), pela conversão de energia elétrica em luz é gerado um calor sensível que é dissipado no interior da câmara frigorífica. E esse calor é transferido para o ar através da convecção, para a superfícies circundantes por radiação e através dos materiais adjacentes por condução.

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), através da NBR ISO/CIE 8995-1 de 2013, estabelece valores mínimos de iluminância média para serviços com iluminação artificial em ambientes de trabalho para diferentes atividades. E para obter o número de lâmpadas necessárias para fazer a iluminação da câmara é preciso encontrar a iluminância (Lux) adequada do local de armazenamento, ilustrado pela tabela 4.

Tabela 4: Iluminância em lux de acordo com a atividade.

Ambiente, tarefa ou atividade	Lux	UGRL	Ra	Observações
Câmara fria	100	25	60	200 lux, se forem continuamente ocupados

Fonte: Adaptado da ABNT NBR 8995-1 (2013).

Após identificar a iluminância (Lux) adequada do local de armazenamento, é preciso calcular o fluxo luminoso necessário (L_m), dado pela equação abaixo.

$$L_m = Lux \times A_{\text{piso}} \quad (2.9)$$

Onde:

L_m = Fluxo luminoso em lúmen (lm);

Lux= Iluminância ou densidade do fluxo luminoso na superfície (lm/m²);

A_{piso} = Área do piso da câmara fria (m²).

E de posse do valor do fluxo luminoso do ambiente e do valor fluxo luminoso emitido para cada lâmpada, determina se o número de lâmpadas necessárias para a iluminação da câmara, através da equação 2.10.

$$N_{\text{lâmpadas}} = \frac{L_m}{L_{me}} \quad (2.10)$$

Onde:

$N_{\text{lâmpadas}}$ = Número de lâmpadas;

L_m = Fluxo luminoso em lúmen (lm);

L_{me} = Fluxo luminoso estimado (lm). (Encontrado no catálogo do fabricante de acordo com a lâmpada adequada para o projeto).

Então, para se obter o valor da carga térmica de iluminação da câmara fria, utiliza-se a equação abaixo.

$$Q_{\text{ilum}} = P \times 0,86 \times N_{\text{horas}} \times N_{\text{lâmpadas}} \quad (2.11)$$

Onde:

Q_{ilum} = Carga térmica por iluminação;

P = Potência de cada lâmpada em Watts;

0,86 = Fator de conversão de Watts para kcal/h;

N_{horas} = Número de horas trabalhadas;

$N_{\text{lâmpadas}}$ = Número de lâmpadas utilizadas na câmara.

2.6.5 Carga Térmica de Ocupação

De acordo com Vilain (2006), os efeitos provenientes das trocas de calor entre um corpo e outro podem ser percebidos na forma sensível e na forma latente.

Observa-se que quando o calor aplicado modifica a temperatura do corpo, então este é chamado de calor sensível. Porém, se há modificação do estado físico da matéria (mudança de fase), então se tem troca de calor latente

O calor provocado pelo corpo humano, o número de pessoas que irão trabalhar dentro da câmara fria e o tempo de permanência de cada pessoa ficará dentro da mesma, da origem à equação de carga térmica de ocupação, representada pela equação abaixo (SILVA, 2007).

$$Q_{ocup} = np \times 0,86 \times [272 - (6 \times T_{int})] \times nh \quad (2.12)$$

Onde:

Q_{ocup} = Calor transmitido pelas pessoas (Kcal/h);

np = Número de pessoas;

0,86 = Fator de conversão de Watts para kcal/h;

T_{int} = Temperatura interna da câmara;

nh = Número de horas de uso de trabalho dentro da câmara por dia e por pessoa.

2.6.6 Carga Térmica de Infiltração de Ar

A carga térmica de infiltração de ar é a parcela correspondente ao calor do ar que atinge a câmara através da abertura da porta. Dessa forma a infiltração de ar externo na câmara fria pode contribuir com uma parcela significativa da carga térmica total de refrigeração. Pois toda vez que a porta é aberta, o ar externo penetra no interior da câmara, representando uma carga térmica adicional. A infiltração de ar em demasia acarreta um bloqueio dos evaporadores, devido a formação de gelo em seu redor, o que reduz a capacidade do sistema de refrigeração, e consequentemente, aumenta o consumo de energia elétrica (COSTA, 2018).

A carga térmica devido à infiltração de ar na câmara fria é calculada pela equação abaixo.

$$Q_{inf} = V \times N \times G \times (1 - E) \quad (2.13)$$

Onde:

Q_{inf} = Carga térmica de infiltração (Kcal/h);

V = O volume da câmara (m^3);

N = O número de abertura de portas (Tabela 5);

G = O ganho de energia por m^3 de câmara, em função de temperaturas e umidade relativa interna e externa em ($kcal/m^3$), (Tabela 6);

E = A efetividade do dispositivo de proteção [Porta totalmente aberta: $E = 0$; Cortinas de ar: $E = 0,7$; Cortinas ou portas de folhas plásticas: $0,8 \leq E \leq 0,95$ (depende do tráfego)].

Abaixo pode se observar as tabelas necessárias para o cálculo da carga térmica de infiltração, lembrando que na tabela 5 se o valor do volume estiver entre os valores cedidos pela tabela, faz se necessário interpolar os intervalos para achar o resultado.

Tabela 5: Número de troca de ar.

Volume da câmara (m^3)	Número de troca de ar	
	$T_i < 0$	$T_i > 0$
75	8,0	10,1
100	6,7	8,7
150	5,4	7
200	4,5	6
300	3,7	5

Fonte: Adaptado de Stoecker & Jarbado (2002).

Tabela 6: Carga de infiltração em $kcal/m^3$.

Temperatura da Câmara fria em $^{\circ}C$	Condições Externas (temperatura bulbo seco e umidade relativa)											
	25 $^{\circ}C$			30 $^{\circ}C$			35 $^{\circ}C$			40 $^{\circ}C$		
	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%
5	8,6	10	12	12	14	17	17	19	22	22	25	29
0	11	13	15	15	17	19	19	22	25	25	28	32
-5	14	16	17	18	20	22	22	25	28	28	32	36

Fonte: Adaptado de Stoecker e Jarbado (2002).

2.6.6.1 Porta da Câmara fria

As portas devem ser isotérmicas e possuir um isolamento de espessura, sempre que possível igual à do isolamento das paredes. O material utilizado nas

portas pode ser chapa de ferro, madeira de lei, ou mesmo de plástico. E com relação aos tipos de portas, podem ser utilizadas nas câmaras frias as portas de encaixar ou de sobrepôr, de dobradiças ou de correr, sendo que as mais utilizadas são as de corrediças de acionamento mecânico automático (OLIVEIRA & PAIVA, 2016).

Segundo Gimenez (2013), as portas são de grande importância para as câmaras frias. Elas devem ser capazes de manter os selos térmicos e de vapor da câmara frigorífica. Sendo necessário serem mantidas hermeticamente seladas. Pois as portas mal ajustadas resultam em perdas devido à infiltração de ar. Sendo assim, os selos devem ser resistentes ao desgaste e capaz de reter excessos de abertura e fechamento das portas.

2.6.6.2 Cortina de Ar

A minimização do fluxo de ar quente e úmido para o interior das câmaras de estocagem que trabalham à baixa temperatura deverá ser prevista a utilização de cortinas de ar (Figura 5). Isto é especialmente recomendado quando existe uma movimentação intensa de produtos e a contínua abertura de portas. A utilização das cortinas de ar serve para proteger a câmara, de cargas térmicas adicionais, que irão aumentar a temperatura e a umidade no interior da câmara. A entrada de vapor d'água para o interior da câmara, poderá trazer problemas de condensação em excesso na superfície do evaporador, com a consequente formação de gelo (YORK REFRIGERATION, 2008).



Figura 5: Cortina de ar.
Fonte: Midea (2021).

2.6.7 Carga Térmica Devido aos Motoventiladores

Os evaporadores possuem motores no qual fazem a movimentação dos ventiladores, esses mesmos equipamentos produzem calor que deve ser retirado do

sistema. Esta carga térmica consiste basicamente no calor dissipado por esses ventiladores quando o controle de umidades é utilizado (MELLO, 2018). E segundo a ASHRAE (2010), esse fator em geral é considerado como 10 a 15% do valor da carga térmica total.

A carga térmica devido aos motoventiladores é determinada através da equação 2.14.

$$Q_{moto} = P_{equip} \times 0,86 \times n_{heq} \quad (2.14)$$

Onde:

Q_{moto} = Carga térmica dos motoventiladores em Kcal/h;

P_{equip} = A potência elétrica dos motores (W). (Catálogo do fabricante);

0,86 = Fator de conversão de Watts para kcal/h;

N_{heq} = O número de horas de uso do equipamento dentro da câmara por dia.

2.6.8 Carga Térmica Total

A carga térmica total será definida pelo somatório de todas as cargas calculadas como pode ser observado na equação 2.15.

$$Q_{total} = \sum_i^n = Q_i \quad (2.15)$$

Após o cálculo da carga térmica total deve-se ainda considerar o acréscimo de um fator de segurança de 10% ao valor da carga térmica total, conforme a equação 2.16 (DOSSAT, 2004).

$$Q_{final} = Q_{total} + 10\% Q_{total} \quad (2.16)$$

2.7 Seleção dos Componentes do Sistema Frigorífico

De acordo com Girard (2004), para uma boa operação do sistema frigorífico são importantes o dimensionamento e a seleção adequada dos componentes do sistema, tais como evaporadores, condensadores, compressores, ventiladores e demais componentes que se façam necessários.

2.7.1 Evaporador

O evaporador é um componente do sistema de refrigeração que tem a função de extrair calor do meio a ser resfriado. No sistema de expansão direta, a retirada de calor é feita diretamente pelo fluido refrigerante. No sistema de expansão indireta, a retirada de calor é feita através da passagem pela serpentina de água gelada. A principal vantagem do sistema de expansão indireta é a centralização da produção do frio em uma casa de máquinas e a distribuição de água gelada através de tubulações hidráulicas (SILVA, 2004).

Segundo Dossat (2004), os evaporadores podem ser classificados pelo tipo de sua construção, pelo método de alimentação dos líquidos, pelas condições de operação, pelo método de circulação de ar ou líquido, pelo tipo de controle de refrigerante e por sua aplicação. São fabricados de várias formas construtivas, de acordo com a necessidade de projeto, os principais tipos são: de expansão seca, a placas, de tubo liso, do tipo tubo com aletas (estáticos e por convecção de ar forçada) e Roll-Bond.

2.7.1.1 Evaporadores de Convecção Forçada

Os evaporadores de convecção forçada (Figura 6), também chamados de “serpentina de compressor”, “resfriadores de umidade” ou “unidades de serpentina de ventilador”, são serpentinas de tubo liso ou tubo aletado encerradas em uma caixa de metal e equipadas com um ou mais ventiladores que garantem a circulação do ar (DOSSAT, 2004).



Figura 6: Evaporador.
Fonte: Catálogo da Heatcraft (2021).

São dotados de serpentinas fabricadas, geralmente de cobre ou de alumínio. E no interior da serpentina circula o fluido refrigerante frio, responsável por absorver o calor do ar quente que passa externamente pelos tubos. Podem ser adicionadas ainda

aletas na região externa com a finalidade de melhorar a troca de calor do lado do ar, visto que este apresenta grande resistência térmica (STOECKER E JABARDO, 2002).

A elevada vazão e velocidade do ar sugerem uma maior taxa de remoção de calor, entretanto deve-se levar em consideração a capacidade de remoção de calor do fluido refrigerante e sua temperatura, pois quanto maior o diferencial de temperatura entre o ar e o fluido que circula pelos tubos, maior será a taxa de calor transferida (STOECKER E JABARDO, 2002).

2.7.1.2 Degelo

Os degelos são importantes para a remoção de gelo nas serpentinas do evaporador, pois sua acumulação afeta o desempenho térmico do aparelho do evaporador. E dentre os métodos de degelo existentes, os mais utilizados na atualidade são o degelo natural e o degelo forçado (OLIVEIRA & PAIVA, 2016).

2.7.1.3 Degelo Forçado

Segundo Oliveira & Paiva (2016), o degelo elétrico pode ser feito por aspersão de uma solução aquosa aquecida. O aquecimento da solução pode ser por resistência elétrica no qual uma ou mais resistências elétricas são utilizadas para aquecer a serpentina, a bandeja e a tubulação de drenagem de água. Ou por um sistema de degelo por gás quente, onde o fluido frigorífico no estado de vapor saturado ou superaquecido da descarga do compressor é desviado para o evaporador, onde promove o derretimento do gelo formado.

2.7.1.4 Seleção dos Evaporadores

Segundo Vilain (2006), o primeiro passo para seleção do evaporador é estabelecer a umidade relativa para a câmara, pois a umidade relativa dentro da câmara será função da diferença de temperatura (ΔT) entre o ar da câmara e o refrigerante que circula no evaporador (temperatura de evaporação).

Na tabela 7 pode se observar os valores de umidade relativa para evaporadores com convecção forçada.

Tabela 7: Umidade relativa dos produtos.

ΔT [°C]	TIPO DE PRODUTO	UMIDADE RELATIVA
5 a 6	Carnes cortadas, frutas	85 - 95 %
6 a 9	Carne em carcaça, frutas com casca dura	80 - 85 %

Fonte: Tabela adaptada de Vilain (2006).

Quanto maior o ΔT maior será a desumidificação e uma umidade relativa menor. Para obtermos umidades relativas altas dentro da câmara precisamos de um ΔT pequeno o que resultara em um tamanho maior do evaporador e maior custo (VILAIN, 2006).

A seleção do evaporador pode ser feita através da equação 2.17.

$$Q_{Re} = \frac{Q_{final}}{T_{efetivo\ de\ serviço\ diário}} \quad (2.17)$$

Onde:

Q_{Re} = É a carga térmica requerida, ou seja, a carga térmica a ser removida pelo evaporador;

Q_{final} = É carga térmica total do sistema considerando o acréscimo do fator de segurança de 10%;

$T_{efetivo\ de\ serviço\ diário}$ = É o tempo efetivo de serviço diário onde desconta-se o tempo de degelo.

O cálculo para a temperatura de evaporação pode ser obtido pela equação abaixo.

$$T_{evap} = T_{cons} - \Delta T \quad (2.18)$$

Onde:

T_{evap} = Temperatura de evaporação (°C);

T_{cons} = Temperatura de conservação (°C);

ΔT = Diferença de temperatura obtida na tabela 7.

Outro ponto que deve ser analisado é se o número de trocas de ar do evaporador selecionado atende à demanda do projeto. O número de trocas de ar do evaporador de acordo com sua vazão pode ser calculado pela equação abaixo.

$$N_{trocas\ de\ ar} = \frac{V_{evaporador}}{V_{câmara}} \quad (2.19)$$

Onde:

$N_{trocas\ de\ ar}$ = Número de troca de ar do evaporador (Tabela 5);

$V_{evaporador}$ = Vazão do evaporador (m³/h);

$V_{câmara}$ = Volume da câmara fria (m³).

O número de evaporadores será calculado através da equação 2.20, no qual considera a razão entre a carga térmica a ser removida pelo evaporador (Q_e) e a capacidade do equipamento segundo o catálogo do fabricante.

$$N_{evaporadores} = \frac{Q_{Re}}{Capacidade\ do\ evaporador} \quad (2.20)$$

2.7.2 Unidade Condensadora

A unidade condensadora (Figura 7) é um conjunto de dispositivos que tem como função condensar o fluido, o transformando em forma líquida, para que seja comprimido em todo o sistema, por um compressor já instalado na unidade. A unidade condensadora é vista como uma forma eficiente e de baixo consumo para sistemas de refrigeração, apresentando uma estrutura resistente, compacta e robusta, contando com compressor, condensador, motor, ventilador e base (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 7: Unidade condensadora.
Fonte: Danfoss (2021).

De acordo com Stoecker & Jabardo, (2002), os principais componentes de uma unidade condensadora são:

- Filtro secador: Responsável pela retenção das impurezas contidas no interior do sistema e por absorver a umidade;
- Separador de óleo: Realiza o retorno do óleo ao motor;
- Pressostato: Instrumento de medição pressão;
- Tanque de líquido: Onde armazena o fluido refrigerante do sistema;
- Visor de líquido: Responsável pela visualização da passagem do líquido;
- Válvula: Responsável pelo fluxo de líquido refrigerante.

2.7.2.1 Seleção da Unidade Condensadora

A seleção da unidade condensadora será baseada na seleção do evaporador e da carga térmica total a ser removida da câmara fria. Sendo necessário o conhecimento da carga térmica requerida pelo sistema e as características de trabalho do evaporador selecionado, como sua temperatura de evaporação, além da temperatura ambiente onde a câmara será instalada. Os catálogos de condensadores geralmente indicam a capacidade para um DT de 10°C, porém, o valor adequado para os sistemas de resfriados deve ser um valor de até 6°C (REFRIO COILS & COOLERS, 2021).

2.7.3 Líquido Refrigerante R22

Os líquidos refrigerantes nos ciclos de refrigeração têm como função transmitir a temperatura, e existem algumas propriedades que adequam o líquido a cada sistema, que são elas químicas, físicas e termodinâmicas, visando sempre trazer economia e segurança ao equipamento em que ele é utilizado (STOECKER; JABARDO, 2002).

Não existe um fluido refrigerante que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação nem sempre o aconselhado para ser utilizado em outra (GOMES; FERRAZ, 2008).

O R22 é o líquido refrigerante mais utilizado nos sistemas de refrigeração dos países em desenvolvimento como o Brasil, China, Índia, entre outros, principalmente em supermercados. Conhecido como Clorodifluorometano pela IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry), pertence à família dos HCFCs, os quais possuem a molécula de cloro que degrada a camada de ozônio (ANTUNES, 2015).

Segundo Calm e Domanski (2004), desde seu reconhecimento em 1928 e comercialização em 1936, o R22 tem sido aplicado desde pequenos aparelhos de ar condicionado de janela até enormes chillers e bombas de calor. Equipamentos individuais utilizam este versátil refrigerante para capacidades frigoríficas que vão de 2 kW a 33 MW. Este fluido pode ser empregado em equipamentos com diversos tipos de compressores. Comercialmente, nenhum outro refrigerante atingiu tão vasto campo de aplicações.

2.7.4 Válvula de Expansão Termostática

Segundo Crestani & Vallérius (2013), a válvula de expansão termostática (Figura 8) é um componente cuja sua função principal é reduzir a pressão do fluido refrigerante e, por consequência, sua temperatura. Elas possuem a vantagem do controle da quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador.



Figura 8: Válvula de expansão termostática.
Fonte: Danfoss (2021).

O funcionamento da válvula de expansão termostática consiste em passar o refrigerante através do orifício da válvula, fazendo com que sua pressão seja reduzida até a pressão de vaporização. O refrigerante líquido escoará através do distribuidor e dos tubos do evaporador, se vaporizando à medida que recebe calor em uma determinada posição ao longo do comprimento dos tubos (TORRES & SILVA, 2011).

2.7.4.1 Seleção da Válvula de Expansão Termostática

A seleção da válvula é função da capacidade requerida (carga térmica) e da temperatura de evaporação e de condensação em que deverá operar, além do tipo de refrigerante utilizado no sistema (VILAIN, 2006).

Para selecionar a válvula de expansão deve se transformar a unidade da carga térmica requerida pelo sistema de kcal/h para toneladas de refrigeração (TR), utilizando a equação 2.21.

$$TR = \frac{kcal}{h} \times 3,3083 \times 10^{-4} \quad (2.21)$$

2.7.5 Seleção do Diâmetro das Tubulações

Os outros acessórios deverão ser escolhidos em função da capacidade da instalação e deverão ser definidos os diâmetros das linhas de vapor (linha de baixa pressão - sucção) e de líquido (linha de alta pressão - entrada do evaporador). O diâmetro destas linhas é função da perda de carga (queda de pressão) nos trechos retos de tubulação e também nos acessórios utilizados que provocam perdas de carga localizadas, ou seja, para a definir o comprimento equivalente das redes, é necessário realizar a seleção dos equipamentos bem como determinar sua disposição na câmara fria projetada (SILVA, 2019).

A definição do comprimento equivalente das redes só é possível após a conclusão do layout da instalação. E além do diâmetro correto da tubulação é necessário lembrar que a disposição da rede também é importante para que se garanta o retorno de óleo ao compressor.

Para encontrar o diâmetro da linha de sucção e da linha de líquido, utiliza se a tabela de temperatura de evaporação (Figuras 9 e 10) onde deve-se considerar o comprimento equivalente do comprimento da linha da tubulação e a capacidade de refrigeração do evaporador aproximada. No qual cruza se esses valores e chega se ao diâmetro necessário para a eficiência do sistema (VILAIN, 2006).

Capacidade do sistema (Kcal/h)	Temperatura de evaporação																	
	4,5°C						-6,5°C						-12°C					
	Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)					
	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60
250	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3/8
750	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	1/2
1.000	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8	1/2
1.500	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	5/8
2.250	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8
3.000	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8
3.750	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	7/8
4.500	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	7/8
6.000	5/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	11/8	11/8	13/8	7/8

Figura 9: Tabela para a seleção da tubulação da linha de sucção.

Fonte: Vilain (2006).

Temperatura de evaporação																				
-18°C			-23°C						-29°C						Diâmetro da linha de líquido					
Comprimento equivalente (m)			Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)					
30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60
3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
5/8	5/8	7/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
5/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2
1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2
1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2
																				Capacidade do sistema (Kcal/h)
																				250
																				750
																				1.000
																				1.500
																				2.250
																				3.000
																				3.750
																				4.500
																				6.000

Figura 10: Tabela para a seleção da tubulação da linha de líquido.
Fonte: Vilain (2006).

2.8 Desenhos Técnicos do Projeto

Os desenhos técnicos do projeto serão elaborados em software 3D. No qual serão especificados todos os detalhes e medidas necessárias para montagem e execução da câmara frigorífica desse projeto.

2.9 Cronograma

Com o intuito de obter um controle da execução das etapas desse projeto. Foi elaborado no programa MS Project um cronograma (Apêndice 1) com datas pré-estabelecidas para sua elaboração e um melhor gerenciamento de todas as etapas envolvidas nesse projeto.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após coletado todos os dados preliminares para o projeto de acordo com a necessidade do mercado, foram realizados os cálculos necessários para o dimensionamento e a escolha dos componentes da câmara fria. E os dados iniciais para o dimensionamento da câmara fria podem ser analisados na tabela abaixo.

Tabela 8: Dados iniciais da câmara fria.

Produto armazenado	Carne
Temperatura externa	35 °C
Temperatura de armazenamento	0 °C
Temperatura de entrada do produto	8 °C
Capacidade de armazenamento	8.000 Kg
Movimentação diária	800 Kg
Piso	Em solo
Teto	Sem condicionamento
Pé direito	3 metros
Densidade de estocagem	100 Kg/m³
Número de funcionários	4
Período de trabalho	12 horas
Período de funcionamento	24 horas
Isopainel utilizado	Poliestireno
Espessura do isopainel	100 milímetros

3.1 Dimensionamento da Câmara Fria

3.1.1 Cálculo da Área Mínima e do Volume Mínimo

O volume mínimo necessário para a câmara é calculado segundo a equação 2.1. No qual considera a capacidade desejada do produto a ser armazenado dividido pela densidade de armazenagem do produto obtida na tabela 1.

$$V_{min} = \frac{8000}{100} = 80 \text{ m}^3$$

A área mínima para a armazenagem é encontrada através da equação 2.2. Onde o volume mínimo encontrado de 80 m³ é dividido pelo pé direito escolhido para o projeto.

$$A_{min} = \frac{80}{3} = 26,67 \text{ m}^2$$

Com a área mínima encontrada e com a definição dos painéis de EPS de poliestireno, os quais possuem uma espessura de 100 mm e uma largura útil de 1120 mm, como apresentado na tabela da figura 4. É necessário corrigir o volume e a área mínima, de acordo com a disposição dos painéis. No qual serão utilizados 5 painéis de 1120 mm (5,6 m²) por 6 painéis de 1120 mm (6,92 m²).

Então o volume interno e a área interna da câmara corrigidos são recalculados respectivamente pelas equações 2.3 e 2.4 e seus valores apresentados a seguir.

$$V_{câmara} = 5,6 \text{ m} \times 6,92 \text{ m} \times 3 = 116,3 \text{ m}^3$$

$$A_{câmara} = 5,6 \text{ m} \times 6,92 \text{ m} = 38,75 \text{ m}^2$$

Ambos os valores atendem o mínimo requerido. Estes valores serão aplicados para o desenvolvimento dos demais cálculos.

3.2 Cálculo de Carga Térmica de Condução

O cálculo da carga térmica de condução é originado pelo calor transferido pelas paredes e deve ser feito levando-se em consideração todas as paredes da câmara e suas respectivas direções, assim como o teto. No qual a carga térmica de condução será calculada através da fórmula 2.5, utilizando um coeficiente global de transmissão de calor de 0,33411 Kcal/hm²°C (Figura 4). E para o cálculo da área das paredes foi utilizado a equação 2.6 e para área do teto a fórmula 2.7.

3.2.1 Parede Norte

A área norte será calculada, multiplicando-se o pé direito pelo comprimento correspondente de 5600 mm.

$$A_{parede norte} = 5600 \times 3000$$

$$A_{\text{parede norte}} = 16.800.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 16,80 \text{ m}^2$$

O valor da carga térmica da parede norte é calculado pela equação 2.5 considerando um dT de 1 K (Tabela 2).

$$Q_{\text{cond norte}} = 0,33411 \times 16,80 \times ((35 - 0) + 1) \times 24$$

$$Q_{\text{cond norte}} = 4.849,67 \text{ kcal/h}$$

3.2.2 Parede Sul

A área sul será calculada considerando o mesmo princípio do cálculo da parede norte.

$$A_{\text{parede sul}} = 5600 \times 3000$$

$$A_{\text{parede sul}} = 16.800.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 16,80 \text{ m}^2$$

Com o valor da área, o resultado da carga térmica da parede sul para um dT de 0 K (Tabela 2) é calculado pela equação abaixo.

$$Q_{\text{cond sul}} = 0,33411 \times 16,80 \times ((35 - 0) + 0) \times 24$$

$$Q_{\text{cond sul}} = 4.714,96 \text{ kcal/h}$$

3.2.3 Parede Oeste

O comprimento correspondente a parede oeste é de 6920 milímetros, o valor da área será calculado por esse comprimento multiplicado pelo pé direito.

$$A_{\text{parede oeste}} = 6920 \times 3000$$

$$A_{\text{parede oeste}} = 20.760.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 20,76 \text{ m}^2$$

O valor da carga térmica desta parede será calculado abaixo, no qual utilizou se um dT de 2 K (Tabela 2).

$$Q_{\text{cond oeste}} = 0,33411 \times 20,76 \times ((35 - 0) + 2) \times 24$$

$$Q_{cond\ oeste} = 6.159,28\ Kcal/h$$

3.2.4 Parede Leste

O cálculo da área para a parede leste está apresentado abaixo.

$$A_{parede\ leste} = 6920 \times 3000$$

$$A_{parede\ leste} = 20.760.000\ m^2\ ou\ 20,76\ m^2$$

O valor da carga térmica desta parede será calculado utilizando um dT de 2 K (Tabela 2).

$$Q_{cond\ leste} = 0,33411 \times 20,76 \times ((35 - 0) + 2) \times 24$$

$$Q_{cond\ leste} = 6.159,28\ kcal/h$$

3.2.5 Teto

A área do teto foi calculada pela equação 2.7 com base no comprimento e na largura da câmara frigorífica.

$$A_{teto} = 5600 \times 6920$$

$$A_{teto} = 38.752.000\ mm^2\ ou\ 38,75\ m^2$$

Para o cálculo da carga térmica do teto foi utilizado um dT de 3,5 K (Tabela 2).

$$Q_{cond\ teto} = 0,33411 \times 38,75 \times ((35 - 0) + 3,5) \times 24$$

$$Q_{cond\ teto} = 11.963\ Kcal/h$$

Após somar todos os valores das cargas térmicas das paredes e do teto encontrou-se uma carga térmica total de condução de 33.846,19 Kcal/h.

3.3 Cálculo da Carga Térmica do Produto

Para o cálculo da carga térmica do produto foi utilizado a equação 2.8. No qual considerou uma movimentação diária de 800 Kg e um calor específico do produto de 0,8 Kcal/Kg°C (Tabela 3).

$$Q_{\text{produ}} = 800 \times 0,8 \times (8 - 0)$$

$$Q_{\text{produ}} = 5.120 \text{ Kcal/h}$$

3.4 Cálculo da Carga Térmica da Embalagem

Como o produto não será acondicionado em embalagem essa carga térmica foi desconsiderada.

3.5 Cálculo da Iluminação

Os cálculos para encontrar o número de lâmpadas necessárias ao projeto foi baseada na norma NBR ISO/CIE 8995-1, no qual ela estabelece uma iluminância de 200 Lux para câmaras frias e utilizando a equação 2.9, encontra se o fluxo luminoso pela multiplicação do valor da iluminância pela área da câmara fria.

$$L_m = 200 \times 38,75$$

$$L_m = 7.750 \text{ Lux. m}^2$$

Foi selecionada a lâmpada industrial EHT23–S2000830 (Anexo 2), da fabricante *Lumicenter Lighting*, indicada para aplicação em câmaras frias. Ela possui 19 w de potência e 2000 lux.

Utilizando a equação 2.10 encontra se o número de lâmpadas necessárias para a câmara fria.

$$N_{\text{lâmpadas}} = \frac{7.750}{2000} = 4 \text{ lâmpadas}$$

E de posse da potência da lâmpada escolhida, do número de lâmpadas e do número de horas trabalhadas, através da equação 2.11 chega se então, ao valor da carga térmica de iluminação, como pode ser observado abaixo.

$$Q_{ilum} = 19 \times 0,86 \times 12 \times 4 = 784,32 \text{ Kcal/h}$$

3.6 Cálculo da Carga Térmica de Ocupação

O cálculo da carga térmica de ocupação é calculado pela equação 2.12, onde considera o número de pessoas que irão trabalhar dentro da câmara fria, a quantidade de horas trabalhadas e a temperatura interna da câmara fria. E para esse projeto foi definido uma temperatura interna de 0 °C e 4 pessoas trabalhando em um período de 12 horas por dia na câmara fria.

$$Q_{ocup} = 4 \times 0,86 \times [272 - (6 \times 0)] \times 12$$

$$Q_{ocup} = 11.228,16 \text{ kcal/h}$$

3.7 Cálculo da Carga Térmica de Infiltração de Ar

O cálculo de carga térmica por infiltração será realizado pela equação 2.13. No qual utilizou se o volume da câmara fria de 116,3 m³, o número de abertura de portas obtido na Tabela 5 de 8,15, o ganho de energia de 25 obtido na tabela 6 e como será utilizada uma cortina de ar (Anexo 3) da marca International Refrigeração (Modelo CAI – II 2600 de 3 metros de altura) a efetividade do dispositivo será de 0,7.

Através de todos esses dados encontrados, o resultado para a carga térmica de infiltração de ar pode ser observado abaixo.

$$Q_{inf} = 116,3 \times 8,15 \times 25 \times (1 - 0,7)$$

$$Q_{inf} = 7.108,84 \text{ kcal/h}$$

3.8 Cálculo da Carga Térmica dos Motoventiladores

O sistema funcionará 21 horas por dia, então foi considerando um tempo de degelo de 3 horas. Através da equação 2.14 chegou se a um valor de 12.280,8 Kcal/h, no qual considerou a potência estimada do equipamento selecionado, pelo fator de conversão de 0,86 e pelo tempo de funcionamento do evaporador como pode ser observado abaixo.

$$Q_{moto} = 680 \times 0,86 \times 21$$

$$Q_{moto} = 12.280,8 \text{ (kcal/h)}$$

3.9 Cálculo da Carga Térmica Total

A carga térmica total é calculada somando-se todas as cargas térmicas calculadas nos itens anteriores como pode ser observado na tabela abaixo.

Tabela 9: Valores das cargas térmicas encontradas.

Carga térmica de condução	33.846,19 Kcal/h
Carga térmica do produto	5.120 Kcal/h
Carga térmica da embalagem	0 Kcal/h
Carga térmica de ocupação	11.228,16 Kcal/h
Carga térmica de iluminação	784,32 Kcal/h
Carga térmica de infiltração	7.108,84 Kcal/h
Carga térmica dos motoventiladores	12.280,80 Kcal/h

E utilizando a equação 2.15 e somando todos os valores encontrados na tabela 9, chega se ao valor da carga térmica total.

$$Q_{total} = 70.368,31 \text{ kcal/h}$$

Ao valor encontrado de 70.368,31 Kcal/h é acrescido uma margem de segurança de 10%, como pode se observar no desenvolvimento da equação 2.16.

$$Q_{total\text{corrigido}} = 70.368,31 + (70.368,31 \times 10\%)$$

$$Q_{final} = 77.405,14 \text{ kcal/h}$$

3.10 Seleção dos Componentes do Sistema Frigorífico

3.10.1 Seleção do Evaporador

A seleção do evaporador será realizada pela equação 2.17. No qual considera o valor da carga térmica final dividido pelo tempo efetivo de serviço diário. E como o tempo de degelo será de 3h, então o tempo efetivo diário será de 21h por dia.

$$Q_{Re} = \frac{77.405,14}{21} = 3.686 \text{ (kcal/h)}$$

De acordo com a tabela 7, a umidade relativa necessária será de 85% para um $\Delta T = 9^\circ\text{C}$. Então a temperatura de evaporação será encontrada pela equação 2.18.

$$T_{evap} = 0 - 9$$

$$T_{evap} = -9^\circ\text{C}$$

E de posse do valor da carga térmica requerida de 3.686 Kcal/h e da temperatura de evaporação mais aproximada de -9°C no catálogo do fabricante, foi selecionado um evaporador de ar forçado, modelo FME 178 com 2 ventiladores, degelo elétrico e flecha de ar de 20 metros, indicado para câmaras de até 4 metros de altura e necessidade de atuação em ambientes de -10°C como pode ser observado na Figura abaixo.

DT	Capacidades Kcal/h-DT = 6°C											Dados dos Ventiladores/ Datos de los Ventiladores			
	Temperatura de Evaporación/ Temperatura de Evaporación											Vazão/ Caudal (m³/h)	Ventiladores	Diâmetro (mm)	Flecha de ar (m)
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C				
FMA108 FME108	4.034	3.833	3.632	3.179	3.070	2.951	2.843	2.757	2.681	2.454	2.184	4107	1	400	20
FMA178 FME178	5.937	5.764	5.479	5.243	5.060	4.876	4.692	4.552	4.422	4.043	3.600	8546	2	400	20
FMA238 FME238	7.909	7.513	7.116	6.995	6.746	6.508	6.260	6.076	5.892	5.395	4.800	8215	2	400	20
FMA270 FME270	9.307	8.841	8.375	7.946	7.665	7.395	7.114	6.898	6.703	6.130	5.449	12819	3	400	20
FMA356 FME356	11.776	11.192	10.608	10.487	10.119	9.752	9.395	9.114	8.844	8.087	7.189	12322	3	400	20
FMA400 FME400	13.966	13.267	12.568	11.752	11.352	10.941	10.530	10.217	9.914	9.071	8.065	16039	4	400	20
FMA475 FME475	15.829	15.035	14.241	13.979	13.492	13.006	12.519	12.152	11.784	10.790	9.589	15025	4	400	20
FMA572 FME572	19.377	18.408	17.438	16.844	16.249	15.666	15.082	14.628	14.195	12.995	11.546	17930	5	400	20

Figura 11: Informações técnicas do evaporador.

Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Heatcraft (2021).

A verificação do número de trocas de ar será realizada pela equação 2.19, no qual considera a vazão de ar do evaporador, segundo o catálogo do fabricante, dividido pelo volume da câmara fria. Esse cálculo pode ser observado pelo desenvolvimento dessa equação abaixo

$$N_{trocas\ de\ ar} = \frac{8.546}{116,3} = 73,5$$

Interpolando o intervalo de 100 a 150 m³ da tabela 5, para o volume da câmara fria de 116,3 m³, encontrou-se um valor de 8,14 para o número de troca de ar necessária ao projeto da câmara frigorífica. E mediante ao resultado do número de troca de ar de 73,5 encontrado pela equação 2.19, chega-se ao pressuposto que o evaporador selecionado satisfaz ao número de troca de ar necessário ao projeto.

O cálculo do número de evaporadores foi encontrado dividindo a carga térmica requerida pela vazão de ar do evaporador. Como pode ser observado pelo desenvolvimento da equação 2.20 abaixo.

$$N_{\text{evaporadores}} = \frac{3.686}{5.060} = 0,73$$

Pelos cálculos acima chega-se à conclusão que 1 evaporador da marca FME 178, é necessário para atender a carga térmica do projeto. E na figura abaixo pode-se observar mais alguns dados técnicos do evaporador selecionado.

Ventiladores	Motores				Resistências/Resistencias para modelos BME /BML					
	Potência/ Potencia Consumida (Watts)	Corrente (A)/ Corriente (A)			Potência/ Potencia Consumida (Watts)	Corrente (A)/ Corriente (A)			Quantidade/ Cantidad	
		220V - 3F	380V - 3F	440V - 3F		220V-3F	380V-3F	440V-3F	Bandeja	Serpentina
1	340	1,1	0,65	0,55	2750	7,2	4,2	3,6	1	4
2	680	2,2	1,3	1,1	5350	14,0	8,1	7,0	1	4
3	1020	3,3	1,95	1,65	7750	20,3	11,8	10,2	1	4
4	1360	4,4	2,6	2,2	10200	26,8	15,5	13,4	1	4
5	1700	5,5	3,25	2,75	11600	30,4	17,6	15,2	1	4

Figura 12: Dados técnicos do evaporador.

Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Heatcraft (2021).

3.10.2 Seleção da Unidade Condensadora

A seleção da unidade condensadora foi realizada pela temperatura de evaporação de – 10 °C e pela capacidade do evaporador selecionado. E desta forma, foi selecionado então, o condensador da fabricante Danfoss, modelo OP-HJM036D, versão D20 de número 115F0021, conforme ilustrado na Figura abaixo. No qual possui um compressor MT036-1, refrigerado a ar e com capacidade frigorífica de 5.211 kcal/h, atendendo, portanto, a demanda de 5.060 kcal/h do projeto.

Ventiladores	Condições de teste	Modelo	Código por versão				Código elétrico	Compressor	Temperatura ambiente	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação						
			D20	D39	D40	D49				-20°C	-15°C	-10°C	-5°C	0°C	5°C	10°C
		OP-HJM036D	115F0021	115F0143	115F0197	115F0239	N Q V	MT036	32°C	3353	4346	5452	6666	7988	9410	10937
			115F0022	115F0144	115F0198	115F0240			35°C	3158	4132	5211	6396	7685	9071	10552
			115F0024	115F0145	115F0199	115F0241			38°C	2963	3916	4967	6124	7376	8723	10160
									43°C	2634	3550	4557	5660	6851	8130	9491
		OP-HJM040D	115F0026	115F0147	115F0200	115F0242	N Q V	MT040	32°C	3775	4900	6109	7391	8822	10608	12502
			115F0027	115F0148	115F0201	115F0243			35°C	3547	4660	5915	7320	8882	10608	12502
			115F0028	115F0149	115F0202	115F0244			38°C	3318	4419	5659	7045	8585	10291	12159
									43°C	2934	4013	5228	6584	8089	9752	11574
		OP-HJM044D	115F0030	115F0151	115F0203	115F0245	N Q V	MT044	32°C	3421	4660	6094	7728	9567	11603	13831
			115F0031	115F0152	115F0204	115F0246			35°C	3232	4434	5822	7403	9179	11147	13305
			115F0032	115F0153	115F0205	115F0247			38°C	3042	4207	5550	7078	8789	10695	12777
									43°C	2723	3825	5092	6531	8144	9935	11896

Figura 13: Informações técnicas da unidade condensadora.

Fonte: Adaptado do catálogo da Danfoss (2021).

A seguir são apresentadas principais as dimensões do modelo selecionado, além da identificação dos principais pontos da unidade condensadora.

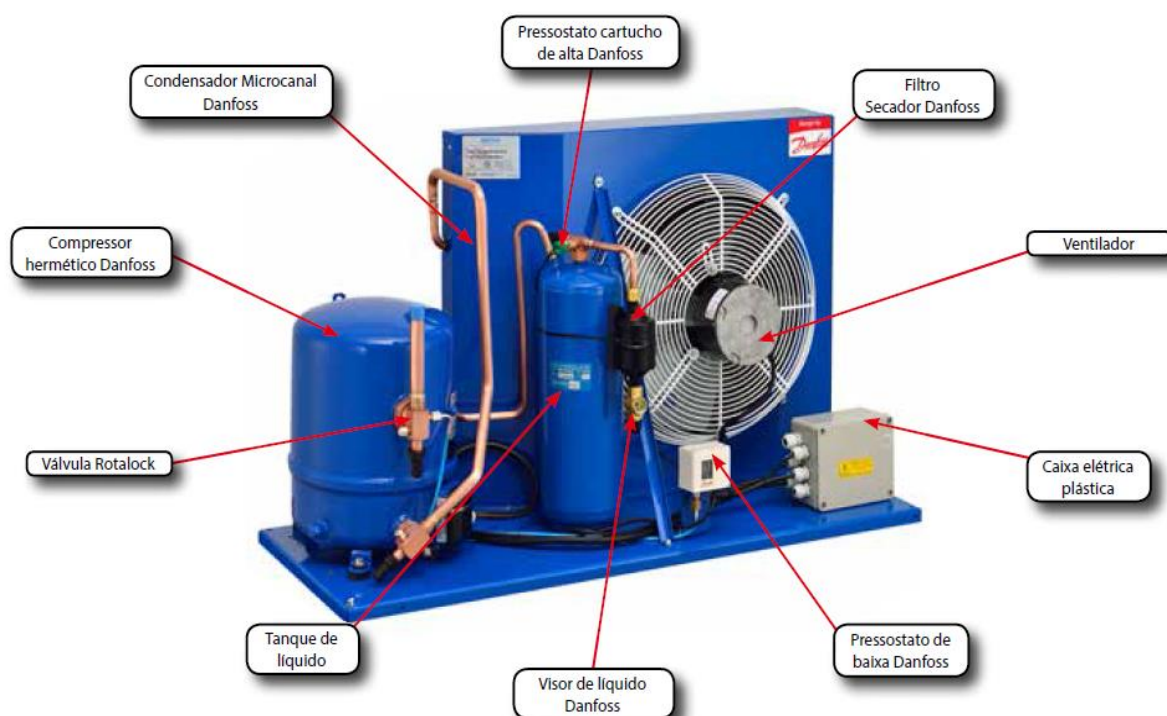


Figura 14: Unidade condensadora Danfoss

Fonte: Adaptado do catálogo da Danfoss.

3.10.2.1 Diagrama de Mollier

O diagrama de Mollier representa as características operacionais do presente sistema, sendo este ilustrado na Figura abaixo, enquanto o Anexo 4, apresenta o diagrama de P-H do sistema considerando o fluido refrigerante R22. No qual apresenta as propriedades termodinâmicas de um dado sistema.

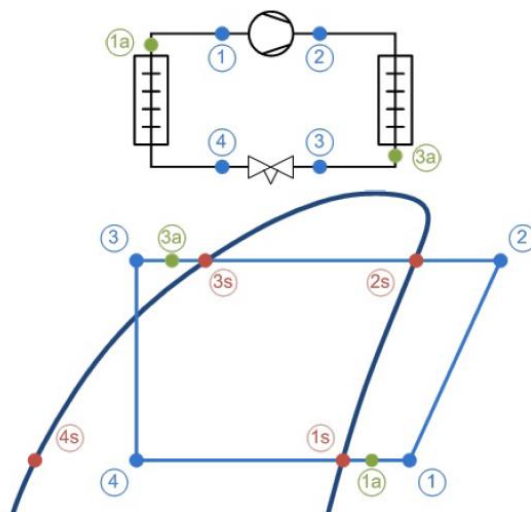


Figura 15: Diagrama de Mollier do circuito frigorífico.
Fonte: Adaptado do software coolselector2.

A Figura abaixo apresenta as condições de operação do circuito frigorífico.

Coolselector2



Fluxos de massa

Fluxo de massa no evaporador:

0,06451 kg/s

Fluxo de massa no compressor:

0,06451 kg/s

Modelo	OP-HJM036D20N
Código	115F0021
Modelo do compressor	MT36-1
Linha de produtos	Optyma™
Versão do produto	D20
Refrigerante	R22
Resfriamento [W]	6076
COP resfriamento reduzido [W/W]	1,67
Potência total [W]	3639
Corrente total [A]	15,55
Frequência [Hz]	60
Fonte de alimentação	208 - 220 V 1 ph
Tc [K]	315

Figura 16: Condições de operação do circuito frigorífico.
Fonte: Adaptado do software coolselector2 (2021).

3.10.3 Seleção da Válvula de Expansão

A seleção da válvula de expansão será baseada nos parâmetros apresentados pela equação abaixo. No qual utilizou a carga térmica requerida do evaporador e converteu Kcal/h em Toneladas de refrigeração (TR).

$$TR = 3.686 \times 3,3083 \times 10^{-4} = 1,22 \text{ (TR)}$$

De posse desse valor 1,22 TR, através da tabela do fabricante da Danfoss chega se ao modelo da válvula que atende ao projeto.

Tipo de válvula / orifício	Temp. de condensação (°C)	R22				
		Capacidade em (kw)				
		Temp. de evaporação (°C)				
		-35	-30	-10	0	5
T2 / 0X		0,53	0,55	0,60	0,61	0,60
T2 / 00		1,0	1,1	1,2	1,3	1,3
T2 / 01	35	1,7	1,8	2,6	3,0	3,2
T2 / 02		2,3	2,6	3,8	4,4	4,7

Figura 17: Tabela de seleção do tipo de válvula.
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Danfoss (2021).

A válvula de expansão selecionada, possui uma capacidade de 2,6 TR. Atendendo assim a capacidade nominal requerida do sistema. A Figura abaixo apresenta um modelo de válvula da Série T2/01 da fabricante Danfoss.



Figura 18: Válvula modelo T2/01 da Danfoss.
Fonte: Adaptado do catálogo da Danfoss (2021).

3.10.4 Seleção da Tubulação

Para reduzir a perda de carga, optou-se em disponibilizar os equipamentos o mais próximo possível. Nessa seleção foi utilizado as tabelas das Figuras 9 e 10 para selecionar as linhas de alta e baixa pressão. No qual considerou uma temperatura de evaporação aproximada -12°C com a capacidade de refrigeração aproximada de 4.500 Kcal/h (capacidade de refrigeração do sistema foi de 4.008 Kcal/h) encontrou

se um valor de 5/8" ou 15,88 milímetros para alinha de sucção e um valor de 3/8" ou 9,53 milímetros para a linha de líquido.

Temperatura de evaporação																					
Capacidade do sistema (Kcal/h)	4,5°C						-6,5°C						-12°C						-18°C		
	Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						Comprimento Equivalente (m)		
	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5
250	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3/8	3/8	3/8
750	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2
1.000	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8
1.500	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	5/8	5/8	5/8
2.250	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8
3.000	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8
3.750	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	7/8
4.500	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	11/8
6.000	5/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	7/8	7/8	11/8	11/8	11/8	13/8	7/8	11/8	11/8
7.500	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	11/8	7/8	7/8	7/8	11/8	11/8	11/8	7/8	11/8	11/8	11/8	11/8	13/8	7/8	11/8	11/8
9.000	7/8	11/8	11/8	11/8	11/8	13/8	7/8	11/8	11/8	11/8	11/8	13/8	7/8	11/8	11/8	11/8	13/8	13/8	11/8	11/8	11/8
10.500	7/8	11/8	11/8	11/8	11/8	13/8	7/8	11/8	11/8	11/8	13/8	13/8	11/8	11/8	11/8	13/8	13/8	13/8	11/8	11/8	13/8

Figura 19: Seleção de diâmetro de tubulação para a linha de Sucção.

Fonte: Vilain (2006).

Temperatura de evaporação																					
-18°C			-23°C						-29°C						Diâmetro da linha de líquido						Capacidade do sistema (Kcal/h)
Comprimento equivalente (m)			Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						Comprimento equivalente (m)						
30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	7,5	15	22,5	30	45,5	60	
3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	250
5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	750
5/8	5/8	7/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1.000
5/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1.500
7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	2.250
7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3.000
7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3.750
1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	4.500
1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	6.000
1 1/8	1 3/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	7.500
1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	9.000
1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	10.500

Figura 20: Seleção de diâmetro de tubulação para a linha de líquido.

Fonte: Vilain (2006).

3.11 Porta da Câmara Frigorífica

Foi adotada um modelo de porta de correr manual (Figura 21) para a câmara fria com as seguintes dimensões 1200 x 2200 x 100 mm. Pois as peças de carne serão acondicionadas em carros gancheira com bandeja (anexo 4) e uma porta mais larga

se fez necessário para atender a essa necessidade de locomoção desses carros para o deslocamento do produto.



Figura 21: Porta da câmara
Fonte: Catálogo da DânicaZipco (2021).

3.12 Circuito do Sistema de Refrigeração

O circuito completo de refrigeração é apresentado na Figura 22.

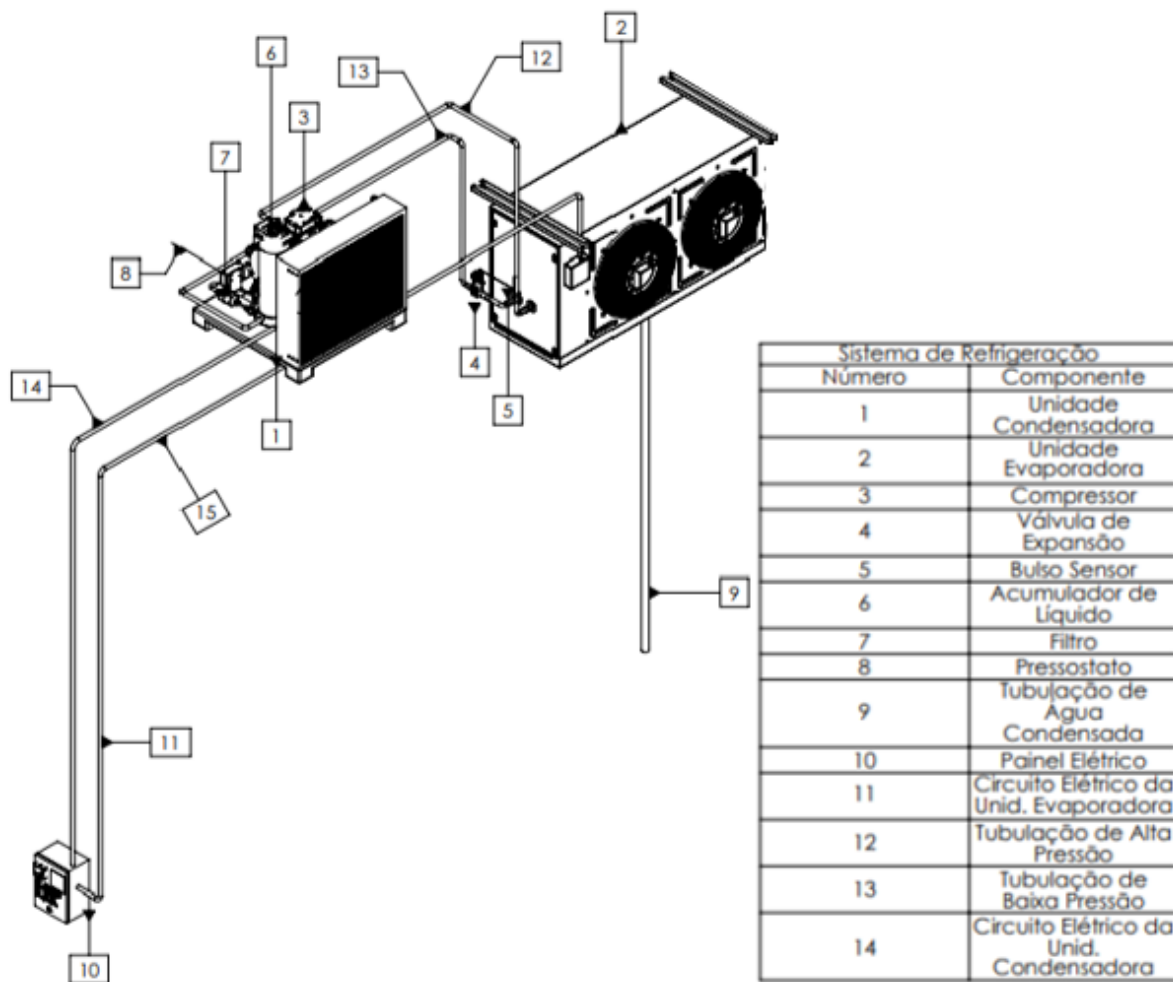


Figura 22: Identificação dos componentes do circuito do sistema de refrigeração.

3.13 Visão Geral da Câmara

Após a seleção de todos os componentes foi feita uma montagem do projeto da câmara fria no programa Solidworks na versão estudante, que é um *software* de CAD 3D (Computer-Aided Design) desenvolvido inicialmente pela SolidWorks Corporation que funciona no sistema operativo Windows.

A figura 23 mostra a vista isométrica da câmara fria projetada.

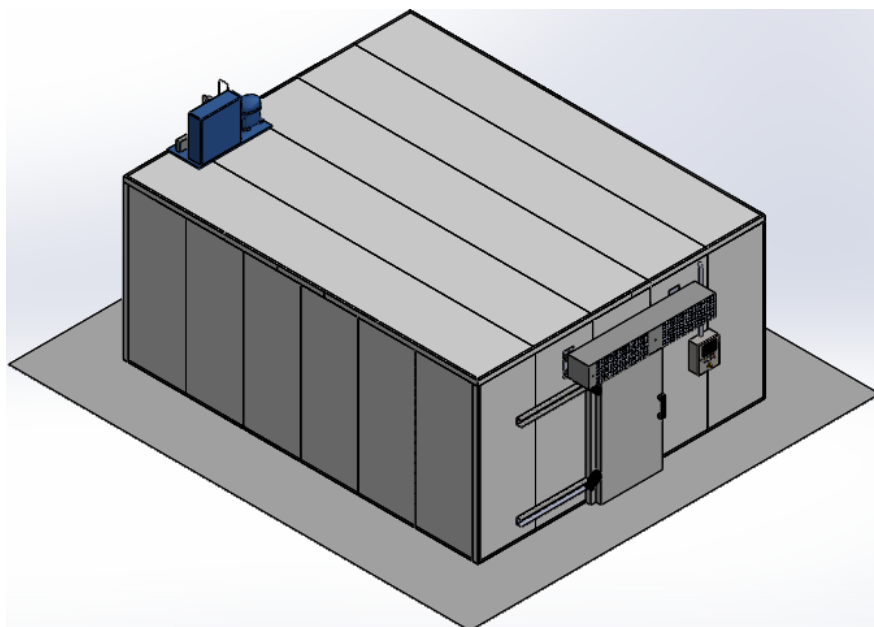


Figura 23: Vista isométrica da câmara fria

3.14 Considerações Finais do Projeto

Visando garantir um dimensionamento coerente com a necessidade do projeto, as considerações de carga térmica foram minuciosamente consideradas. As dimensões principais estabelecidas da câmara frigorífica assim como a relação dos principais componentes selecionados no dimensionamento são apresentadas nas Tabelas abaixo.

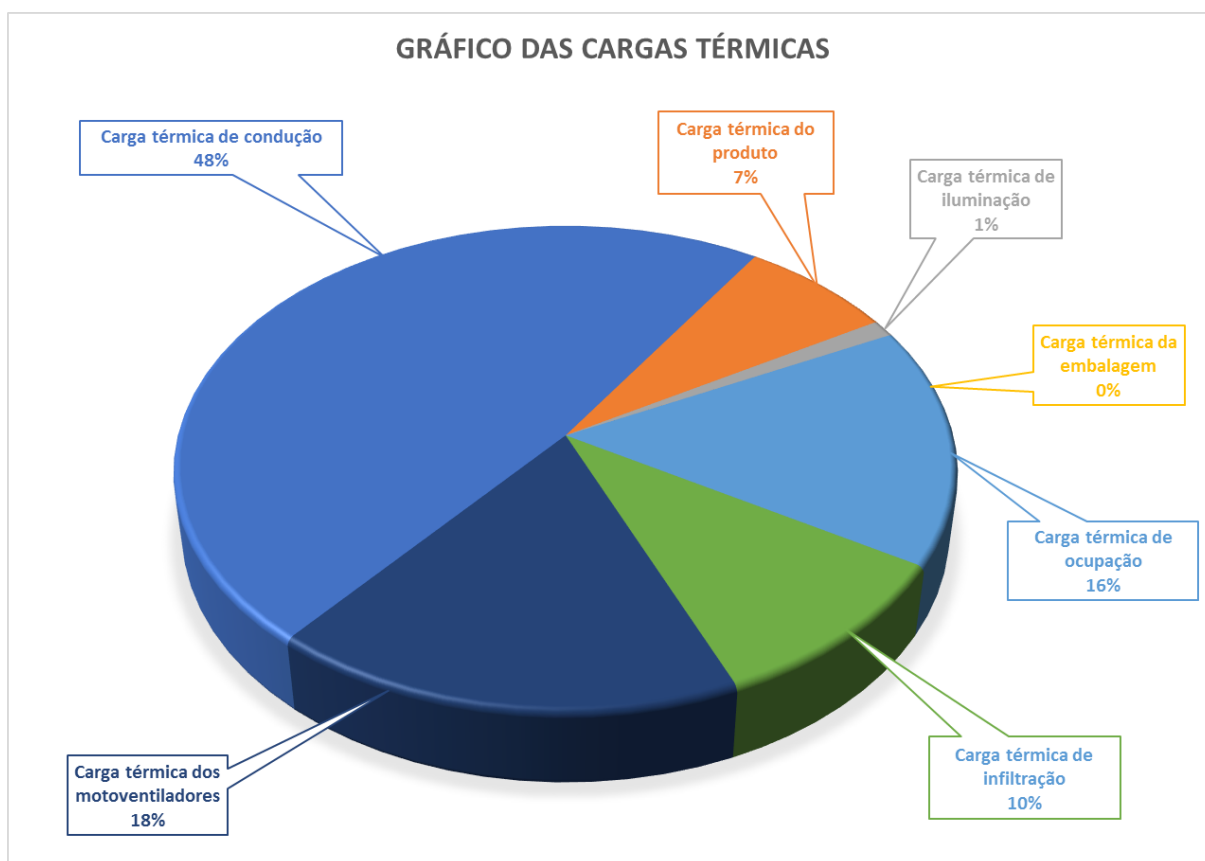
Tabela 10: Dimensões estabelecidas da câmara fria.

Símbolo	Valor	Unidade
Largura	5,6	m
Comprimento	6,92	m
Área da câmara fria	37,63	m ²
Pé direito	3	m
Volume da câmara	116,3	m ³
Porta (largura x altura)	1,2 x 2,2	m
Corredor (largura)	2	m

Tabela 11: Principais componentes selecionados no dimensionamento.

Equipamento/Componente	Quantidade	Fabricante
Evaporador	1	HEATCRAFT
Unidade Condensadora	1	DANFOSS
Válvula de expansão termostática	1	DANFOSS
Painel isolante	75,71 m ²	DANICAZIPCO
Porta	1	DANICAZIPCO
Cortina de ar	1	INTERNATIONAL
Lâmpadas de LED	4	LUMICENTER

No gráfico da Figura abaixo pode se observar os valores da carga térmica quanto a sua proporcionalidade. Observa-se que a maior carga térmica envolvida no projeto é oriunda da carga térmica de condução com 48% e a segunda maior carga térmica foi a carga térmica dos motoventiladores com 18%, em contrapartida a carga térmica que envolve a iluminação apresentou apenas 1% da taxa de carga térmica total calculada no projeto.

**Figura 24:** Taxa das cargas térmica.

3.16 Orçamento

O orçamento do projeto pode ser analisado no Apêndice 1. No qual obteve um valor de R\$ 71.028,67.

4 CONCLUSÃO

O dimensionamento da câmara fria foi realizado conforme o pressuposto da revisão bibliográfica e da normatização, avaliando indicações e parâmetros de boas práticas para um dimensionamento coerente e que garantisse a plena satisfação das necessidades e uma boa disposição dos produtos dentro da câmara frigorífica projetada.

E de posse dos resultados obtidos, foi calculada a área da câmara fria 38,75 m² e o volume da câmara de 116,3 m³, em conformidade com o painel isolante de poliestireno selecionado, visando atender uma demanda de armazenamento de 8.000kg de carne, garantindo assim a qualidade do produto.

Avaliou-se as características do produto e atentou-se a garantir a integridade e qualidade deste durante o armazenamento. Para isso, todas as condições de carga térmica que se faziam presentes foram avaliadas e devidamente consideradas. Chegando a um valor final de 77.405,14 Kcal/h. Em posse desse resultado se deu início a escolha dos componentes do sistema frigorífico, sendo selecionado um evaporador modelo FME 178, uma unidade condensadora modelo OP-HJM036D, versão D20 e uma Válvula de Expansão modelo T2/01, atendendo assim, a demanda térmica do projeto.

Os equipamentos e componentes selecionados para composição do sistema de refrigeração, foram definidos segundo a necessidade do projeto, realizando pesquisas de mercado, onde obteve um orçamento de R\$ 71.028,67.

REFERÊNCIAS

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8995-1: **Norma para Iluminação de ambientes de trabalho**. Parte 1, Paraná. ABNT, 2013.

ASHRAE. **Refrigeration Handbook**. Am. Soc. Heat. Refrig. Air Cond. Eng., Atlanta, USA. 2010.

ANTUNES, P. H. A. **Processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração comerciais**. 2015. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal de Uberlândia - UFU. Uberlândia.

CHAGAS, C. A. J. **Projeto e Construção de Câmaras Frigoríficas**. York Refrigeration, Joinville, 2012.

CALM, M. J.; DOMANSKI, A. P. R22 replacement status. **ASHRAE Journal**. v. 48, n. 8, p. 29-39, 2004.

COSTA, W. L. **Dimensionamento de câmara fria para lojas de conveniência de postos de combustível**. 2018. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal Fluminense - UFF. Niterói.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado** 6. Ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2004.

CRESTANI, E. S.; VALLÉRIUS, M. C. **Desenvolvimento de Bancada para Verificação dos Ciclos de Refrigeração**. 2013. Trabalho de Conclusão de Curso. Faculdade de Horizontina – FAHOR, Horizontina, 2013.

DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração**. 1ª ed. Rio de Janeiro: Hemus, reimpressão 2004.

FROTA, A.B.; SCHIFFER, S.R. **Manual de conforto térmico**. 7ª. ed. São Paulo: Ampub Comercial Ltda, 2003.

GIMENEZ, A. **Projeto de um entreposto frigorífico com análise da barreira de vapor, carga térmica e do ciclo de refrigeração**. 2013. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal do Rio de Janeiro-UFRJ, Rio de Janeiro.

GOMES, M.; FERRAZ, F. **O histórico da refrigeração fluidos refrigerantes ozônio/processo de formação/destruição sistemas de refrigeração componentes de um sistema de refrigeração**. Apostila de refrigeração, 2008.

GIRARD, C. L. **Frutas do Brasil / Maçã: pós colheita**. 1ª ed. Brasília: Embrapa Informação Tecnológica, 2004.

GUIMARÃES, R. C. **Dimensionamento de um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo**. 2012. Trabalho de conclusão de curso. Universidade São Francisco – USF. Campinas.

LAWRIE, R. A. **Meat Science**. Cambridge, Inglaterra. Woodhead Publishing, 2006.

MARTINELLI, L. C. **Refrigeração**. Panambi: Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, 2003.

MELO, S. V. M. **Projeto de uma fábrica de pescado utilizando túnel de congelamento e câmara de estocagem com o fluido refrigerante R404a**. 2018. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal de Uberlândia – UFU. Uberlândia.

OLIVEIRA, M.; PAIVA, T. V. **Análise de desempenho das câmaras frigoríficas do RU-UFES**. 2016. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal do Espírito Santo-UFES, Vitória.

PARDI, M. C. **Ciência, Higiene e Tecnologia da Carne**, Volume I. 2ª edição. Editora UFG, 2006.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2ª ed. São Paulo, Editora EDGARD BLUCHER, 2002.

SILVA, J. G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. 2ª. ed. São Paulo: ARTLIBER, 2004.

SILVA, J. C, CASTRO, A. C. **Refrigeração e climatização para técnicos e engenheiros**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda. 2007.

SILVA, G. J. **Projeto de câmaras frias de pequeno porte** – IFSC São José, 2019.

SOARES, R. **As Diversas Formas de Conservação de Alimentos**. Hôtelier News, São Paulo, 2010.

SOUZA, Z. M. C. **Uso do frio industrial na conservação de carcaças bovinas: Uma revisão**. 2017. Trabalho de conclusão de curso. Faculdade de Agronomia e Medicina Veterinária da Universidade de Brasília – FAV. Brasília.

TORRES, O. M.; SILVA, W. R. **Dimensionamento de câmara fria de médio porte**. 2011. Trabalho de conclusão de curso. Faculdade Redentor-FAC, Itaperuna.

VILAIN, R. **Projetos de Câmaras Frigoríficas de Pequeno Porte**, Apostila, CEFET/SC, 2006.

YORK REFRIGERATION. **Treinamento em Refrigeração Industrial com Amônia**. Joinville, 2008.

WYLEN, V. G. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo, Ed. Edgard Blucher Ltda, 1995.

ANEXOS

ANEXO 1 - CATÁLOGO DE EQUIPAMENTOS E COMPONENTES

Catálogo Cortina de Ar **MIDEA**. Midea. Disponível em: < <https://www.midea.com/br/> > Acesso em 20 de abril de 2021.

Catálogo Cortina de Ar **INTERNATIONAL REFRIGERAÇÃO**. International Refrigeração. Disponível em: <https://www.internationalrefrigeracao.com.br>

Catálogo Evaporador **HEATCRAFT**. Heatcraft Brasil. Disponível em: <<https://www.heatcraftbrpd.com/>> Acesso em 20 de abril de 2021.

Catálogo Painel Isolante **DÂNICA ZIPCO**. Dânica Zipco. Disponível em: <<https://danica.com.br/>> Acesso em 18 de abril de 2021.

Catálogo Lâmpada **LUMICENTER LIGHTING**. Lumicenter Lighting. Disponível em: <http://www.lumicenteriluminacao.com.br/>

Catálogo **REFRIO COILS & COOLERS**. Disponível em: <<https://www.refrio.com/download>> Acesso em 30 de abril de 2021.

Catálogo Unidade Condensadora **DANFOSS**. Danfoss. Disponível em: <https://www.danfoss.com.br>

Catálogo Válvula de Expansão Termostática **DANFOSS**. Danfoss. Disponível em: <<https://www.danfoss.com/pt-br/>> Acesso em 30 de abril de 2021.

ANEXO 2 – LÂMPADA INDUSTRIAL EHT23-S2000830

GRUPO
LUMICENTER
L I G H T I N G

LHT23-S2000830



 **Garantia:**
5 anos.

 **Desenvolvido e
fabricado no Brasil.**

 **Placa de LED
integrada.**

 **Vida útil:**
50.000 horas.

 **Proteção:**
IP66.

Fluxo	2000lm
Potência	19W
Eficiência	105lm/W
Temperatura de Cor	3000K
IRC	>80
Consistência de Cor	3SDCM
Grau IP	IP66
Tensão de Entrada	100 a 250V
Frequência	50/60Hz
Classe de Isolamento	Classe I
Vida Útil	50.000h
Temperatura de Operação	-20°C A 50°C

Aplicação: Indicada para ambientes sujeitos a acúmulo de pó, umidade ou que exijam alto grau de limpeza.

Instalação: Sobreposto em forros de alvenaria, gesso, madeira ou eletrocalhas. Pendente por meio de cabos de aço. Não recomendada a instalação a céu aberto.

Corpo: Em policarbonato injetado na cor cinza.

Vedação: Através de borracha de poliuretano e presilhas em policarbonato reforçado com fibra de vidro.

Difusor: Difusor interno em policarbonato texturizado flexível e difusor externo em policarbonato transparente prismático.

LED e Driver: LEDs SMD de alto desempenho aplicados sobre placa de circuito impresso. Driver multitemensão não dimerizável com alto fator de potência e baixo THD.

Durabilidade: Manutenção de 70% do fluxo luminoso inicial acima de 50.000h de uso, em ambientes com temperatura entre -20 e 50°C.

Equivalência: Para substituição de duas lâmpadas fluorescentes tubulares T5 de 54W.

Acessório: Acompanha cabo de alimentação 3x1,5mm² e plug macho 3 pinos.

Observações: Ótima distribuição luminosa e conforto visual.



VISTA FRONTAL VISTA LATERAL

A (mm)	B (mm)	C (mm)
145	111	662

Rua Salomão Miguel Nasser, 1200, São José dos Pinhais - PR. - 83.060-230 | +55(41)2103-2750 | comercial@lumicenter.com | www.lumicenter.com

ANEXO 3 – CORTINA DE AR INTERNATIONAL REFRIGERAÇÃO



Modelo	Potência (HP)	Vazão	Saída Efetiva de Ar	Comprimento Total
Velocidade 10 m/s	(IV POLOS)	(M ³ /Min)	(mm)	(mm)
CAI - II - 600	0,33	31	628	1118
CAI - II - 800	0,33	41	828	1318
CAI - II - 1000	0,50	51	1046	1500
CAI - II - 1200	0,50	53	1246	1736
CAI - II - 1400	0,75	62	1446	1936
CAI - II - 1600	0,75	72	1646	2130
CAI - II - 1800	1,00	82	1846	2340
CAI - II - 2000	1,00	92	2046	2540
CAI - II - 2200	1,00	102	2246	2740
CAI - II - 2400	1,00	103	2464	2974
CAI - II - 2600	1,00	113	2664	3174
CAI - II - 2800	1,50	123	2864	3374
CAI - II - 3000	1,50	133	3064	3580
CAI - II - 3200	1,50	143	3264	3804
CAI - II - 3400	2,00	153	3464	3980
CAI - II - 3600	1,00 + 0,75	154	3682	4470
CAI - II - 3800	1,00 + 1,00	164	3882	4680
CAI - II - 4000	1,00 + 1,00	174	4082	4880
CAI - II - 4200	1,00 + 1,00	184	4282	5080
CAI - II - 4400	1,00 + 1,00	194	4482	5280
CAI - II - 4600	1.50 + 1.50	204	4682	5480

ANEXO 4 – CARRO GANCHEIRA

CARRO GANCHEIRA PARA CARNES - AÇO INOX 304



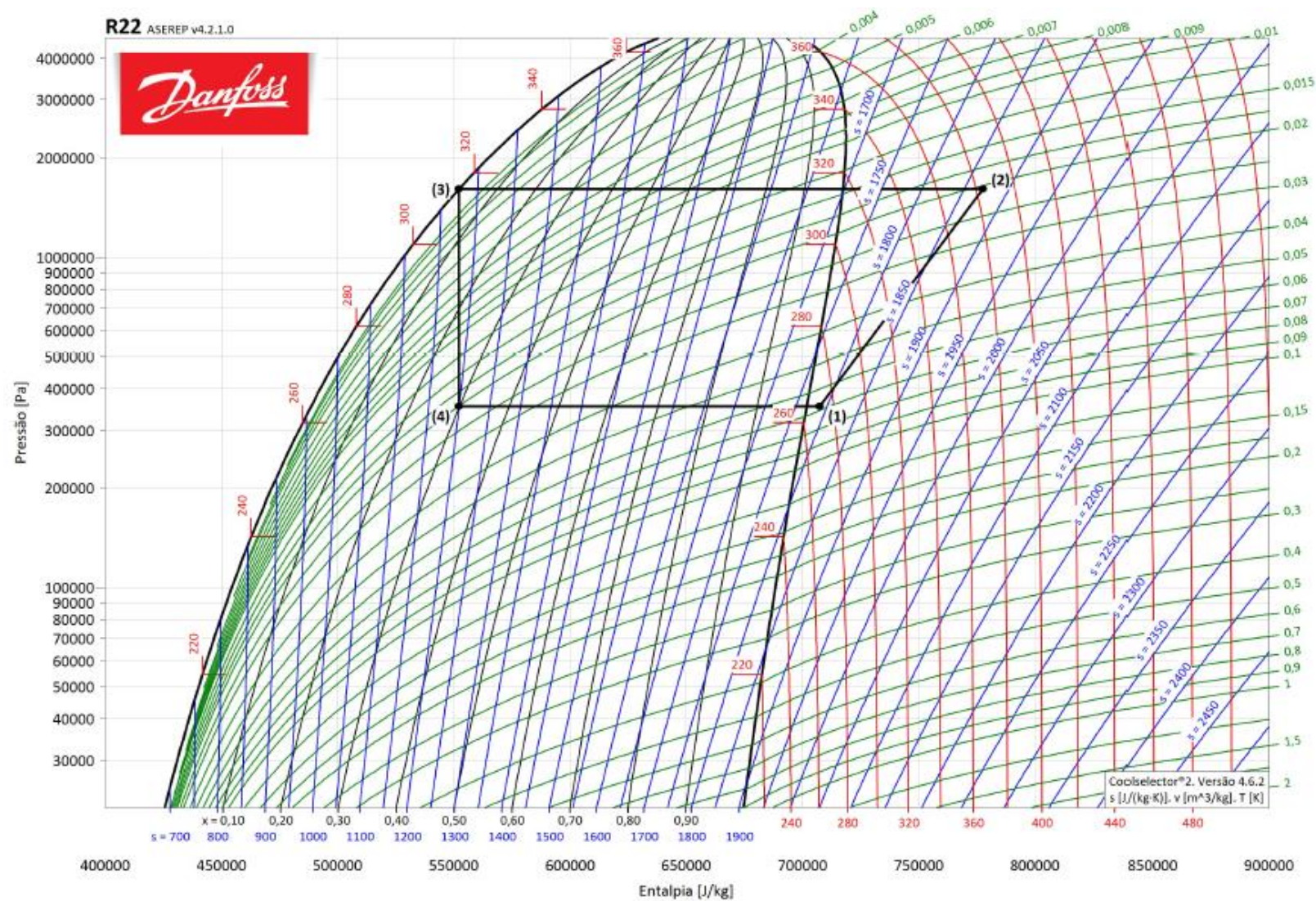
10 ganchos

Medida externa produto	Código
145x75x180,4 cm	620023



Tradição em inovar
desde 1991

ANEXO 4 – DIAGRAMA P- H



APÊNDICES

APÊNDICE 1 – ORÇAMENTO DO PROJETO

ITEM	EQUIPAMENTO	QUANT.	FORNECEDOR	CONTATO	VALOR	FRETE
1	Evaporador FME 178	1	Bandeirantes Refrigeração	(11) 94082 - 8688	R\$ 8.450,00	R\$ 88,86
2	Unidade condensadora OP-HJM036D	1	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 5.949,99	R\$ 107,86
3	Válvula de expansão T2/01	1	Refrigeração Catavento	(21) 3893-9812	R\$ 423,99	R\$ 20,26
4	Carga de fluido refrigerante R22	13,6 kg	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 1.399,99	R\$ 49,75
5	Painel isolante PUR/PIR 1120 x 3000 x 100 mm	75,71 metros	Dânica Zipco	(67) 3565 - 8200	R\$ 28.564,37	R\$ 1.680,64
6	Perfil cantoneira L 40 x 40 x 4 x 3000 mm	48 metros	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 350,40	Grátis
7	Perfil U 40 x 100 x 40 x 3000 mm	33 metros	Uberfrio	(34) 99841-7748	R\$ 450,78	R\$ 92,54
8	Porta frigorífica de correr 1200 x 2200 x 100 mm	2	Metalrib	(16) 99356 - 3749	R\$ 5.280,00	R\$ 1.463,50
9	Cortina de ar CAI-II-2600	1	Frigelar	(51) 9802 - 8999	R\$ 795,00	R\$ 48,50
10	Tubo de cobre 3/8" com 6 m	1	Leroy Merlin	0800-602-1380	RS 215,00	Grátis
11	Tubo de cobre 5/8" com 6 m	1	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 864,90	Grátis
12	Tubo de PVC 40mm	1	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 29,90	Grátis
13	Joelho 90°C PVC 40 mm	2	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 6,58	Grátis
14	Luva redutora de cobre 3/8" x 1/2"	1	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 10,35	38,74
15	Curva de 90° de cobre de 3/8"	3	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 18,00	
16	Curva de 90° de cobre de 5/8"	6	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 72,00	
17	Luva redutora de cobre 5/8" x 1 1/8"	1	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 16,99	
18	Luva redutora de cobre 1/2" x 7/8"	1	Eletrofrigor	(21) 3803-1400	R\$ 12,00	
19	Eletroduto rígido PVC 2" vara com 3m	34 metros	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 826,80	Grátis
20	Curva eletroduto PVC 2"	30 metros	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 284,50	Grátis
21	Tê de eletroduto rígido 2"	5	Himalter	(21) 2441-2266	R\$ 106,90	R\$ 29,42
22	Rebite 40 mm x 4,8 mm caixa com 100 unidades	1	Leroy Merlin	0800-602-1380	R\$ 21,90	Grátis
23	Painel operador e controlador de temperatura digital	1	Refrigeração Catavento	(21) 3893-9812	R\$ 990,00	R\$ 29,00
24	Lâmpada LED EHT23-S2000830	4	Lumicenter	(41) 99234-2728	R\$ 512,00	R\$ 104,15
25	Serviço na elaboração do projeto	-	-	-	R\$ 11.838,11	-
Total do projeto				R\$ 71,028,67		

APÊNDICE 2 — MEMORIAL DE CÁLCULO

1 VOLUME MÍNIMO

$$V_{min} = \frac{C}{D} = \frac{8.000(kg)}{100(kg/m^3)} = 80 \text{ m}^3 \quad (2.1)$$

2 ÁREA MÍNIMA

$$A_{min} = \frac{V_{min}}{P_{dir}} = \frac{80 (m^3)}{3 (m)} = 26,67 \text{ m}^2 \quad (2.2)$$

3 VOLUME DA CÂMARA

$$V_{câmara} = b \times L \times P = 5,6 \times 6,92 \times 3 = 116,3 \text{ m}^3 \quad (2.3)$$

4 ÁREA DA CÂMARA

$$A_{câmara} = b \times L = 5,6 \times 6,92 = 38,75 \text{ m}^2 \quad (2.4)$$

5 CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO

➤ Área da Parede Norte

$$A_{parede\ norte} = L \times P_{dir} = 5600 \times 3000 = 16.800.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 16,80 \text{ m}^2 \quad (2.6)$$

➤ Área da Parede Sul

$$A_{parede\ sul} = L \times P_{dir} = 5600 \times 3000 = 16.800.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 16,80 \text{ m}^2 \quad (2.6)$$

➤ Área da Parede Leste

$$A_{parede} = L \times P_{dir} = 6920 \times 3000 = 20.760.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 20,76 \text{ m}^2 \quad (2.6)$$

➤ Área da Parede Oeste

$$A_{parede} = L \times P_{dir} = 6920 \times 3000 = 20.760.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 20,76 \text{ m}^2 \quad (2.6)$$

➤ **Área da Parede Teto**

$$A_{teto} = L \times b = 5600 \times 6920 = 38.752.000 \text{ mm}^2 \text{ ou } 38,75 \text{ m}^2 \quad (2.7)$$

➤ **Transmissão de Calor por Paredes e Teto**

$$Q = \{U \times A \times [(Tar_{ext} - Tar_{int}) + \Delta_T]\} \times 24 \quad (2.5)$$

$$Q_{cond \text{ norte}} = \{0,33411 \times 16,80 \times [(35 - 0) + 1]\} \times 24 = 4.849,67 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{cond \text{ sul}} = \{0,33411 \times 16,80 \times [(35 - 0) + 0]\} \times 24 = 4.714,96 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{cond \text{ leste}} = \{0,33411 \times 26,76 \times [(35 - 0) + 0]\} \times 24 = 6.159,28 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{cond \text{ oeste}} = \{0,33411 \times 26,76 \times [(35 - 0) + 0]\} \times 24 = 6.159,28 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{teto} = \{0,33411 \times 38,75 \times [(35 - 0) + 3,5]\} \times 24 = 11.963 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{cond} = 33.846,19 \text{ kcal/h}$$

6 CARGA TÉRMICA DO PRODUTO

$$Q_{prod} = m \times C_{esp} \times (T_{ent} - T)$$

$$Q_{produto} = \{800 \times 0,8 \times [8 - 0]\} = 5.120 \text{ kcal/h} \quad (2.8)$$

7 CARGA TÉRMICA DA EMBALAGEM

Como o produto não será acondicionado em embalagem, essa carga térmica será desconsiderada.

$$Q_{emb} = 0 \text{ kcal/h}$$

8 CARGA TÉRMICA DE OCUPAÇÃO

$$Q_{ocup} = N_p \times 0,86 \times [272 - (6 \times T_{int})] \times nh \quad (2.12)$$

$$Q_{ocup} = 4 \times 0,86 \times \{272 - [6 \times 0]\} \times 8 = 11.228,16 \text{ kcal/h}$$

9 CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO

➤ Fluxo Luminoso Necessário (Lm)

$$L_m = Lux \times A_{\text{piso}} = 200 \times 38,75 = 7.750 \text{ lm.m}^2 \quad (2.9)$$

➤ Número de Lâmpadas

$$N_{\text{lâmpadas}} = \frac{L_m}{L_{me}} = \frac{7.750}{2000} = 4 \text{ lâmpadas} \quad (2.10)$$

➤ Carga Térmica de Iluminação

$$Q_{\text{ilum}} = P \times 0,86 \times N_{\text{horas}} \times N_{\text{lâmpadas}} \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{iluminação}} = 19 \times 0,86 \times 12 \times 4 = 784,32 \text{ kcal/h}$$

10 CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO

$$Q_{\text{inf}} = V \times N \times G \times (1 - E) \quad (2.13)$$

$$Q_{\text{inf}} = 116,3 \times 8,15 \times 25 \times (1 - 0,7) = 7.108,84 \text{ kcal/h}$$

11 CARGA TÉRMICA DOS MOTORES

$$Q_{\text{moto}} = P_{\text{equip}} \times 0,86 \times n_{\text{heq}} \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{motovent.}} = 680 \times 0,86 \times 21 = 12.280,8 \text{ kcal/h}$$

12 CARGA TÉRMICA TOTAL

$$Q_{\text{total}} = \sum_i^n = Q_i$$

$$Q_{\text{total}} = 33.846,19 + 5.120 + 784,32 + 0 + 11.228,16 + 7.108,84 + 12.280,80 = 70.368,31 \text{ kcal/h} \quad (2.15)$$

13 FATOR DE SEGURANÇA DE 10% DO VALOR TOTAL

$$Q_{final} = Q_{total} + 10\% Q_{total}$$

$$Q_{final} = 70.368,31 + (70.368,31 \times 10\%) = 77.405,14 \text{ kcal/h} \quad (2.16)$$

14 SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA FRIGORÍFICO

➤ Seleção dos Evaporadores

$$Q_{Re} = \frac{Q_{final}}{T_{efetivo \text{ de serviço diário}}} = \frac{77.405,14}{21} = 3.686 \text{ kcal/h} \quad (2.17)$$

➤ Temperatura de Evaporação

$$T_{evap} = T_{cons} - \Delta T = 0 - 9 = -9 \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (2.18)$$

➤ Número de Trocas de Ar do Evaporador

$$N_{trocas \text{ de ar}} = \frac{V_{evaporador}}{V_{câmara}} = \frac{8.546}{116,3} = 73,5 \quad (2.19)$$

➤ Número de Evaporadores

$$N_{evaporadores} = \frac{Q_e}{Capacidade \text{ do evaporador}}$$

$$N_{evaporadores} = \frac{3.686}{5.060} = 0,73 \quad (2.20)$$

15 SELEÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO

➤ Cálculo das Toneladas de Refrigeração (TR)

$$TR = \frac{kcal}{h} \times 3,3083 \times 10^{-4} = 3.686 \times 3,3083 \times 10^{-4} = 1,22 \text{ TR} \quad (2.21)$$

APÊNDICE 3 – MEMORIAL DESCRITIVO

DADOS DA CÂMARA FRIA

- Comprimento 6.920 x Largura 5.600 x Altura 3.000 mm;
- Capacidade de armazenamento: 8.000 Kg;
- Temperatura interna: 0° °C.
- Carga de gás refrigerante R22;
- 1 Válvulas de expansão termostática de 2,6 TR;
- 4 Luminárias hermética;
- 1 Cortina de ar com vazão de ar de 123 m³ por minutos;
- 1 Unidade condensadora refrigerada a ar;
- 1 Evaporador com degelo elétrico;
- 1 painel elétrico;
- 17 barras de perfil U de 3 metros de comprimento;
- 11 cantoneiras interna de 3 metros de comprimento;
- 1 Porta de correr de dimensões 1200 x 2200 x 100 milímetros.

MONTAGEM DAS PLACAS ISOLANTES, DO BATENTE E DA PORTA

As paredes laterais e o teto serão construídos por placas isolantes de poliestireno, de estrutura sólida, revestidas externa e internamente com chapas de aço galvanizado pintado na cor branca. E esses isopainéis possuem espessura de 100 mm e capacidade térmica de até -5 °C.

A montagem dos termopainéis deverá obedecer rigorosamente ao projeto, mantendo as paredes de lado maior, (comprimento) sobrepostas ao lado menor (largura). Os painéis serão fixados entre si por meio de engates (locks) de plástico de alta resistência com pinos-trava em aço inox, de acionamento interno, envolvidos e ancorados no poliestireno, tamponados com plugs plásticos. E será utilizado cantoneiras internas e perfil em U para o devido isolamento térmico das placas.

Os batentes são presos aos painéis utilizando contra batente e fixados com tirantes de nylon não sendo aparentes pelo lado externo e tendo como acabamento interno, porca castelo injetada também em nylon, ou ainda, porca sextavada recoberta com tampulho.

A porte de correr é feita de poliestireno expandido com densidade de 15kg/m³ e retardante à chama classe R1 conforme norma ABNT NBR 11948. Possui um revestimento em chapa de aço carbono pré-pintada e contendo trilho superior, roldanas superiores, roldanas laterais e puxadores interno e externo;

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

A unidade condensadora será refrigerada a ar, possui motoventilador independente, do tipo baixo nível de ruído. Dotada de gabinete à prova de intempéries, incluindo válvulas de serviço nas linhas de líquido e sucção, localizadas externamente ao gabinete, permitindo rápida instalação e quadro elétrico de fácil acesso, com abertura por fora, sem a necessidade de retirar o gabinete. E será instalada no lado externo da câmara frigorífica, acima do evaporador, em uma laje de alvenaria.

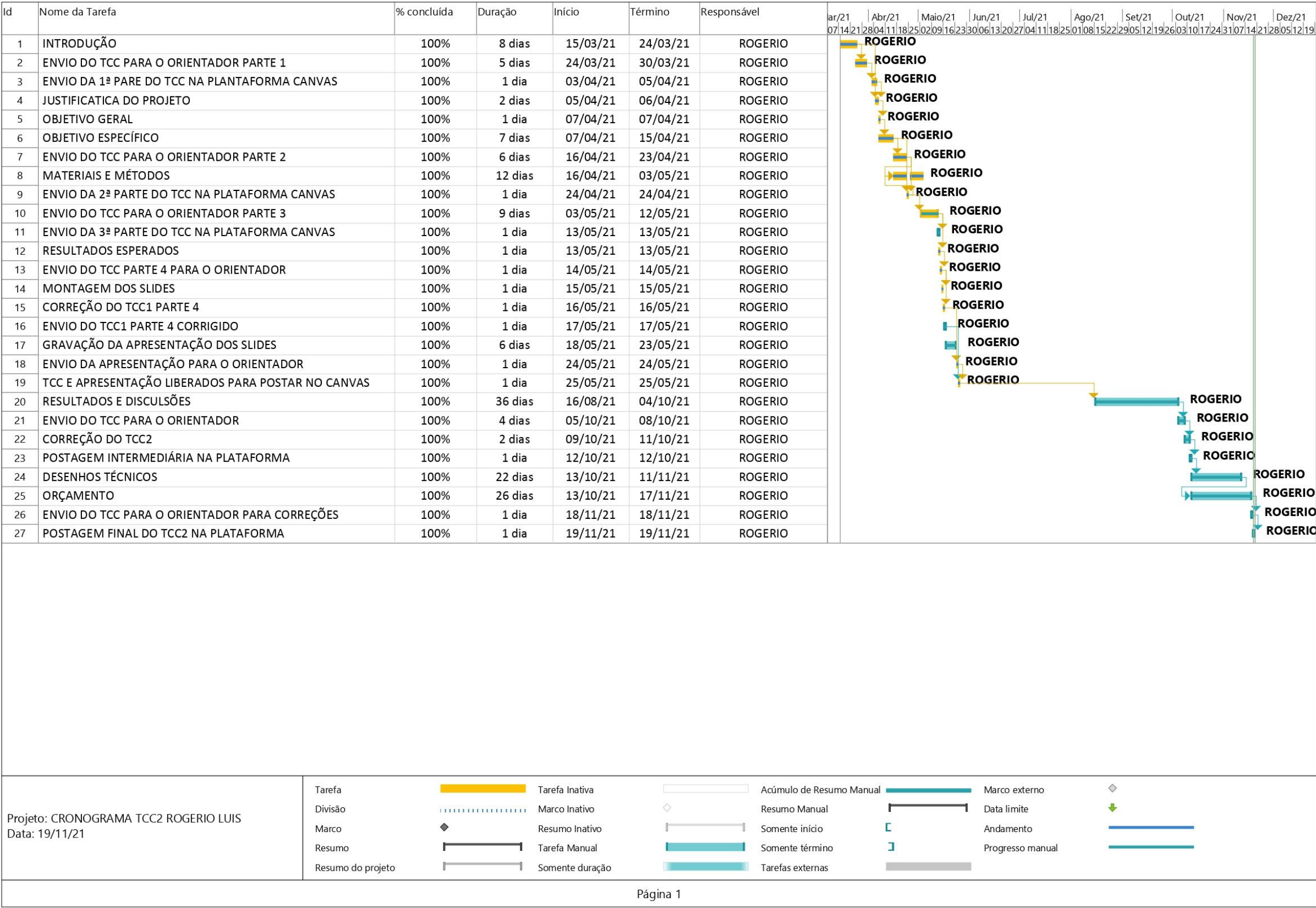
O evaporador deverá operar com válvula de expansão termostática com conexão tipo rosca na entrada do fluido refrigerante e conexão tipo solda na saída. Possui sistema de degelo no qual sua resistência está localizada na parte traseira da serpentina. O evaporador será fixado no teto do compartimento frigorífico.

Toda tubulação das linhas de fluxo; descarga / líquido / sucção, será com tubos de cobre rígido, sem costura, especiais para refrigeração. Todo o processo de solda deverá ser realizado com a passagem de nitrogênio através da tubulação a ser soldada, evitando a formação de resíduos de cobre ou “carepa”, indesejável para o sistema.

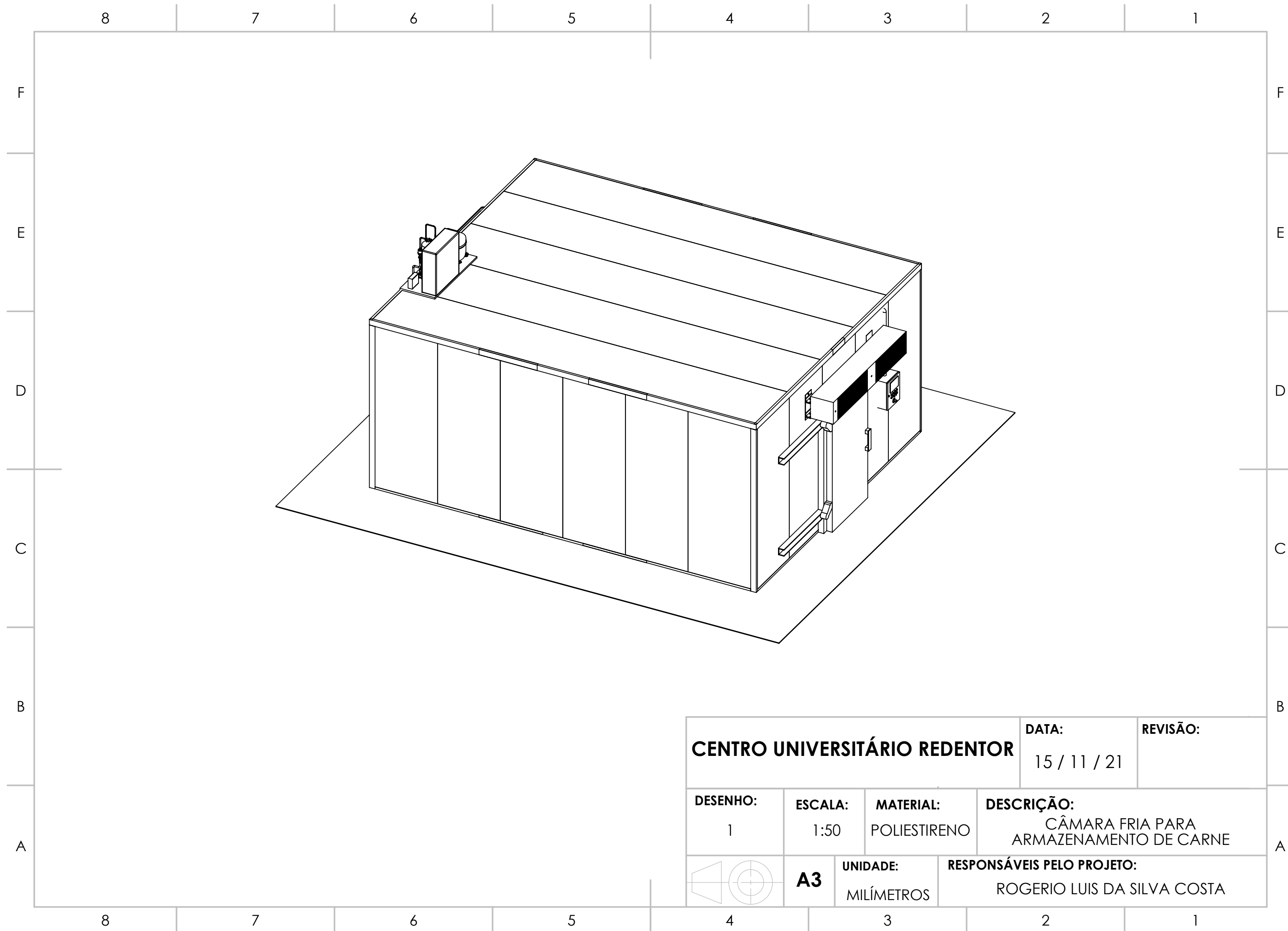
O circuito elétrico será isolado por eletrodutos e os equipamentos serão comandados através de um painel elétrico único, acondicionado em armário e ele contém:

- Chave seccionadora geral;
- Botão de emergência;
- Lâmpadas piloto;
- Relê térmico bimetálico para acionamento/ proteção do motor do compressor;
- Disjuntores termomagnéticos para acionamento dos motores do evaporador;
- Controlador microprocessador com funções de termômetro digital, termostato de temperatura ambiente, com diferencial regulável;
- Alarme visual de temperatura;
- Controlador de degelo elétrico.

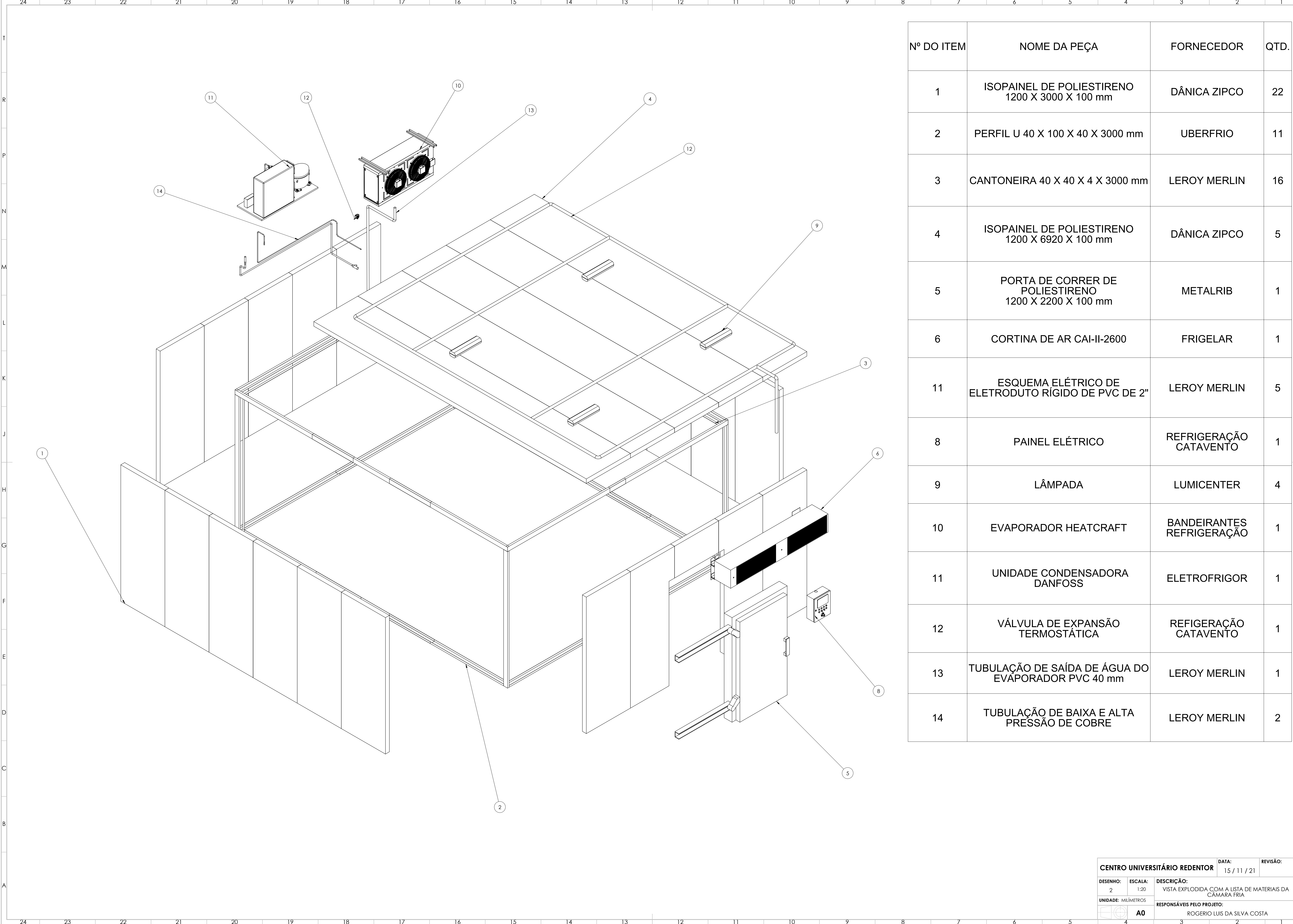
APÊNDICE 4 – CRONOGRAMA DO PROJETO



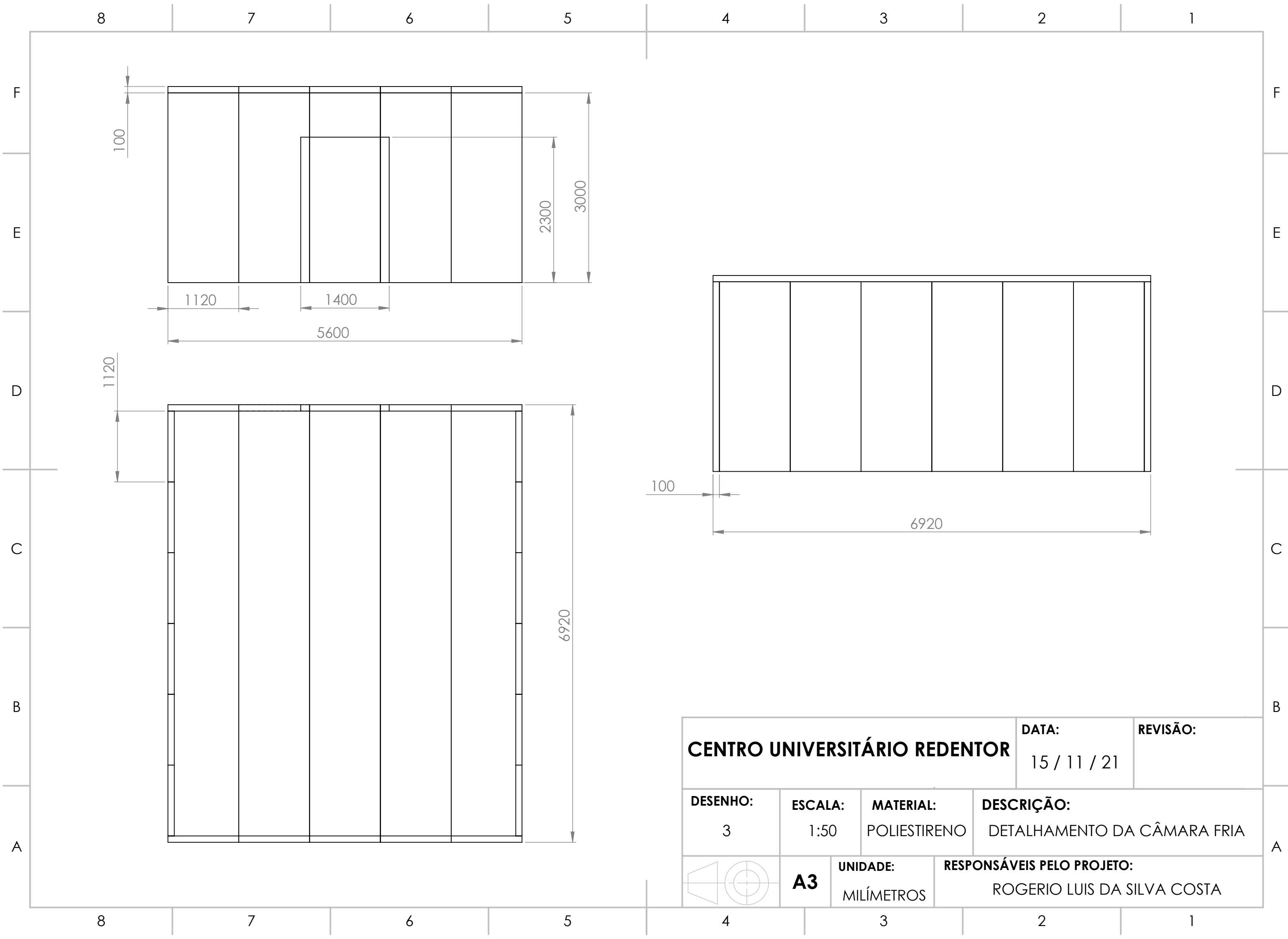
APÊNDICE 5 – DESENHOS TÉCNICOS

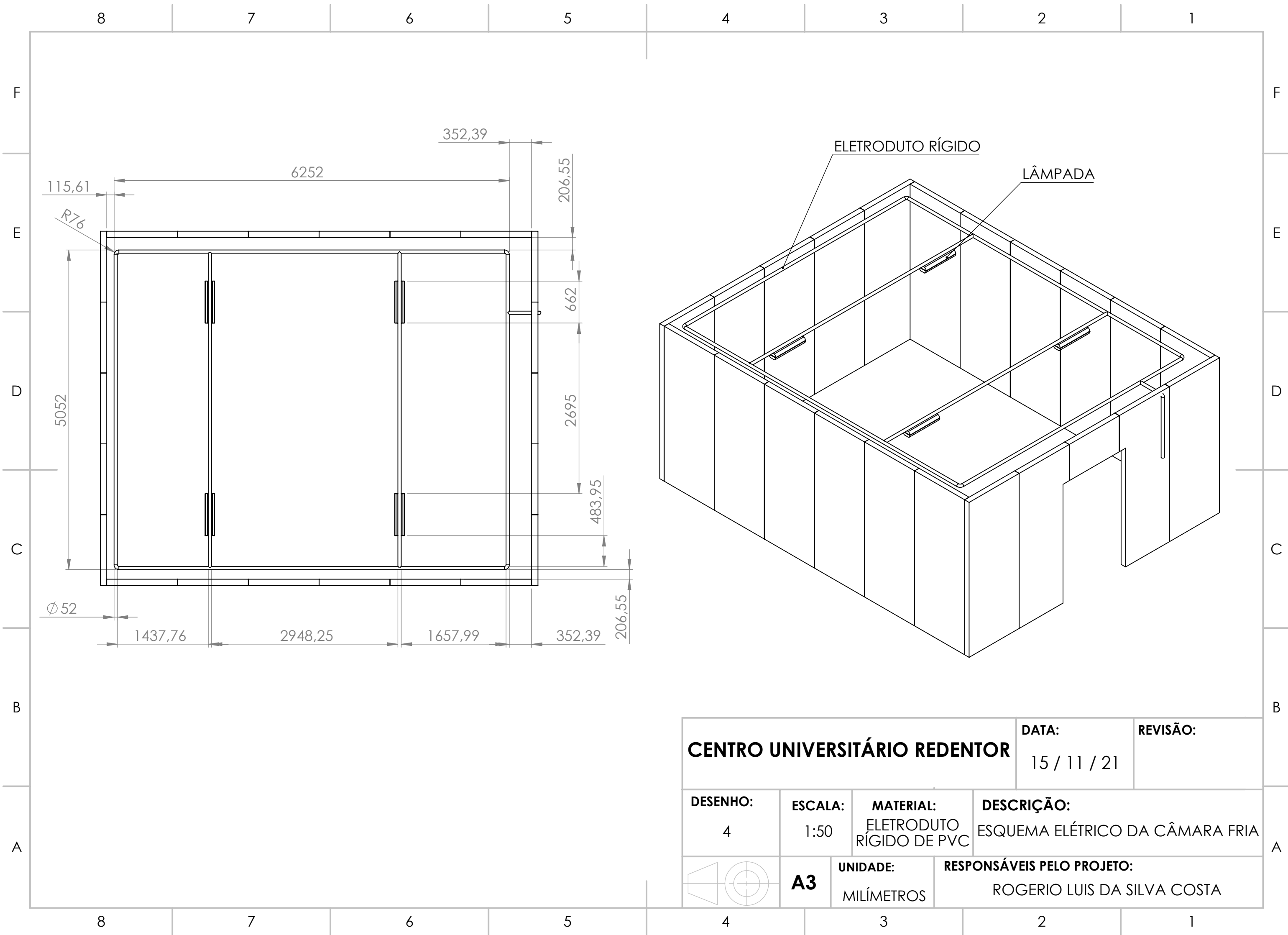


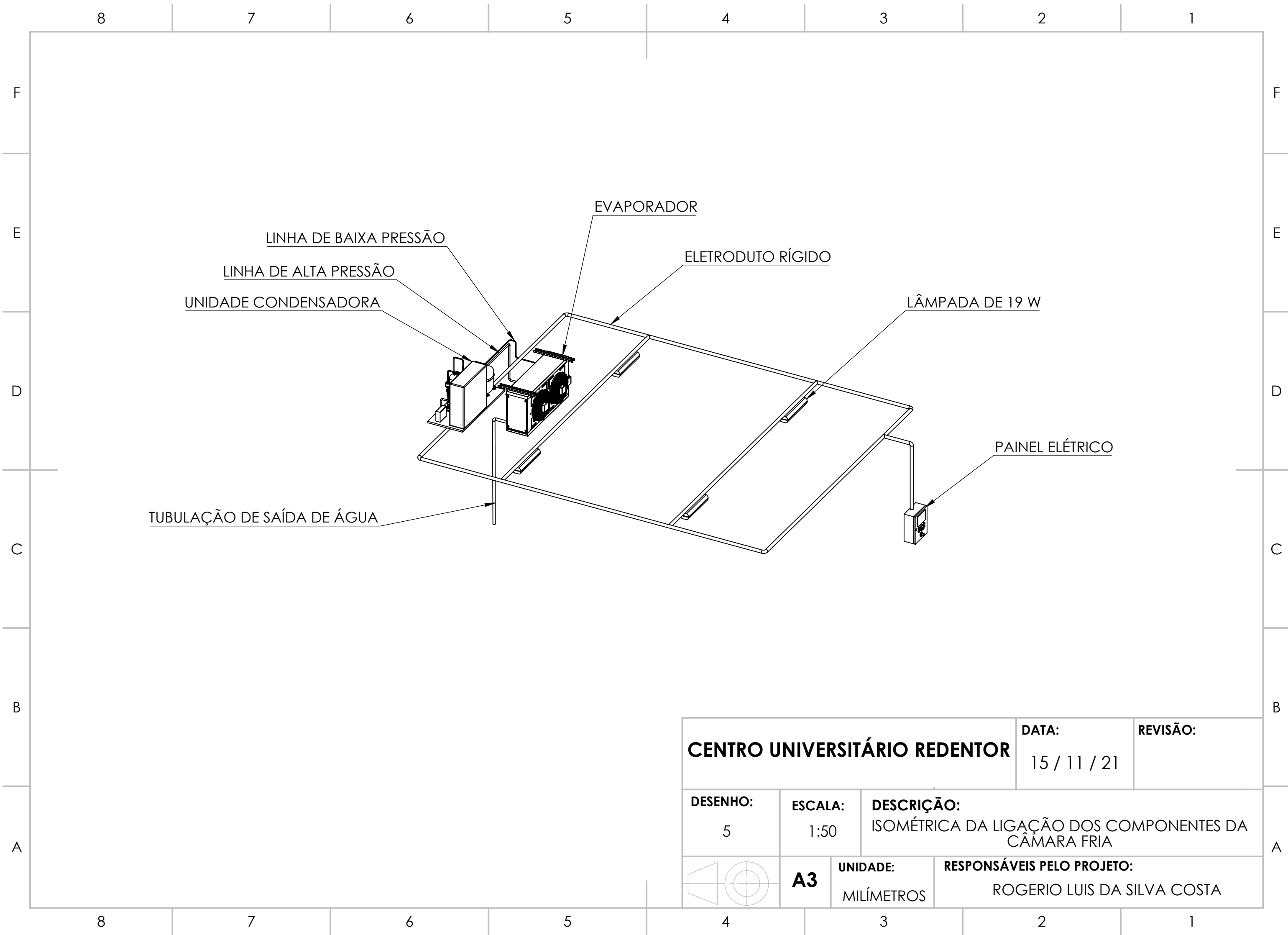
CENTRO UNIVERSITÁRIO REDENTOR				DATA: 15 / 11 / 21	REVISÃO:
DESENHO: 1	ESCALA: 1:50	MATERIAL: POLIESTIRENO	DESCRIÇÃO: CÂMARA FRIA PARA ARMAZENAMENTO DE CARNE		
		UNIDADE: MILÍMETROS	RESPONSÁVEIS PELO PROJETO: ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA		



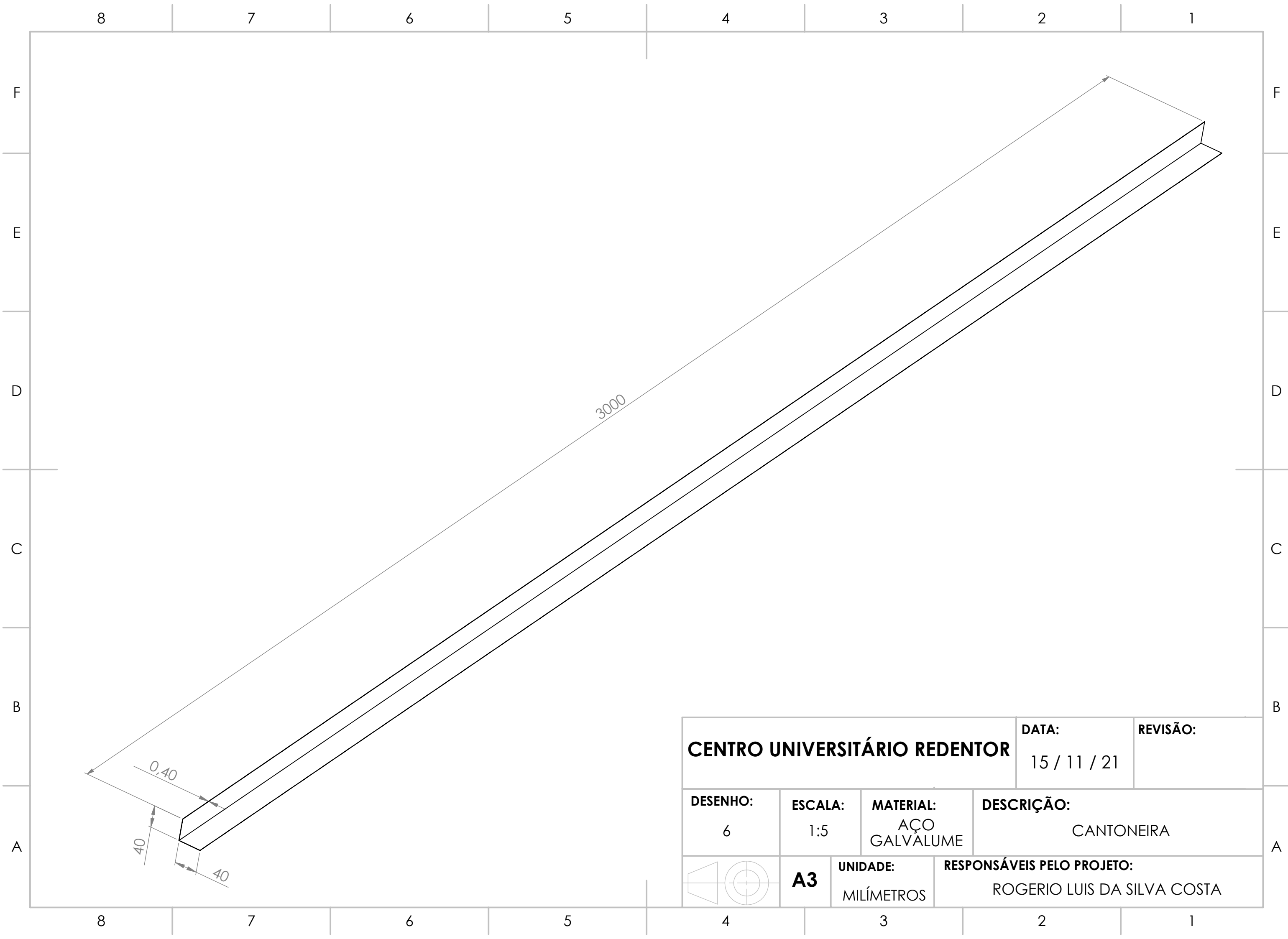
Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	FORNECEDOR	QTD.
1	ISOPAINEL DE POLIESTIRENO 1200 X 3000 X 100 mm	DÂNICA ZIPCO	22
2	PERFIL U 40 X 100 X 40 X 3000 mm	UBERFRIO	11
3	CANTONEIRA 40 X 40 X 4 X 3000 mm	LEROY MERLIN	16
4	ISOPAINEL DE POLIESTIRENO 1200 X 6920 X 100 mm	DÂNICA ZIPCO	5
5	PORTA DE CORRER DE POLIESTIRENO 1200 X 2200 X 100 mm	METALRIB	1
6	CORTINA DE AR CAI-II-2600	FRIGELAR	1
11	ESQUEMA ELÉTRICO DE ELETRODUTO RÍGIDO DE PVC DE 2"	LEROY MERLIN	5
8	PAINEL ELÉTRICO	REFRIGERAÇÃO CATAVENTO	1
9	LÂMPADA	LUMICENTER	4
10	EVAPORADOR HEATCRAFT	BANDEIRANTES REFRIGERAÇÃO	1
11	UNIDADE CONDENSADORA DANFOSS	ELETROFRIGOR	1
12	VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA	REFIGERAÇÃO CATAVENTO	1
13	TUBULAÇÃO DE SAÍDA DE ÁGUA DO EVÁPORADOR PVC 40 mm	LEROY MERLIN	1
14	TUBULAÇÃO DE BAIXA E ALTA PRESSÃO DE COBRE	LEROY MERLIN	2

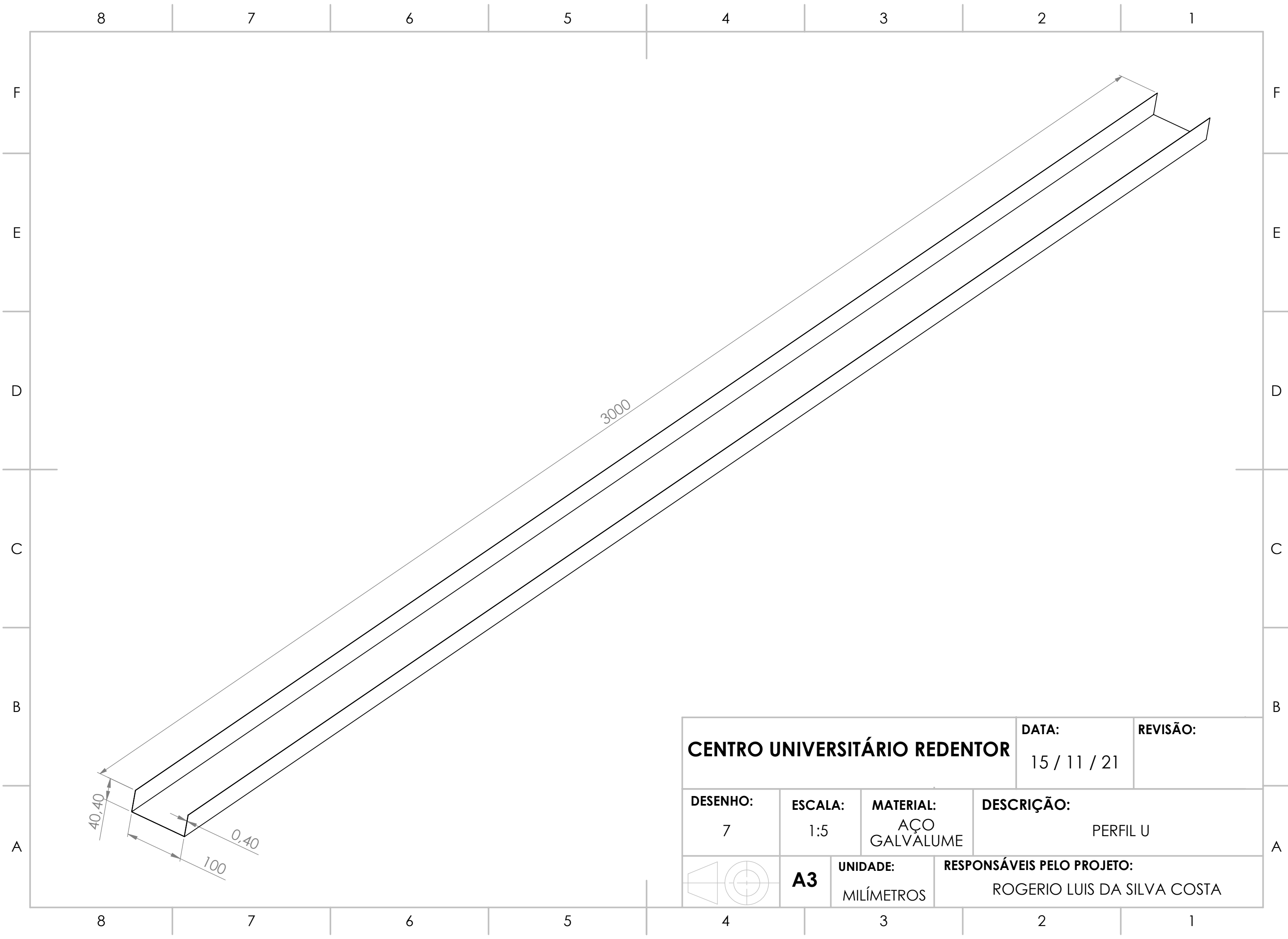






CENTRO UNIVERSITÁRIO REDENTOR			DATA: 15 / 11 / 21	REVISÃO:
DESENHO: 5	ESCALA: 1:50	DESCRIÇÃO: ISOMÉTRICA DA LIGAÇÃO DOS COMPONENTES DA CÂMARA FRIA		
		UNIDADE: MILÍMETROS	RESPONSÁVEIS PELO PROJETO: ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA	





CENTRO UNIVERSITÁRIO REDENTOR				DATA: 15 / 11 / 21	REVISÃO:
DESENHO: 7	ESCALA: 1:5	MATERIAL: AÇO GALVALUME	DESCRIÇÃO: PERFIL U		
		UNIDADE: MILÍMETROS	RESPONSÁVEIS PELO PROJETO: ROGERIO LUIS DA SILVA COSTA		