

Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Mecânica
Graduação em Engenharia Mecânica

MARCUS VINICIUS SILVESTRIN DE MELO

**PROJETO DE UMA FÁBRICA DE PESCADO UTILIZANDO TÚNEL DE
CONGELAMENTO E CÂMARA DE ESTOCAGEM COM O FLUIDO
REFRIGERANTE R404A**

Uberlândia
2018

MARCUS VINICIUS SILVESTRIN DE MELO

**PROJETO DE UMA FÁBRICA DE PESCADO UTILIZANDO TUNEL DE
CONGELAMENTO E CÂMARA DE ESTOCAGEM COM O FLUIDO REFRIGERANTE
R404A**

Trabalho apresentado como requisito parcial de
avaliação na disciplina Trabalho de Conclusão
de Curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes
Antunes

Assinatura do Orientador

Uberlândia
2018

Dedico esse trabalho à minha família, amigos
e a Universidade, por estarem sempre
presentes

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, à Deus, por ser a minha fonte de força e coragem durante toda a caminhada.

Aos meus pais, irmã e namorada, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Ao Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pelo apoio, confiança e empenho dedicado à orientação deste trabalho.

A empresa PMMI – Projetos, Montagens e Manutenção Industrial pela colaboração com esse projeto.

RESUMO

Para elaboração desse trabalho foi desenvolvido um projeto de refrigeração para o túnel de refrigeração e a câmara de estocagem a fim de congelar e armazenar filé de tilápia na cidade de Goiânia – GO, o projeto baseou-se na necessidade de um fazendeiro, que pretende implementá-lo em sua fazenda futuramente. Primeiramente foram abordados todos os processos necessários dentro da instalação no preparo do pescado, para que o mesmo esteja em condições de comercialização. A metodologia empregada no mesmo é baseada inicialmente em um cálculo da espessura mínima dos painéis de isolamento, para que a temperatura se mantenha dentro dos ambientes propostos, posteriormente foi calculado a carga térmica máxima, no qual admite-se que a condição mais indesejável se repita regularmente. Com a carga térmica calculada, foram selecionados os equipamentos para as instalações, como resultados esperados foi proposto um ciclo frigorífico com o fluido refrigerante R404-a, local que se constatou que o sistema de refrigeração proposto atende à demanda da carga térmica e por fim foi proposto um layout da fábrica, no qual contempla todos os processos já abordados no trabalho.

Palavras chaves: Projeto, Carga térmica, refrigeração.

ABSTRACT

To elaborate this work, a refrigeration project was developed for the refrigeration tunnel and the storage chamber, in order to freeze and store tilapia fillets in the city of Goiânia - GO. The project was based on a farmer's need, who intends to implement it on his farm in the future. First, all the necessary processes were considered within the facility in the preparation of the fish so that it is in a position to commercialize. The methodology used is initially based on a calculation of the minimum thickness of the insulation panels, so that the temperature is maintained within the proposed environments. Subsequently, the maximum thermal load was calculated, in which it is assumed that the most undesirable condition is repeated regularly. With the calculated thermal load, the equipment for the facilities were selected. As expected, a refrigeration cycle was proposed with the R404-a, where it was verified that the recommended refrigeration system meets the demand of the thermal load. Finally, a layout of the factory was indicated, which includes all processes already addressed in the work.

Key words: Project, thermal load, refrigeration

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Uso de fluidos alternativos em sistema de refrigeração e Ar condicionado | 17 |
| Figura 2 – Depuração do Peixe..... | 26 |
| Figura 3 – Insensibilização do Peixe | 27 |
| Figura 4 – Maquinário para retirada de escamas | 27 |
| Figura 5 – Mesa de Eviceração..... | 28 |
| Figura 6 – Filetagem do peixe | 28 |
| Figura 7 – Esteira automática representativa..... | 29 |
| Figura 8 – Embalagens para os filés de peixe | 29 |
| Figura 9 – Câmara de estocagem..... | 30 |
| Figura 10 - Evaporador selecionado | 34 |
| Figura 11 – Compressor selecionado..... | 37 |
| Figura 12 – Bomba selecionada | 38 |
| Figura 13 – Válvula de Expansão selecionada | 40 |
| Figura 14 – Evaporador Selecionado | 41 |
| Figura 15 – Dados Técnicos do Compressor..... | 43 |
| Figura 16 – Compressor selecionado..... | 44 |
| Figura 17 – Bomba Selecionada..... | 45 |
| Figura 18 – Separador de líquido selecionado..... | 46 |
| Figura 19 – Condensador selecionado..... | 50 |
| Figura 20 – Ciclo frigorífico proposto..... | 52 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Fatos Históricos sobre a Refrigeração | 16 |
| Tabela 2 – Propriedades de diferentes refrigerantes (AREA, 2011) | 18 |
| Tabela 3 – Classificação do Isolamento | 20 |
| Tabela 4 – Relação da vida útil do produto com a temperatura de estocagem..... | 30 |
| Tabela 5 - Relação de temperatura de bulbo úmido e bulbo seco (fonte: NBR 16401, 2008).31 | |
| Tabela 6 – Relação de espessura do isolante com o Coeficiente Global de transmissão de calor. (fonte: isoeste.com.br/catalogos)..... | 32 |
| Tabela 7 – Carga Térmica do Túnel de Congelamento e da Câmara de Estocagem..... | 32 |
| Tabela 8 - Relação do tipo de degelo dos evaporadores com o tempo de operação dos compressores. | 33 |
| Tabela 9 - Desempenho Térmico para seleção dos evaporadores do túnel de congelamento.. | 35 |
| Tabela 10 – Dados técnicos para seleção do compressor referente ao túnel de congelamento | 36 |
| Tabela 11 – Dados Técnicos do R-404A..... | 37 |
| Tabela 12 – Dados técnicos para seleção da bomba..... | 39 |
| Tabela 13 – Dados técnicos para seleção da válvula de expansão. | 40 |
| Tabela 14 – Desempenho Térmico dos evaporadores da câmara de estocagem. | 42 |
| Tabela 15 – Dados técnicos para seleção da bomba da câmara de estocagem..... | 45 |
| Tabela 16 - Dados técnicos para seleção do separador de líquido. | 46 |
| Tabela 17 – Tabelas de Correção | 49 |
| Tabela 18 - Dados Técnicos e Capacidade Térmica..... | 51 |
| Tabela 19 – Resultados esperados no Túnel de Congelamento..... | 54 |
| Tabela 20 - Resultados esperados da Câmara de estocagem..... | 54 |
| Tabela 22 – Número de trocas diárias do ar nas câmaras - n | 61 |
| Tabela 23 - Fator de Movimentação nas Câmaras - Z..... | 61 |
| Tabela 24 - Calor de metabolismo de pessoas..... | 63 |
| Tabela 25 - Relação de potência e consumo das cortinas de ar do túnel de congelamento. | 64 |
| Tabela 26 - Relação da potência do motor com seu rendimento..... | 65 |
| Tabela 27 - Relação do tipo de embalagem com seu calor específico. | 68 |
| Tabela 28 - Relação de potência e consumo das cortinas de ar da câmara de estocagem..... | 69 |
| Tabela 29 - Relação Potência do Motor com o rendimento do mesmo..... | 70 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas

NBR: Norma Brasileira

EES: Engineering Equation Solver U = Coeficiente global de transferência de calor.

α_{ext} e α_{int} = Coeficientes de convecção externo e interno

L_{isso} e L_{alv} = Espessuras do isolamento e da alvenaria

K_{iso} e K_{alv} = Condutividade térmica do isolamento e da alvenaria

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

Q_{inso} = Carga Térmica de Insolação em Kcal/h

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

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

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

Q_{pess} = Carga Térmica de pessoas em Kcal/h

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

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

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

A = Área em metros quadrados;

ΔT = diferença de temperatura em °C;

I_t = Coeficiente de transmissão de calor solar máximo;

φ = Fator de redução;

$V_{ext} = V_{cf} \cdot n \cdot Z$, volume da câmara fria multiplicado pelos fatores “n” (número de trocas diárias do ar nas câmaras) e “Z” (fator de movimentação das câmaras).

ρ = massa específica do ar

D = quantidade em massa a ser congelada no dia (kg)

C_{pres} = Calor Sensível antes do congelamento (Kcal/Kg°C)

C_{pcong} = Calor Sensível pós congelamento (Kcal/Kg°C)

L = Calor Latente do produto a ser congelado (kcal/kg)

T_{ent} = Temperatura de entrada do produto (°C)

T_{cong} = Temperatura de congelamento do produto (°C)

$T_{t,c}$ = Temperatura do túnel de congelamento ou da câmara de entocagem. (°C)

W = Potência dissipada pela lâmpada (Watts)

t = tempo de utilização das lâmpadas em 1 dia.

N = número de pessoas no ambiente.

q_{met} = Calor gerado por cada pessoa em relação a determinada temperatura da câmara (Kcal/h.pessoa)

t = Tempo por dia em cada pessoa fica no ambiente refrigerado (horas)

m = massa da embalagem (kg)

C_{pe} = Calor específico do material das embalagens (Kcal/kg°C)

T_{ent} = Temperatura de entrada da embalagem (°C)

$T_{c.e}$ = Temperatura da câmara de estocagem (°C)

P_d = Potência dissipada pelos equipamentos (Watts)

N = número de equipamentos

0,86 = Fator de conversão Watts para Kcal/h

t = tempo de utilização do equipamento por dia (horas)

P_{atm} = Pressão atmosférica

T_{bs} = Temperatura de bulbo seco.

T_{bu} = Temperatura de bulbo úmido.

T_{max} = Temperatura máxima.

h_{ext} = Entalpia do ambiente externo.

$T_{c.e}$ = Temperatura da câmara de estocagem

$T_{t.c}$ = Temperatura do túnel de congelamento.

$U_{rc.e}$ = Umidade relativa da câmara de estocagem.

$U_{rt.r}$ = Umidade relativa do túnel de resfriamento.

$h_{c.e}$ = Entalpia da câmara de estocagem.

$h_{t.c}$ = Entalpia do túnel de congelamento.

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 13 |
| 2. DESENVOLVIMENTO | 14 |
| 2.1.1 Indústria do Pescado e benefícios do peixe..... | 14 |
| 2.1.2 Breve Histórico sobre a refrigeração | 15 |
| 2.1.3 O R404-a | 16 |
| 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 19 |
| 3.1. PAINÉIS DE ISOLAMENTO | 19 |
| 3.2. CARGA TÉRMICA | 21 |
| 3.1.1 Carga Térmica de Condução | 21 |
| 3.1.2 Carga Térmica de Insolação | 22 |
| 3.1.3 Carga Térmica de Infiltração | 22 |
| 3.1.4 Carga Térmica do produto..... | 23 |
| 3.1.5 Carga térmica de iluminação..... | 23 |
| 3.1.6 Carga Térmica de pessoas | 24 |
| 3.1.7 Carga Térmica de embalagens..... | 24 |
| 3.1.8 Carga térmica dos equipamentos..... | 24 |
| 3.1.9 Carga térmica dos motores dos ventiladores | 25 |
| 4. ESTUDO DE CASO | 26 |
| 4.1. DISTINÇÃO DOS PROCESSOS..... | 26 |
| 4.1.1 Depuração | 26 |
| 4.1.2 Insensibilização e abate por choque térmico..... | 26 |
| 4.1.3 Retirada das escamas e lavagem | 27 |
| 4.1.4 Evisceração | 27 |
| 4.1.5 Filetagem | 28 |
| 4.1.6 Túnel de Congelamento | 28 |
| 4.1.7 Embalagem..... | 29 |
| 4.1.8 Câmara de Estocagem | 29 |
| 4.2. DIMENSIONAMENTO DO ISOLAMENTO TÉRMICO NO TÚNEL DE CONGELAMENTO E CÂMARA DE ESTOCAGEM..... | 30 |
| 4.3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA..... | 32 |
| 4.4. SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS – TÚNEL DE RESFRIAMENTO..... | 33 |
| 4.4.1 Evaporadores | 34 |
| 4.4.2 Compressores..... | 35 |
| 4.4.3 Bombas..... | 37 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.4.4 | Válvula de Expansão | 39 |
| 4.5. | SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS – CÂMARA DE ESTOCAGEM..... | 41 |
| 4.5.1 | Evaporadores..... | 41 |
| 4.5.2 | Compressor..... | 42 |
| 4.5.3 | Bomba..... | 44 |
| 4.5.4 | Separador de Líquido..... | 45 |
| 4.5.5 | Condensadores..... | 48 |
| 5. | RESULTADOS ESPERADOS..... | 52 |
| 5.1. | PROCESSOS..... | 52 |
| 5.2. | CÁLCULO DO COP | 54 |
| 5.2.1 | COP no Tunel de Congelamento..... | 55 |
| 5.2.2 | COP na Câmara de Estocagem | 55 |
| 5.3. | LAYOUT DA FÁBRICA DE PESCADO..... | 55 |
| 6. | CONCLUSÕES | 56 |
| | REFERÊNCIAS | 57 |
| | ANEXO 1: MEMORIAL DE CÁLCULO | 60 |
| | ANEXO 2: CÓDIGO DO PROGRAMA EES | 71 |
| | ANEXO 3: LAYOUT DA FÁBRICA | 72 |

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração é todo procedimento de redução de temperatura de uma substância dentro de um espaço fechado. Em condições globais, os princípios da refrigeração se baseiam em três tipos de efeitos físicos analisados em eventos naturais: a transmissão termodinâmica que provoca o resfriamento de substâncias postas em contato com corpos a baixas temperaturas; a diminuição da temperatura provocado pela evaporação de certas substâncias; e a queda de temperatura provocada pela rápida expansão dos gases.

A inovação do sistema de refrigeração por compressão a vapor permitiu ao ser humano a possibilidade de guardar e distribuir alimentos e de tornar o seu de ambiente mais cômodo para suas atividades. Porém a busca por sistemas de refrigeração mais eficientes acabou causando um grande impacto no ecossistema. Já é de conhecimento comum o mal causado ao meio ambiente por certos refrigerantes e com o passar do tempo as evidências que provam o aquecimento global vão se acumulando, tornando ainda mais urgente um substituto para estes refrigerantes.

Com o intuito de não agredir a camada de ozônio e não transgredir o Protocolo de Montreal, de 1987, que visa eliminar a produção de CFC no mundo, o trabalho a seguir busca criar um projeto de uma fábrica de pescado que possa vir a ser construída nas dependências de uma fazenda em Goiânia-GO, cuja demanda de refrigeração é feita com o fluido refrigerante R404-a. O trabalho é voltado para a área de refrigeração do pescado pois é um ramo que visa o prolongamento da vida útil de um produto muito perecível se não se encontra na temperatura e umidade relativa adequadas.

1.1. Objetivos

Sabendo-se que certos gases refrigerantes podem agredir a camada de ozônio, este trabalho tem como objetivo principal apresentar a carga térmica, a planta baixa e a simulação via EES de uma fábrica de pescado refrigerada com o R404-a. Por isso, o projeto visa atender a necessidade de um empreendedor rural, que pretende implementá-lo em sua fazenda, localizada em Goiânia – GO.

2. DESENVOLVIMENTO

Para que os conceitos necessários ao desenvolvimento deste projeto bem como à sua compreensão fiquem claros, foi realizada uma revisão bibliográfica acerca do histórico da refrigeração, a importância da carne de peixe na alimentação humana e indústrias de pescado. Além disso, considera-se importante conhecer um pouco sobre os sistemas de conservação do pescado.

2.1. Revisão bibliográfica

2.1.1 Indústria do Pescado e benefícios do peixe

Assim como as carnes bovinas, suínas e de frango, o pescado é um alimento rico em proteínas. Entre os alimentos de origem animal, os peixes se destacam nutricionalmente por conter grandes quantidades de vitaminas A e D (Santori e Amancio, 2012).

Redução do risco de Acidente Vascular Cerebral (AVC), depressão, Mal de Alzheimer e morte por doenças cardíacas são apenas alguns dos benefícios de se ingerir uma ou duas porções de peixe semanalmente.

Em razão do aumento da demanda por produtos do setor de pescados, as indústrias processadoras deste alimento têm buscado por profissionalização. A industrialização é observada em cortes especiais de sua carne, enlatamento de suas partes, transformação de resíduos finais (como carcaça, escama e vísceras), entre outros (Tononi, 2008).

Para realizar o processamento de pescado é necessário que o empreendedor conheça as particularidades de se trabalhar com a carne de pescado. Algumas das técnicas que devem ser amplamente dominadas são: preparação e apresentação dos produtos ao mercado; sistema de distribuição do produto e atendimento ao consumidor; apresentação final do produto e embalagens; e a refrigeração do pescado para preservação do produto e aumento da qualidade final (Tononi, 2008).

2.1.2 Breve Histórico sobre a refrigeração

Acredita-se que o primeiro contato das civilizações com refrigeração foi a partir de gelo natural. O gelo era recolhido nas regiões mais frias e utilizado para resfriar bebidas e conservar alimentos (Dinçer e Kanoglu, 2010).

O primeiro elemento utilizado como refrigerante foi a água, e esta continua sendo utilizada até os dias de hoje. Além da utilização do gelo, alguns dispositivos criados usavam a evaporação da água para resfriar ambientes e tornar as temperaturas mais amenas (TECUMSEH, 2006).

Frederic Tudor iniciou a comercialização do gelo natural em 1806. O gelo era extraído nos Estados Unidos, do Rio Hudson. Sua comercialização perdurou por anos, e só declinou devido à poluição de rios e ao desenvolvimento de dispositivos que tornavam a água potável (Melo, 2011).

A Tabela 1, apresentada abaixo, mostra alguns marcos da história da refrigeração que são considerados relevantes para este trabalho.

Tabela 1 – Fatos Históricos sobre a Refrigeração (Du Pont, 2000).

| Ano | Histórico |
|------------|---|
| 1600 | Uma mistura de sal e neve foi demonstrada ser capaz de baixar a temperatura a ponto de congelar a água |
| 1775 | O professor Cullen, da Universidade de Edimburgo, usou uma bomba de ar para reduzir a pressão e baixar a temperatura de evaporação da água. |
| 1810 | Sir John Leslie, na Escócia, usou ácido sulfúrico na absorção do vapor da água para ajudar a manter a pressão baixa. |
| 1834 | A primeira máquina refrigerante foi construída por Jacob Perkins, em Londres, usando o ciclo de compressão e o éter como refrigerante. |
| 1845 | A expansão do ar comprimido foi usada para congelar a água por John Gorrie e outros. |
| 1850 | Foi construída por E. Carré, uma pequena e prática máquina de absorção que usava água e ácido sulfúrico. |
| 1857 | James Harrison aplicou com sucesso a máquina de Perkins para produzir refrigeração em cervejarias, indústria de carnes e outros produtos perecíveis. |
| 1859 | Um sistema de absorção à base de amônia e água foi construído por Ferdinand Carré |
| 1869 | Nessa época já existiam diversas fábricas vendendo gelo artificial |
| 1873 | O Dr. Carl Linde introduziu um compressor de vapor de amônia |
| 1876 | Raoul Pictet construiu um compressor de dióxido de enxofre |
| 1876 | Foi usado éter metílico como refrigerante na exportação de carne argentina para a França. |
| 1880 | Diversos refrigerantes começaram a ser usados com sucesso, principalmente o cloreto de metila e o dióxido de carbono. |
| 1931- 1961 | Comercialmente introduzido os agentes refrigerantes CFCs (FREONS) possuem na sua composição cloro, flúor e carbono, e foram amplamente utilizados até 1999. |
| 1989 | Iniciou-se o questionamento do uso do CFC |

2.1.3 O R404-a

Como consequência do Protocolo de Montreal (1987), a maioria das aplicações domésticas e comerciais leves passou a adotar o HFC-134a como refrigerante. As aplicações comerciais leves, que até então utilizavam o HCFC22 ou o R502, passaram a fazer uso do R404a, uma

mistura zeotrópica dos seguintes refrigerantes: (44% HCFC-125 + 52% HCFC-143a + 4% HFC-134a).

Além de boas propriedades químicas e termodinâmicas, os HFCs não são tóxicos ou inflamáveis e possuem grau zero de destruição da camada de ozônio, além desses benefícios o R404-a tem sido utilizado em equipamentos com temperaturas de evaporação baixas, médias e inclusive com ar condicionado. O R404-a também tem uma vantagem em relação a pressão de trabalho, comparado com outros gases como o CO₂, como podemos ver na Figura 1.

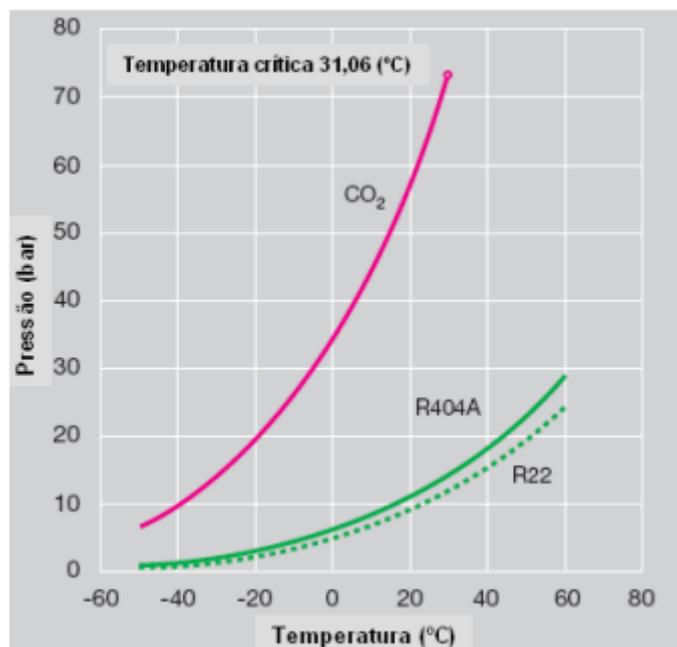


Figura 1 – Uso de fluidos alternativos em sistema de refrigeração e Ar condicionado (Ministério do meio ambiente, 2011).

Em caso de vazamento o R404-a não é tão perigoso quanto o CO₂ que trabalha em pressões muito elevadas.

As desvantagens dos HFC's são que tais substâncias são pouco compatíveis com os materiais dos sistemas, especialmente com os óleos minerais, o que exige a utilização dos óleos estéreos. Outra inferioridade são que os HFC's ainda apresentam índices GWP (Global Warming Potential – Potencial de Aquecimento Global) incompatível com os níveis esperados para os próximos anos.

Tabela 2 – Propriedades de diferentes refrigerantes (Ministério do meio ambiente, 2011).

| | Refrigerantes Naturais | | | HFC | | HCFC |
|--|------------------------|-----------------------|------------------------------------|--------------|--------------|------------|
| | <i>CO₂</i> | <i>NH₃</i> | <i>C₄H₁₀</i> | <i>R404A</i> | <i>R410A</i> | <i>R22</i> |
| Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,05 |
| Fator de Aquecimento Global (GWP) | 1 | 0 | 3 | 3922 | 2088 | 1810 |
| Inflamabilidade | Não | Fraca | Forte | Não | Não | Não |
| Toxicidade | Não | Tóxico | Não | Não | Não | Não |

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O presente capítulo tem como objetivo revisar bibliograficamente os temas abordados no trabalho, consolidando o conhecimento necessário para elaboração do projeto.

3.1. Painéis de Isolamento

As câmaras frigoríficas são cabines refrigerados, fechados, isolados termicamente, no interior dos quais são preservadas as condições termo-higrométricas, isto é, de temperatura e de umidade, mais indicados para a conservação dos gêneros alimentícios. A manutenção das condições termo-higrométricas requeridas é provida por uma unidade de refrigeração, eventualmente integrada por sistemas de aquecimento e umidificação. Cada câmara frigorífica deve ser projetada para um determinado fim, cuja carga térmica a ser retirada pelo equipamento frigorífico e o período de tempo necessário do processo são calculados criteriosamente.

Para dimensionamento do isolamento, tem-se a fórmula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{ext}} + \frac{L_{alv}}{K_{alv}} + \frac{L_{iso}}{K_{iso}} + \frac{1}{\alpha_{int}} \quad (1)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor.

α_{ext} e α_{int} = Coeficientes de convecção externo e interno

L_{iso} e L_{alv} = Espessuras do isolamento e da alvenaria

K_{iso} e K_{alv} = Condutividade térmica do isolamento e da alvenaria

Desprezando as resistências térmicas de convecção e da alvenaria:

$$\frac{1}{U} = \frac{L_{iso}}{K_{iso}} \rightarrow U = \frac{K_{iso}}{L_{iso}} \rightarrow q = \frac{K_{iso}}{L_{iso}} \cdot (T_{ext} - T_{cf}) L_{iso} = \frac{K_{iso}}{q} \cdot (T_{ext} + \Delta T_{ins} + T_{cf}) \quad (2)$$

Para uma boa classificação do isolamento utilizamos a tabela abaixo:

Tabela 3 – Classificação do Isolamento

| CLASSIFICAÇÃO DO ISOLAMENTO | FLUXO DE CALOR POR UNIDADE DE ÁREA [W/m ²] |
|-----------------------------|--|
| Excelente | 9,30 |
| Bom | 11,63 |
| Aceitável | 13,96 |
| Regular | 17,45 |
| Ruim | > 17,45 |

Para valores de dimensionamento, utilizaremos o valor de $q = 10 \frac{kcal}{h.m^2} = 11,6 \frac{W}{m^2}$

E para determinação da condutância tem-se:

$$\frac{k_{iso}}{L_{iso}} = \frac{q}{T_{ext} + \Delta T_{ins} - T_{c.f}} \quad (3)$$

3.2. Carga Térmica

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e calor latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições desejadas (CREDER, 2004).

O presente trabalho adotou o método de cálculo da carga térmica máxima, no qual admite-se que a condição mais indesejável se repita regularmente.

Para tal cálculo seguiu-se o item 6.1.3.3 da ABNT NBR 16401-1:2008 que é utilizado para sistemas com zona única ou pequeno número de zonas, admitindo o método da ASHRAE CLTD/CLF – Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor, que consiste em tabelas de fatores e coeficientes pré-calculados para construções e situações típicas.

A carga térmica é calculada levando em consideração a carga devido: Condução, Insolação, infiltração, produto, iluminação, pessoas, embalagens, equipamentos e motores.

$$QT = Q_{cond} + Q_{inso} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilu} + Q_{pess} + Q_{emb} + Q_{equip} + Q_{mot} \quad (4)$$

Onde

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

Q_{inso} = Carga Térmica de Insolação em Kcal/h

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

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

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

Q_{pess} = Carga Térmica de pessoas em Kcal/h

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

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

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

3.1.1 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, e pode ser calculada como:

$$Q_{co} = A \cdot U \cdot (\Delta T) \quad (5)$$

Onde:

Q_{co} = carga térmica devida a condução em kcal/h;

A=Área em metros quadrados;

U=coeficiente global de transmissão de calor em $kcal/hm^2°C$.

ΔT = diferença de temperatura em $°C$;

3.1.2 Carga Térmica de Insolação

A carga térmica de insolação é o ganho de energia térmica causado pela incidência de radiação solar direta sobre as paredes do ambiente refrigerado e leva em consideração: coordenadas geográficas do local, inclinação dos raios do sol, tipo de construção, cor e rugosidade da superfície e refletância da superfície.

A carga térmica devido a insolação, subdivide-se em: transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes (vidros) e transmissão de calor do sol através de superfícies opacas. Para o cálculo da Transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes utiliza-se a expressão:

$$Q_{ins} = I_t \cdot A \cdot \varphi \quad (6)$$

Onde:

Q_{ins} = Carga térmica devida a insolação kcal/h;

I_t = Coeficiente de transmissão de calor solar máximo;

A=área envidraçada em metros quadrados;

φ = Fator de redução;

3.1.3 Carga Térmica de Infiltração

Todo fluxo de ar externo para dentro da edificação através de frestas e outras aberturas não intencionais se caracterizam por infiltrações. Tal infiltração adiciona carga térmica sensível e latente e ela pode ser calculada por dois métodos: método da troca de ar e método das frestas.

O presente trabalho adotará o método da troca de ar, onde supõe-se a troca de ar por hora dos recintos, de acordo com o número de portas.

Para o cálculo do calor sensível devida a infiltração, utiliza-se a expressão:

$$Q_{inf} = V_{ext} \cdot P_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{c.f}) \quad (7)$$

Sendo que:

$V_{ext} = V_{cf} \cdot n \cdot Z$, volume da câmara fria multiplicado pelos fatores “n” (número de trocas diárias do ar nas câmaras) e “Z” (fator de movimentação das câmaras).

ρ = massa específica do ar

h_{ext} = entalpia externa

$h_{c.f}$ = entalpia da câmara fria

3.1.4 Carga Térmica do produto

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, como no caso de frutas e verduras. A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o produto, seu estado inicial, massa, calor específico acima e abaixo do congelamento e calor latente. Para o caso do congelamento do produto na própria câmara, o cálculo da quantidade de calor a ser removida envolve as seguintes etapas, calor removido antes do congelamento, Calor latente de congelamento, calor removido após o congelamento.

$$Q_{prod} = D \cdot [C_{pres} \cdot (T_{ent} - T_{cong}) + L + C_{pcong} \cdot (T_{cong} - T_{t.c})] \quad (8)$$

Onde:

Q_{prod} = Carga térmica do produto (Kcal/dia)

D = quantidade em massa a ser congelada no dia (kg)

C_{pres} = Calor Sensível antes do congelamento (Kcal/Kg°C)

C_{pcong} = Calor Sensível pós congelamento (Kcal/Kg°C)

L = Calor Latente do produto a ser congelado (kcal/kg)

T_{ent} = Temperatura de entrada do produto (°C)

T_{cong} = Temperatura de congelamento do produto (°C)

$T_{t.c}$ = Temperatura do túnel de congelamento ou da câmara de entocagem. (°C)

3.1.5 Carga térmica de iluminação

A carga térmica de iluminação é resultado da energia térmica dissipada por lâmpadas instaladas no ambiente refrigerado. Ela pode ser calculada como:

$$Q_{il} = 0,86 \cdot W \cdot t \quad (9)$$

Onde:

Q_{il} = Carga térmica devido a iluminação (kcal/dia)

0,86 = Fator de conversão Watts para Kcal/h

W = Potência dissipada pela lâmpada (Watts)

$W = \dot{w} \cdot A$

\dot{w} = potência dissipada pela lâmpada por m^2 $\left(\frac{W}{m^2}\right)$, A = Area a ser iluminada (m^2).

t = tempo de utilização das lâmpadas em 1 dia.

3.1.6 Carga Térmica de pessoas

Carga térmica cedida pelas pessoas que deve ser retirada do sistema.

$$Q_{pe} = N \cdot q_{met} \cdot t \quad (10)$$

Onde:

Q_{pe} = Carga térmica de pessoas (kcal/dia)

N = número de pessoas no ambiente.

q_{met} = Calor gerado por cada pessoa em relação a determinada temperatura da câmara (Kcal/h.pessoa)

t = Tempo por dia em cada pessoa fica no ambiente refrigerado (horas)

3.1.7 Carga Térmica de embalagens

Carga térmica cedida pelas embalagens que deve ser retirada do sistema.

$$Q_{emb} = m \cdot C_{pe} \cdot (T_{ent} - T_{c.e}) \quad (11)$$

Onde:

Q_{emb} = Carga térmica das embalagens (kcal/dia).

m = massa da embalagem (kg)

C_{pe} = Calor específico do material das embalagens (Kcal/kg°C)

T_{ent} = Temperatura de entrada da embalagem (°C)

$T_{c.e}$ = Temperatura da câmara de estocagem (°C)

3.1.8 Carga térmica dos equipamentos

Todo equipamento, que esteja dentro do ambiente a ser climatizado, adiciona calor no mesmo.

Logo deve-se levar em consideração o ganho de calor causado por esses equipamentos.

$$Q_{equip} = Pd.N.0,86.t \quad (12)$$

Onde:

Q_{equip} = Carga térmica referente aos equipamentos (kcal/dia)

Pd = Potência dissipada pelos equipamentos (Watts)

N = número de equipamentos

0,86 = Fator de conversão Watts para Kcal/h

t = tempo de utilização do equipamento por dia (horas)

3.1.9 Carga térmica dos motores dos ventiladores

Os evaporadores possuem motores que fazem a movimentação dos ventiladores, esses mesmos equipamentos produzem calor que deve ser retirado do sistema.

$$Q_{mot.vent} = P_{mot} \cdot 632 \cdot \frac{t}{\eta_{mot}} \quad (13)$$

Onde:

Q_{mot} = Carga térmica referente aos motores dos ventiladores (kcal/dia)

P_{mot} = Potência do motor (cv)

632 = Fator de conversão de c.v para Kcal/h

t = Tempo que os evaporadores irão funcionar em um dia (horas)

η_{mot} = Rendimento do motor.

A potência do motor é descoberta através da fórmula:

$$P_{mot} = 0,4 \text{ a } 0,6 CT_{aprox} \quad (14)$$

Onde:

P_{mot} = Potência do motor (c.v)

0,4 a 0,6 = Nesse caso usaremos 0,5 que é a média entre 0,4 e 0,6 que é o fator de conversão de quanto potência é necessário para a carga térmica aproximada

CT_{aprox} = Somatório de toda carga térmica já encontrada, excluindo a Carga térmica dos motores dos ventiladores

4. ESTUDO DE CASO

4.1. Distinção dos Processos

Neste tópico serão abordados os diferentes processos no manejo do pescado, que tem por objetividade, estimar o volume de produção e minimizar o estresse do peixe para que o produto não perca seu frescor.

4.1.1 Depuração

A depuração consiste numa limpeza ou exclusão de substâncias indesejáveis, os peixes são colocados em tanques com água corrente em objetivando o não acúmulo de produtos fecais eliminados (Figura 2). Este manejo evita a recontaminação e a queda dos níveis de oxigênio dissolvido na água devido à decomposição da matéria orgânica.



Figura 2 – Depuração do Peixe

4.1.2 Insensibilização e abate por choque térmico

Ocorre a imersão dos peixes em água potável e gelo (Figura 3) com a intenção de abate-lo. A hipotermia causa insensibilização nos animais, sendo aplicado em trabalhos que avaliam tanto questões de bem-estar dos peixes, como sua relação com a qualidade do produto final (LAMBOOIJ et al., 2002).



Figura 3 – Insensibilização do Peixe

4.1.3 Retirada das escamas e lavagem

Após a insensibilização é feita a retirada de escamas em um maquinário específico (Figura 4) para se ganhar produtividade no processo, em seguida é feita a lavagem novamente, para que se tenha ficado alguma contaminação, ela seja eliminada com água corrente.



Figura 4 – Maquinário para retirada de escamas

4.1.4 Evisceração

Nesse processo são retiradas as vísceras e cabeça do peixe em uma mesa de evisceração (Figura 5), que são as partes que não serão comercializadas. Em geral, um dos métodos utilizados é a incisão em toda superfície abdominal, tendo-se cuidado para não cortar o trato intestinal, pois caso aconteça pode contaminar a carne.



Figura 5 – Mesa de Evisceração

4.1.5 Filetagem

Nesse processo os peixes que já estão prontos, são cortados em formas de tiras padrões (Figura 6) para que se possa ter o produto pronto para congelamento.



Figura 6 – Filetagem do peixe

4.1.6 Túnel de Congelamento

Os filés de peixes são levados para o túnel de congelamento para se manter a conservação do mesmo. Para a inibição da maioria dos microrganismos precisa-se atingir a temperatura de estocagem de -10°C , mas é necessário aplicar temperaturas inferiores para a ação de enzimas, de acordo com o R.I.I.S.P.O.A (regulamento de inspeção industrial e sanitária de produtos de origem animal), para se manter a qualidade do pescado é exigida uma temperatura de -18°C a -25°C . No túnel de congelamento será usado esteira automática (Figura 7) dentro de uma câmara

para se ter o maior aproveitamento possível. E no estudo de caso em questão a produção diária será de 4000 Kg.



Figura 7 – Esteira automática representativa

4.1.7 Embalagem

Após passar pelo túnel de congelamento os filés de peixe são embalados em caixas de papelão revestidos com um filme plástico (Figura 8).



Figura 8 – Embalagens para os filés de peixe

4.1.8 Câmara de Estocagem

Após o produto ser embalado ele é levado para a câmara de estocagem (Figura 9), esse processo é feito para se aumentar a vida útil do pescado, estimasse que a uma temperatura de armazenamento de -20°C o filé conservaria suas propriedades por até 8 meses.



Figura 9 – Câmara de estocagem

Tabela 4 – Relação da vida útil do produto com a temperatura de estocagem. (Fonte: Ogawa e Maia, 1999)

| PRODUTO | TEMPERATURA °C | VIDA UTIL |
|--|----------------|---------------|
| Peixe gordo congelado inteiro | -15 a -18 | 4 meses |
| | -25 a -30 | 6 a 8 meses |
| Peixe gordo congelado e vidrificado com antioxidante | -15 a -30 | 6 a 8 meses |
| Peixe magro inteiro ou na forma de filé | -15 a -18 | 6 a 8 meses |
| | -25 a -30 | 10 a 12 meses |

4.2. Dimensionamento do isolamento térmico no Túnel de Congelamento e Câmara de Estocagem.

Para o dimensionamento dos painéis do túnel de congelamento temos conhecimento que a instalação será feita em Goiânia/GO e pela Tabela 5 (NBR 16401) conseguimos retirar alguns dados:

Cidade – Goiânia/GO

Patm = 101,9 KPa (cptec.inpe.br/cidades/tempo)

Tbs = 24,5°C

Tbu = 35°C

Tmax = 36,6°C

hext = 84,83 KJ/Kg

Armazenamento = 30000 Kg

Produto = Filé de peixe (tilápia)

$T_{c.e} = -20^{\circ}\text{C}$

$T_{t.c} = -20^{\circ}\text{C}$

$U_{rc.e} = U_{rt.c} = 0,8$

$h_{c.e} = h_{t.c} = -18,82 \text{ KJ/Kg}$

Rotatividade diária = 4000 Kg

Onde:

P_{atm} = Pressão atmosférica

T_{bs} = Temperatura de bulbo seco.

T_{bu} = Temperatura de bulbo úmido.

T_{max} = Temperatura máxima.

h_{ext} = Entalpia do ambiente externo.

$T_{c.e}$ = Temperatura da câmara de estocagem

$T_{t.c}$ = Temperatura do túnel de congelamento.

$U_{rc.e}$ = Umidade relativa da câmara de estocagem.

$U_{rt.r}$ = Umidade relativa do túnel de resfriamento.

$h_{c.e}$ = Entalpia da câmara de estocagem.

$h_{t.c}$ = Entalpia do túnel de congelamento.

Tabela 5 - Relação de temperatura de bulbo úmido e bulbo seco (fonte: NBR 16401, 2008)

| GO | Goiânia | | Latitude | Longit. | Altitude | Pr.atm | Período | Extrem. anuais | TBU | TBSmx | s | TBSmn | s | |
|-----------------|---------|--------------------------------|----------|---------|----------|---------------|---------|----------------|--------|-------|--------|--------------|-----|------|
| | | | 16.63S | 49.22W | 747m | 92.67 | 82/01 | | 30,2 | 36,6 | 1,0 | 8,2 | 1,9 | |
| Mês>Qt | Freq. | Resfriamento e desumidificação | | | | Baixa umidade | | | Mês>Fr | Freq. | Aquec. | Umidificação | | |
| Out | anual | TBS | TBUc | TBU | TBSc | TPO | w | TBSc | Jun | anual | TBS | TPO | w | TBSc |
| | 0,4% | 35,0 | 20,3 | 24,5 | 29,8 | 23,1 | 19,6 | 26,0 | | 99,6% | 11,9 | 4,7 | 5,8 | 25,7 |
| ΔT_{md} | 1% | 34,0 | 20,7 | 24,1 | 29,4 | 22,9 | 19,3 | 25,7 | | 99% | 13,2 | 6,2 | 6,4 | 23,8 |
| | 11,7 | 2% | 33,1 | 20,8 | 23,7 | 28,9 | 22,2 | 18,5 | 25,2 | | | | | |

Como a Túnel de congelamento e a Câmara de estocagem possuem a mesma temperatura interna, foi considerado o dimensionamento do isolamento igual para os dois casos.

Usado $q = 10 \text{ Kcal/hm}^2 = 11,6 \text{ W/m}^2$, foi encontrado um valor do coeficiente global de transmissão de calor.

$$\frac{K_{iso}}{L_{iso}} = 0,2109 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Devemos escolher um isolamento cujo Coeficiente Global de transmissão de Calor seja abaixo do valor encontrado ($\frac{K_{iso}}{L_{iso}} = 0,2109 \frac{W}{m^2 \cdot K}$). Pelo escolha do fabricante Isoeste (Tabela 6), foi escolhido um coeficiente global de transferência de calor igual a $0,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Tabela 6 – Relação de espessura do isolante com o Coeficiente Global de transmissão de calor. (Fonte: Isoeste. Catalogos. Disponível em: <isoeste.com.br/catálogos> Acesso em: 28 de Agosto de 2018)

| Espessura isolante (mm) | | Peso próprio (kg/m ²) | | U Coef. global de transm. calor (W/m ² .K) | | Largura útil (mm) | | Comprimento máximo (m) | | Vão máximo entre apoios (mm) | |
|-------------------------|-----|-----------------------------------|-------|---|------|-------------------|------|------------------------|------|------------------------------|------|
| PUR/PIR | EPS | PUR/PIR | EPS | PUR/PIR | EPS | PUR/PIR | EPS | PUR/PIR | EPS | PUR/PIR | EPS |
| 50 | 50 | 10,82 | 10,00 | 0,40 | 0,70 | 1100 | 1150 | 12,0 | 12,0 | 3150 | 2500 |
| 70 | X | 11,66 | X | 0,28 | X | 1100 | X | 12,0 | X | 3700 | X |
| 100 | 100 | 12,92 | 11,00 | 0,20 | 0,35 | 1100 | 1150 | 12,0 | 12,0 | 4500 | 4000 |
| 120 | X | 13,76 | X | 0,16 | X | 1100 | X | 12,0 | X | 4850 | X |
| 150 | 150 | 15,02 | 12,00 | 0,13 | 0,23 | 1100 | 1150 | 12,0 | 12,0 | 5300 | 4600 |
| 200 | 200 | 17,12 | 13,00 | 0,10 | 0,17 | 1100 | 1150 | 12,0 | 12,0 | 6000 | 5500 |
| X | 250 | X | 14,00 | X | 0,14 | X | 1150 | X | 12,0 | X | 6000 |

*Vão máximo entre apoios calculados para uma carga de 100kg/m² flecha=L/120
1 Kcal/h.m².°C=1,163W/m².K ou 1 W/m².K=0,86 Kcal/h.m².°C
*Chapas de aço PRE-PINTADO espessura técnica de 0,50mm conforme normas ABNT-NBR 7013 e ABNT-NBR-NBR 7008.

Legenda: X NÃO DISPONÍVEL

4.3. Cálculo da Carga Térmica

O cálculo da carga foi feito e toda estratificação do mesmo foi colocada em Anexos.

Tabela 7 – Carga Térmica do Túnel de Congelamento e da Câmara de Estocagem

| Carga Térmica | Túnel de Congelamento $\left[\frac{Kcal}{dia}\right]$ | Câmara de Estocagem $\left[\frac{Kcal}{dia}\right]$ |
|---------------|---|---|
| Condução | 19.570,85 | 64.401,74 |
| Insolação | - | - |
| Infiltração | 14.516,81 | 19.922,22 |
| Produto | 382.000,00 | 275.600,00 |
| Iluminação | 240,80 | 701,76 |
| Pessoas | 10.560,00 | 7.920,00 |
| Embalagens | - | 4.567,50 |
| Equipamentos | 29.701,00 | 15.170,40 |
| Motores | 41.225,85 | 52.019,54 |
| Σ | 502.775,36 | 440.302,76 |

Após o cálculo da carga térmica pode-se calcular a potência frigorífica, através da fórmula:

$$P.f = \frac{CT \cdot 24}{t} \quad (15)$$

Onde:

P.f = Potência Frigorífica em Kcal/dia

CT = Carga Térmica em Kcal/dia

t = relação do tipo de degelo dos evaporadores com relação ao tempo de operação dos compressores, expressados na tabela 6

Tabela 8 - Relação do tipo de degelo dos evaporadores com o tempo de operação dos compressores.

| TIPO DE DEGELo DOS EVAPORADORES | TEMPO DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES |
|---|------------------------------------|
| Natural ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$) | 16 a 18 h/dia |
| Circulação de Ar e Aspersão de Água ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$) | 18 a 20 h/dia |
| Elétrico | até 20 h/dia |
| Por Gás Quente | 20 a 22 h/dia |

A Potência Frigorífica no Túnel de Congelamento, baseando-se que a operação nesse processo ocorre 16 horas por dia e será usado o degelo elétrico:

$$P.f = 603330,43 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} = 25138,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Tem-se que:

$$1 T.R = 3023,95 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$P.f = 8,3 T.R$$

A Potência Frigorífica para a seleção de equipamentos, baseando-se que a operação nesse processo ocorre as 24 horas todos os dias e será usado o degelo por gás quente. A Potência frigorífica da Câmara de Estocagem é:

$$P.f = 480330,28 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} = 20013,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 6,6 T.R$$

4.4. Seleção de Equipamentos – Túnel de Resfriamento

4.4.1 Evaporadores

A seleção dos evaporadores foi realizada através da Carga Térmica de cada Câmara com sua respectiva temperatura de evaporação que deve ser de 10 a 15°C menor que a temperatura do ambiente, no caso o Túnel de Resfriamento possui uma Carga térmica de $25138,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$ com uma temperatura de evaporação de -30°C.

A marca escolhida dos evaporadores foi a Trivena, colocou-se 2 Evaporadores na sala, por isso para seleção consideraremos apenas metade da Carga térmica total.

Na seleção dos evaporadores Trivena a sua capacidade são baseadas em R-22 e aplicável ao R-402B. Para aplicações com R-404a e R-507, deve-se multiplicar a capacidade por 1,05.



Figura 10 - Evaporador selecionado

Tabela 9 - Desempenho Térmico para seleção dos evaporadores do túnel de congelamento.

| Modelo | Vazão de Ar m ³ /h | Área Troca m ² | DESEMPENHO TÉRMICO [5 mm] | | | | | | | | | |
|----------|-------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | | Capacidade Nominal (Kcal/h) Δt = 6°C | | | | | | | | | |
| | | | Temperatura de Evaporação (°C) | | | | | | | | | |
| | | | +10 | +5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | -35 |
| FTBN 511 | 4.300 | 25,01 | 4.234 | 4.074 | 3.974 | 3.820 | 3.665 | 3.511 | 3.369 | 3.214 | 3.059 | 2.905 |
| FTBN 512 | 4.200 | 33,35 | 5.168 | 4.972 | 4.836 | 4.649 | 4.460 | 4.273 | 4.100 | 3.911 | 3.723 | 3.535 |
| FTBN 513 | 4.100 | 41,61 | 6.180 | 5.977 | 5.774 | 5.551 | 5.403 | 5.176 | 4.967 | 4.738 | 4.510 | 4.282 |
| FTBN 514 | 4.000 | 50,02 | 7.467 | 7.221 | 6.976 | 6.777 | 6.502 | 6.186 | 5.888 | 5.576 | 5.427 | 5.168 |
| FTBN 521 | 8.400 | 65,97 | 8.595 | 8.313 | 8.056 | 7.839 | 7.521 | 7.156 | 6.811 | 6.509 | 6.278 | 5.978 |
| FTBN 522 | 8.400 | 66,69 | 10.455 | 10.111 | 9.813 | 9.544 | 9.156 | 8.712 | 8.345 | 7.926 | 7.643 | 7.279 |
| FTBN 523 | 8.200 | 82,64 | 11.697 | 11.317 | 10.937 | 10.557 | 10.177 | 9.683 | 9.241 | 8.868 | 8.495 | 8.122 |
| FTBN 524 | 8.000 | 100,04 | 14.514 | 14.020 | 13.527 | 13.032 | 12.538 | 11.930 | 11.345 | 10.926 | 10.466 | 9.977 |
| FTBN 531 | 12.600 | 100,04 | 17.275 | 16.688 | 16.100 | 15.511 | 14.923 | 14.199 | 13.503 | 13.004 | 12.457 | 11.874 |
| FTBN 532 | 12.300 | 124,83 | 20.604 | 19.907 | 19.215 | 18.655 | 17.973 | 17.117 | 16.452 | 15.825 | 15.072 | 14.301 |
| FTBN 541 | 15.400 | 152,46 | 23.180 | 22.468 | 21.716 | 20.890 | 20.039 | 19.250 | 18.351 | 17.572 | 16.727 | 15.891 |
| FTBN 542 | 15.000 | 183,52 | 27.439 | 26.596 | 25.705 | 24.727 | 23.720 | 22.786 | 21.722 | 20.800 | 19.800 | 18.810 |

⊙ Capacidades baseadas em 60Hz, para 50Hz multiplicar por 0,90. Capacidades baseadas em R-22 e aplicável ao R-402B. Para aplicações com R-404A e R-507, multiplicar por 1,05.

⊙ Δt = Diferença entre temperatura de entrada do ar no evaporador e temperatura de evaporação do refrigerante.

⊙ A temperatura de entrada do ar no evaporador é considerada a temperatura da câmara aproximadamente.

Considerou-se 02 evaporadores “FTBN 531” pela sua carga térmica que é $12457 \frac{Kcal}{h}$ e no estudo de caso, que foi usando o R-404a, multiplicou-se essa capacidade por 1,05. $12457 \cdot 1,05 = 13079,85 \frac{Kcal}{h}$. Assim $13079,85 > \frac{25138,77}{2} \rightarrow 13079,85 > 12569,39$

4.4.2 Compressores

Para Seleção do Compressor, olhou-se os parâmetros Carga Térmica, Temperatura de Condensação e Temperatura de Evaporação.

A marca escolhida para o compressor é a Bitzer, usou-se a capacidade térmica em Watt para a seleção, no estudo de caso em questão tem que a carga térmica do túnel de congelamento é $25138,77 \frac{Kcal}{h}$

Como $1 \frac{Kcal}{h} = 1,163 Watt \rightarrow 25138,77 \frac{Kcal}{h} = 29236,39 Watt$

Para seleção consideraremos nossa temperatura de evaporação -30°C e nossa temperatura de condensação 40°C

Tabela 10 – Dados técnicos para seleção do compressor referente ao túnel de congelamento



R404A ■ R507A

Leistungswerte 50 Hz
bezogen auf Sauggastemperatur 20°C,
ohne Flüssigkeits-Unterkühlung

Performance data 50 Hz
relating to 20°C suction gas tempera-
ture, without liquid subcooling

Données de puissance 50 Hz
à une température du gaz d'aspiration de
20°C se référant, sans sous-refroidissement
de liquide

| Verdichter Typ Compressor type Compresseur type | Verfl. Temp. Cond. temp. Temp. de cond. °C | ↓ | Kälteleistung Cooling capacity Puissance frigorifique | | | | | | | | | Q _o [Watt] | Leistungsaufnahme Power consumption Puissance absorbée | | | | | | | | | P _e [kW] |
|--|--|---|---|--------|--------|----------------------------|--------|-------|------------------------------|-------|-------|--------------------------|--|-----|--|--|--|--|--|--|--|------------------------|
| | | | Verdampfungstemperatur °C | | | Evaporating temperature °C | | | Température d'évaporation °C | | | | | | | | | | | | | |
| | | | 7,5 | 5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | | -35 | -40 | | | | | | | | |
| 44PES-30Y | 30 | Q | | | 94500 | 77700 | 63300 | 50900 | 40400 | 31450 | 24000 | 17760 | 12660 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 19,50 | 18,70 | 17,60 | 16,20 | 14,60 | 13,00 | 11,20 | 9,52 | 7,88 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 79600 | 65100 | 52700 | 42000 | 33000 | 25350 | 19000 | 13760 | 9500 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 22,70 | 21,20 | 19,50 | 17,60 | 15,60 | 13,50 | 11,40 | 9,44 | 7,56 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 64700 | 52600 | 42250 | 33400 | 25900 | 19570 | 14350 | 10070 | 6630 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 25,40 | 23,30 | 21,10 | 18,70 | 16,20 | 13,80 | 11,40 | 9,18 | 7,12 | | | | | | | | | |
| 44NES-28Y | 30 | Q | | | 110800 | 91500 | 74800 | 60500 | 48300 | 37950 | 29300 | 22100 | 16190 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 23,20 | 22,30 | 21,10 | 19,60 | 17,80 | 15,90 | 14,00 | 12,00 | 10,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 94400 | 77600 | 63100 | 50800 | 40200 | 31300 | 23800 | 17640 | 12580 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 27,50 | 25,80 | 23,90 | 21,70 | 19,30 | 16,90 | 14,50 | 12,10 | 9,76 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 77100 | 63100 | 51000 | 40700 | 31900 | 24500 | 18280 | 13170 | 9020 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 30,90 | 28,50 | 25,90 | 23,10 | 20,20 | 17,20 | 14,30 | 11,60 | 8,98 | | | | | | | | | |
| 44NES-40Y | 30 | Q | 146700 | 134100 | 111500 | 92000 | 75200 | 60800 | 48550 | 38150 | 29400 | 22150 | 16190 | | | | | | | | | |
| | | P | 23,40 | 23,40 | 22,90 | 22,00 | 20,80 | 19,20 | 17,50 | 15,70 | 13,70 | 11,80 | 9,97 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 124700 | 113900 | 94400 | 77600 | 63100 | 50700 | 40200 | 31300 | 23900 | 17720 | 12700 | | | | | | | | | |
| | | P | 28,60 | 28,10 | 26,80 | 25,20 | 23,30 | 21,20 | 18,90 | 16,60 | 14,30 | 12,10 | 10,00 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 102700 | 93600 | 77400 | 63400 | 51300 | 40900 | 32150 | 24750 | 18620 | 13570 | 9480 | | | | | | | | | |
| | | P | 33,30 | 32,40 | 30,30 | 28,00 | 25,40 | 22,80 | 20,10 | 17,30 | 14,70 | 12,30 | 10,00 | | | | | | | | | |
| 44JE-30Y | 30 | Q | | | 124800 | 103800 | 85700 | 69900 | 56400 | 44800 | 34900 | 26500 | 19470 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 26,10 | 25,10 | 23,80 | 22,20 | 20,40 | 18,50 | 16,40 | 14,30 | 12,20 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 106800 | 88600 | 72800 | 59100 | 47300 | 37200 | 28600 | 21350 | 15290 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 30,80 | 29,00 | 26,90 | 24,60 | 22,20 | 19,70 | 17,10 | 14,60 | 12,10 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 88400 | 73000 | 59700 | 48100 | 38150 | 29600 | 22400 | 16320 | 11270 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 34,80 | 32,20 | 29,40 | 26,40 | 23,40 | 20,40 | 17,30 | 14,40 | 11,60 | | | | | | | | | |
| 44JE-44Y | 30 | Q | 160800 | 147300 | 123200 | 102300 | 84100 | 68400 | 54900 | 43300 | 33500 | 25150 | 18170 | | | | | | | | | |
| | | P | 26,20 | 26,00 | 25,40 | 24,50 | 23,10 | 21,60 | 19,80 | 17,80 | 15,80 | 13,60 | 11,50 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 137500 | 125900 | 105000 | 86800 | 71000 | 57400 | 45600 | 35550 | 27050 | 19840 | 13850 | | | | | | | | | |
| | | P | 32,00 | 31,40 | 29,90 | 28,10 | 26,00 | 23,80 | 21,30 | 18,80 | 16,30 | 13,70 | 11,20 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 113600 | 103900 | 86400 | 71000 | 57700 | 46200 | 36300 | 27850 | 20700 | 14690 | 9720 | | | | | | | | | |
| | | P | 37,10 | 36,00 | 33,60 | 31,10 | 28,30 | 25,30 | 22,30 | 19,30 | 16,30 | 13,30 | 10,50 | | | | | | | | | |
| 44HE-36Y | 30 | Q | | | 145400 | 121100 | 100000 | 81800 | 66100 | 52700 | 41200 | 31500 | 23350 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 31,30 | 30,00 | 28,40 | 26,40 | 24,20 | 21,90 | 19,40 | 16,90 | 14,40 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 124500 | 103500 | 85200 | 69400 | 55800 | 44100 | 34150 | 25800 | 18780 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 37,00 | 34,70 | 32,20 | 29,40 | 26,50 | 23,40 | 20,40 | 17,40 | 14,60 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 102900 | 85300 | 70000 | 56700 | 45250 | 35450 | 27150 | 20150 | 14330 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 41,90 | 38,60 | 35,20 | 31,70 | 28,10 | 24,40 | 20,90 | 17,50 | 14,30 | | | | | | | | | |
| 44HE-50Y | 30 | Q | 187600 | 172100 | 144100 | 119800 | 98800 | 80600 | 65000 | 51500 | 40100 | 30450 | 22350 | | | | | | | | | |
| | | P | 31,30 | 31,10 | 30,30 | 29,10 | 27,50 | 25,70 | 23,60 | 21,30 | 18,90 | 16,40 | 14,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 160600 | 147200 | 123100 | 102100 | 83800 | 68000 | 54500 | 42850 | 32950 | 24600 | 17660 | | | | | | | | | |
| | | P | 38,00 | 37,30 | 35,50 | 33,40 | 30,90 | 28,30 | 25,50 | 22,60 | 19,70 | 16,80 | 14,00 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 132600 | 121500 | 101300 | 83800 | 68500 | 55200 | 43800 | 34100 | 25800 | 18880 | 13110 | | | | | | | | | |
| | | P | 43,60 | 42,40 | 39,80 | 36,80 | 33,60 | 30,30 | 26,90 | 23,40 | 20,00 | 16,70 | 13,50 | | | | | | | | | |
| 44GE-46Y | 30 | Q | | | 167600 | 139700 | 115600 | 94700 | 76700 | 61300 | 48200 | 37100 | 27750 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 37,40 | 35,80 | 33,70 | 31,30 | 28,60 | 25,80 | 22,80 | 19,90 | 17,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 143600 | 119600 | 98700 | 80600 | 65100 | 51700 | 40400 | 30850 | 22850 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 44,30 | 41,40 | 38,30 | 34,90 | 31,40 | 27,80 | 24,20 | 20,70 | 17,40 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 118500 | 98600 | 81200 | 66100 | 53100 | 42000 | 32600 | 24650 | 18020 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 50,20 | 46,20 | 42,10 | 37,80 | 33,40 | 29,20 | 25,00 | 21,10 | 17,40 | | | | | | | | | |

ECOLINE TANDEM



Figura 11 – Compressor selecionado

O compressor escolhido foi o Ecoline Tandem da marca Bitzer, modelo 44HE-50Y, cuja carga térmica suportada é superior à do Túnel de Congelamento, e a potência consumida é de 19,7KW

4.4.3 Bombas

Para estimar qual a quantidade de líquido que deve ser bombeado para os evaporadores, necessita-se de algumas propriedades físicas do R-404a, como o “Calor Latente de vaporização (KJ/Kg)” e da “Densidade do Líquido (Kg/m³)”. Esses dados encontra-se na Tabela 11.

Tabela 11 – Dados Técnicos do R-404A

DADOS TECNICOS R-404A

Propriedades físicas:

| | | |
|--|----------------------|-------------|
| Peso molecular | (g/mol) | 97.61 |
| Temperatura ebulição a (1,013 bar) | (°C) | -46.45 |
| Deslizamento temperatura de ebulição (a 1,013 bar) | (K) | 0.7 |
| Temperatura crítica | (°C) | 72.07 |
| Pressão crítica | (bar abs) | 37.31 |
| Densidade crítica | (Kg/m ³) | 484 |
| Densidade do líquido (25°C) | (Kg/m ³) | 1048 |
| Densidade do líquido (-25°C) | (Kg/m ³) | 1236 |
| Densidade do vapor saturado (a 1,013 bar) | (Kg/m ³) | 5.41 |
| Pressão do vapor (25°C) | (bar abs) | 12.42 |
| Pressão do vapor (-25°C) | (bar abs) | 2.49 |
| Calor latente de vaporização (a 1,013 bar) | (KJ/Kg) | 200 |
| Calor específico do líquido (25°C) (1,013 bar) | (KJ/Kg.K) | 1.64 |
| Calor específico do vapor (25°C) (1,013 bar) | (KJ/Kg.K) | 0.88 |
| Condutibilidade térmica do líquido (25°C) | (W/mk) | 0.064 |
| Condutibilidade térmica do vapor (1,013 bar) | (W/mk) | 0.0143 |
| Solubilidade com o água (25°C) | (ppm) | Depreciável |
| Límite de inflamabilidade (25°C) | (% vol) | Nenhum |
| Toxicidade (AEL) | (ppm) | 1000 |
| ODP | - | 0 |
| GWP | - | 3780 |

Considerou-se nesse caso a Densidade Crítica para efeito de cálculo.

No caso do Túnel de Congelamento, a carga térmica é de $25138,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

Sabemos que, $1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 4,1868 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$, sendo assim, tem-se que $25138,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 105251 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$

Dividindo a Carga térmica pelo calor latente de vaporização encontra-se a quantidade de quilos do R-404a, será necessário em 1 hora.

$$\frac{105251}{200} = 526,26 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Com esse valor encontrado, pode-se dividir pela densidade e encontrar a vazão necessária para seleção da bomba.

$$\frac{526,26}{484} = 1,087 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1087 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Para a seleção da bomba, usou-se bombas Centrífugas para refrigeração, usados em Amônia e Freón, a marca usada foi a “Frigostrella do Brasil – Industria de Refrigeração LTDA”



Figura 12 – Bomba selecionada

Tabela 12 – Dados técnicos para seleção da bomba

| Refrigeração | | | | | | | |
|--------------|-------------|--------------|--------|---------|---------|---------|-------|
| Tipo | Vazão (L/h) | Motor (c.v.) | R.P.M. | H (mca) | Rotor | Conexão | |
| | | | | | | Entrada | Saída |
| ZM-1 | 5.000 | 4,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| ZM-2 | 10.000 | 5,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| ZM-3 | 15.000 | 6,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-4 | 20.000 | 7,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-5 | 30.000 | 10 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-6 | 40.000 | 12,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-9 | 50.000 | 12,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-11 | 55-65.000 | 15 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| HM-3,5 | 4.000 | 2,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-7,5 | 10.000 | 3,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-9 | 15.000 | 5,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-11 | 20.000 | 5,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |

O modelo escolhido foi a bomba centrífuga HM-3,5, com vazão de 4000 L/h acima dos 1087 L/h necessários no evaporador.

4.4.4 Válvula de Expansão

A válvula de expansão foi selecionada através da capacidade nominal dos evaporadores, por isso considerou-se a carga térmica total do Túnel de Congelamento e da Câmara de estocagem.

A marca escolhida para a válvula de expansão é a Danfoss, usou-se a capacidade térmica em Watt para a seleção, no estudo de caso em questão temos que a carga térmica do túnel de congelamento é $25138,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$, e da câmara de estocagem é $20013,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

$$CT_{total} = 52,51 \text{ KW}$$



Figura 13 – Válvula de Expansão selecionada

Tabela 13 – Dados técnicos para seleção da válvula de expansão.

| Ventil type | R22 Nominel kapacitet område N: -40°C to 10°C kW | R22 Nominel kapacitet område B: -60°C to -25°C kW | R407C Nominel kapacitet område N: -40°C to 10°C kW | R134a Nominel kapacitet område N: -40°C to 10°C kW | R404A/507 Nominel kapacitet område N: -40°C to 10°C kW | R404A/507 Nominel kapacitet område B: -60°C to -25°C kW | Orifice no. | Code no. |
|-------------|--|---|--|--|--|---|----------------|----------|
| TE 5 | 11.1 | 6.4 | 10.8 | 7.0 | 8.7 | 5.7 | 0.5 | 067B2788 |
| TE 5 | 18.8 | 11.0 | 18.3 | 12.0 | 14.6 | 9.9 | 1 | 067B2789 |
| TE 5 | 26.1 | 15.8 | 25.6 | 16.9 | 20.1 | 14.4 | 2 | 067B2790 |
| TE 5 | 33.9 | 19.5 | 33.0 | 21.7 | 26.3 | 17.3 | 3 | 067B2791 |
| TE 5 | 44.8 | 25.9 | 43.9 | 29.0 | 34.6 | 22.9 | 4 | 067B2792 |
| TE 12 | 60.0 | 35.6 | 58.8 | 39.0 | 50.6 | 24.2 | 5 | 067B2708 |
| TE 12 | 72.7 | 42.0 | 71.2 | 47.5 | 61.0 | 28.4 | 6 | 067B2709 |
| TE 12 | 84.5 | 46.4 | 81.4 | 55.8 | 70.6 | 31.0 | 7 | 067B2710 |
| TE 20 | 113.6 | 55.0 | 104.0 | 69.5 | 77.6 | 43.8 | 8 | 067B2771 |
| TE 20 | 131.5 | 57.5 | 113.5 | 78.4 | 84.5 | 44.0 | 9 | 067B2773 |
| TE 55 | 156.3 | 68.2 | 148.4 | 102.8 | 118.4 | 52.3 | 10 | 067G2701 |
| TE 55 | 190.0 | 77.8 | 177.4 | 124.7 | 143.2 | 58.9 | 11 | 067G2704 |
| TE 55 | 228.8 | 95.3 | 215.3 | 154.7 | 170.3 | 71.0 | 12 | 067G2707 |
| TE 55 | 281.0 | 131.4 | 273.6 | 190.8 | 209.8 | 100.2 | 13 | 067G2710 |

O modelo da válvula de expansão escolhida foi, Danfoss, válvula TE 12, código 067B2709.

4.5. Seleção de Equipamentos – Câmara de Estocagem

4.5.1 Evaporadores

A seleção dos evaporadores foi feita através da Carga Térmica de cada Câmara com sua respectiva Temperatura de Evaporação, no caso a Câmara de Estocagem possui uma Carga térmica de $20013,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$ com uma temperatura de evaporação de -30°C .

A marca escolhida dos evaporadores foi a Trivena, colocou-se 2 Evaporadores na sala, por isso para seleção considerou apenas metade da Carga térmica total.

Na seleção dos evaporadores Trivena a sua capacidade são baseadas em R-22 e aplicável ao R-402B. Para aplicações com R-404a e R-507, deve-se multiplicar a capacidade por 1,05.



Figura 14 – Evaporador Selecionado

Tabela 14 – Desempenho Térmico dos evaporadores da câmara de estocagem.

| Modelo | Vazão de Ar m ³ /h | Área Troca m ² | DESEMPENHO TÉRMICO (5 mm) | | | | | | | | | |
|----------|----------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | | Capacidade Nominal (Kcal/h) Δt = 6°C | | | | | | | | | |
| | | | Temperatura de Evaporação (°C) | | | | | | | | | |
| | | | +10 | +5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | -35 |
| FTBN 511 | 4.300 | 25,01 | 4.234 | 4.074 | 3.974 | 3.820 | 3.665 | 3.511 | 3.369 | 3.214 | 3.059 | 2.905 |
| FTBN 512 | 4.200 | 33,35 | 5.168 | 4.972 | 4.836 | 4.649 | 4.460 | 4.273 | 4.100 | 3.911 | 3.723 | 3.535 |
| FTBN 513 | 4.100 | 41,61 | 6.180 | 5.977 | 5.774 | 5.551 | 5.403 | 5.176 | 4.967 | 4.738 | 4.510 | 4.282 |
| FTBN 514 | 4.000 | 50,02 | 7.467 | 7.221 | 6.976 | 6.777 | 6.502 | 6.186 | 5.888 | 5.576 | 5.427 | 5.168 |
| FTBN 521 | 8.400 | 65,97 | 8.595 | 8.313 | 8.056 | 7.839 | 7.521 | 7.156 | 6.811 | 6.509 | 6.278 | 5.978 |
| FTBN 522 | 8.400 | 66,69 | 10.455 | 10.111 | 9.813 | 9.544 | 9.156 | 8.712 | 8.345 | 7.926 | 7.643 | 7.279 |
| FTBN 523 | 8.200 | 82,64 | 11.697 | 11.317 | 10.937 | 10.557 | 10.177 | 9.683 | 9.241 | 8.868 | 8.495 | 8.122 |
| FTBN 524 | 8.000 | 100,04 | 14.514 | 14.020 | 13.527 | 13.032 | 12.538 | 11.930 | 11.345 | 10.926 | 10.466 | 9.977 |
| FTBN 531 | 12.600 | 100,04 | 17.275 | 16.688 | 16.100 | 15.511 | 14.923 | 14.199 | 13.503 | 13.004 | 12.457 | 11.874 |
| FTBN 532 | 12.300 | 124,83 | 20.604 | 19.907 | 19.215 | 18.655 | 17.973 | 17.117 | 16.452 | 15.825 | 15.072 | 14.301 |
| FTBN 541 | 15.400 | 152,46 | 23.180 | 22.468 | 21.716 | 20.890 | 20.039 | 19.250 | 18.351 | 17.572 | 16.727 | 15.891 |
| FTBN 542 | 15.000 | 183,52 | 27.439 | 26.596 | 25.705 | 24.727 | 23.720 | 22.786 | 21.722 | 20.800 | 19.800 | 18.810 |

Foi considerado 02 evaporadores “FTBN 524” pela sua carga térmica que é $10466 \frac{Kcal}{h}$ e no estudo de caso que estamos usando o R-404a, deve-se multiplicar essa capacidade por 1,05. $10466 \cdot 1,05 = 10989,3 \frac{Kcal}{h}$. Assim $10989,3 > \frac{20013,76}{2} \rightarrow 10989,3 > 10006,9$

4.5.2 Compressor

Para Seleção do Compressor, olhou-se os parâmetros Carga Térmica, Temperatura de Condensação e Temperatura de Evaporação.

A marca escolhida para o compressor é a Bitzer, usou-se a capacidade térmica em Watt para a seleção, tem-se que a carga térmica da Câmara de Estocagem é $20013,76 \frac{Kcal}{h}$

$$\text{Como } 1 \frac{Kcal}{h} = 1,163 \text{ Watt} \rightarrow 20013,76 \frac{Kcal}{h} = 23276 \text{ Watt}$$

Para seleção considerou a temperatura de evaporação -30°C e a temperatura de condensação de 40°C



R404A ■ R507A

Leistungswerte 50 Hz
bezogen auf Sauggastemperatur 20°C,
ohne Flüssigkeits-Unterkühlung

Performance data 50 Hz
relating to 20°C suction gas tempera-
ture, without liquid subcooling

Données de puissance 50 Hz
à une température du gaz d'aspiration de
20°C se référant, sans sous-refroidissement
de liquide

| Verdichter Typ Compressor type Compresseur type | Verf. Temp. Cond. temp. Temp. de cond. °C | ↓ | Kälteleistung Cooling capacity Puissance frigorifique | | | | | | | | | Q ₀ [Watt] | Leistungsaufnahme Power consumption Puissance absorbée | | | | | | | | | P _e [kW] |
|--|---|---|---|--------|--------|----------------------------|--------|-------|------------------------------|-------|-------|--------------------------|--|-----|--|--|--|--|--|--|--|------------------------|
| | | | Verdampfungstemperatur °C | | | Evaporating temperature °C | | | Température d'évaporation °C | | | | | | | | | | | | | |
| | | | 7,5 | 5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | | -35 | -40 | | | | | | | | |
| 44PES-30Y | 30 | Q | | | 94500 | 77700 | 63300 | 50900 | 40400 | 31450 | 24000 | 17760 | 12660 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 19,50 | 18,70 | 17,60 | 16,20 | 14,60 | 13,00 | 11,20 | 9,52 | 7,86 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 79600 | 65100 | 52700 | 42000 | 33000 | 25350 | 19000 | 13760 | 9500 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 22,70 | 21,20 | 19,50 | 17,60 | 15,60 | 13,50 | 11,40 | 9,44 | 7,56 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 64700 | 52600 | 42250 | 33400 | 25900 | 19570 | 14350 | 10070 | 6630 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 25,40 | 23,30 | 21,10 | 18,70 | 16,20 | 13,80 | 11,40 | 9,18 | 7,12 | | | | | | | | | |
| 44NES-28Y | 30 | Q | | | 110800 | 91500 | 74800 | 60500 | 48300 | 37950 | 29300 | 22100 | 16190 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 23,20 | 22,30 | 21,10 | 19,60 | 17,80 | 15,90 | 14,00 | 12,00 | 10,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 94400 | 77600 | 63100 | 50800 | 40200 | 31300 | 23800 | 17640 | 12580 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 27,50 | 25,80 | 23,90 | 21,70 | 19,30 | 16,90 | 14,50 | 12,10 | 9,76 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 77100 | 63100 | 51000 | 40700 | 31900 | 24500 | 18280 | 13170 | 9020 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 30,90 | 28,50 | 25,90 | 23,10 | 20,20 | 17,20 | 14,30 | 11,60 | 8,98 | | | | | | | | | |
| 44NES-40Y | 30 | Q | 146700 | 134100 | 111500 | 92000 | 75200 | 60800 | 48550 | 38150 | 29400 | 22150 | 16190 | | | | | | | | | |
| | | P | 23,40 | 23,40 | 22,90 | 22,00 | 20,80 | 19,20 | 17,50 | 15,70 | 13,70 | 11,80 | 9,97 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 124700 | 113900 | 94400 | 77600 | 63100 | 50700 | 40200 | 31300 | 23900 | 17720 | 12700 | | | | | | | | | |
| | | P | 28,60 | 28,10 | 26,80 | 25,20 | 23,30 | 21,20 | 18,90 | 16,60 | 14,30 | 12,10 | 10,00 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 102700 | 93600 | 77400 | 63400 | 51300 | 40900 | 32150 | 24750 | 18620 | 13570 | 9480 | | | | | | | | | |
| | | P | 33,30 | 32,40 | 30,30 | 28,00 | 25,40 | 22,80 | 20,10 | 17,30 | 14,70 | 12,30 | 10,00 | | | | | | | | | |
| 44JE-30Y | 30 | Q | | | 124800 | 103800 | 85700 | 69900 | 56400 | 44800 | 34900 | 26500 | 19470 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 26,10 | 25,10 | 23,80 | 22,20 | 20,40 | 18,50 | 16,40 | 14,30 | 12,20 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 106800 | 88600 | 72800 | 59100 | 47300 | 37200 | 28600 | 21350 | 15290 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 30,80 | 29,00 | 26,90 | 24,60 | 22,20 | 19,70 | 17,10 | 14,60 | 12,10 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 88400 | 73000 | 59700 | 48100 | 38150 | 29600 | 22400 | 16320 | 11270 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 34,80 | 32,20 | 29,40 | 26,40 | 23,40 | 20,40 | 17,30 | 14,40 | 11,60 | | | | | | | | | |
| 44JE-44Y | 30 | Q | 160800 | 147300 | 123200 | 102300 | 84100 | 68400 | 54900 | 43300 | 33500 | 25150 | 18170 | | | | | | | | | |
| | | P | 26,20 | 26,00 | 25,40 | 24,50 | 23,10 | 21,60 | 19,80 | 17,80 | 15,80 | 13,60 | 11,50 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 137500 | 125900 | 105000 | 86800 | 71000 | 57400 | 45600 | 35550 | 27050 | 19840 | 13850 | | | | | | | | | |
| | | P | 32,00 | 31,40 | 29,90 | 28,10 | 26,00 | 23,80 | 21,30 | 18,80 | 16,30 | 13,70 | 11,20 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 113800 | 103900 | 86400 | 71000 | 57700 | 46200 | 36300 | 27850 | 20700 | 14690 | 9720 | | | | | | | | | |
| | | P | 37,10 | 36,00 | 33,60 | 31,10 | 28,30 | 25,30 | 22,30 | 19,30 | 16,30 | 13,30 | 10,50 | | | | | | | | | |
| 44HE-36Y | 30 | Q | | | 145400 | 121100 | 100000 | 81800 | 66100 | 52700 | 41200 | 31500 | 23350 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 31,30 | 30,00 | 28,40 | 26,40 | 24,20 | 21,90 | 19,40 | 16,90 | 14,40 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 124500 | 103500 | 85200 | 69400 | 55800 | 44100 | 34150 | 25800 | 18780 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 37,00 | 34,70 | 32,20 | 29,40 | 26,50 | 23,40 | 20,40 | 17,40 | 14,60 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 102900 | 85300 | 70000 | 56700 | 45250 | 35450 | 27150 | 20150 | 14330 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 41,90 | 38,60 | 35,20 | 31,70 | 28,10 | 24,40 | 20,90 | 17,50 | 14,30 | | | | | | | | | |
| 44HE-50Y | 30 | Q | 187600 | 172100 | 144100 | 119800 | 98800 | 80600 | 65000 | 51500 | 40100 | 30450 | 22350 | | | | | | | | | |
| | | P | 31,30 | 31,10 | 30,30 | 29,10 | 27,50 | 25,70 | 23,60 | 21,30 | 18,90 | 16,40 | 14,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | 160600 | 147200 | 123100 | 102100 | 83800 | 68000 | 54500 | 42850 | 32950 | 24600 | 17660 | | | | | | | | | |
| | | P | 38,00 | 37,30 | 35,50 | 33,40 | 30,90 | 28,30 | 25,50 | 22,60 | 19,70 | 16,80 | 14,00 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | 132600 | 121500 | 101300 | 83800 | 68500 | 55200 | 43800 | 34100 | 25800 | 18880 | 13110 | | | | | | | | | |
| | | P | 43,60 | 42,40 | 39,80 | 36,80 | 33,60 | 30,30 | 26,90 | 23,40 | 20,00 | 16,70 | 13,50 | | | | | | | | | |
| 44GE-46Y | 30 | Q | | | 167600 | 139700 | 115600 | 94700 | 76700 | 61300 | 48200 | 37100 | 27750 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 37,40 | 35,80 | 33,70 | 31,30 | 28,60 | 25,80 | 22,80 | 19,90 | 17,00 | | | | | | | | | |
| | 40 | Q | | | 143600 | 119600 | 98700 | 80600 | 65100 | 51700 | 40400 | 30850 | 22850 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 44,30 | 41,40 | 38,30 | 34,90 | 31,40 | 27,80 | 24,20 | 20,70 | 17,40 | | | | | | | | | |
| | 50 | Q | | | 118500 | 98600 | 81200 | 66100 | 53100 | 42000 | 32600 | 24650 | 18020 | | | | | | | | | |
| | | P | | | 50,20 | 46,20 | 42,10 | 37,80 | 33,40 | 29,20 | 25,00 | 21,10 | 17,40 | | | | | | | | | |

Figura 15 – Dados Técnicos do Compressor

ECOLINE TANDEM



Figura 16 – Compressor selecionado

O compressor escolhido foi o Ecoline Tandem da marca Bitzer, modelo 44NES-40Y, cuja carga térmica suportada é superior à da Câmara de Estocagem, e a potência consumida é de 14,3 KW.

4.5.3 Bomba

Para seleção da bomba usada para bombear o líquido na Câmara de Estocagem usou-se a mesma tabela 13, onde encontrou-se os dados “Calor Latente de vaporização (KJ/Kg)” e da “Densidade do Líquido (Kg/m³)”, necessários para dimensionar a bomba utilizada.

Considerou-se nesse caso a Densidade Crítica para efeito de cálculo.

No estudo de caso da Câmara de Estocagem, a carga térmica é de $20013,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

Sabemos que, $1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 4,1868 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$, sendo assim, tem-se que $20013,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 83793,6 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$

Dividindo a Carga térmica pelo calor latente de vaporização encontra-se a quantidade de quilos de R-404a, será necessário em 1 hora.

$$\frac{83793,6}{200} = 418,97 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Com esse valor encontrado, divide-se pela densidade e encontra a vazão necessário para seleção da bomba.

$$\frac{418,97}{484} = 0,866 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 866 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Para a seleção da bomba, utilizou-se bombas Centrífugas para refrigeração, usados em Amônia e Freón, usou-se a marca “Frigostrella do Brasil – Industria de Refrigeração LTDA”.



Figura 17 – Bomba Selecionada

Tabela 15 – Dados técnicos para seleção da bomba da câmara de estocagem.

| Refrigeração | | | | | | | |
|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|----------------|-----------|-------------|
| Tipo | Vazão (L/h) | Motor (c.v.) | R.P.M. | H (mca) | Rotor | Conexão | |
| | | | | | | Entrada | Saída |
| ZM-1 | 5.000 | 4,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| ZM-2 | 10.000 | 5,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| ZM-3 | 15.000 | 6,0 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-4 | 20.000 | 7,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-5 | 30.000 | 10 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-6 | 40.000 | 12,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-9 | 50.000 | 12,5 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| ZM-11 | 55-65.000 | 15 | 3.500 | 30-40 | Fechado | 3" | 2" |
| HM-3,5 | 4.000 | 2,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-7,5 | 10.000 | 3,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-9 | 15.000 | 5,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |
| HM-11 | 20.000 | 5,0 | 1.750 | 10-15 | Fechado | 3" | 1 ½" |

O modelo escolhido foi a bomba centrífuga HM-3,5, com vazão de 4000 L/h acima dos 866 L/h necessários no evaporador.

4.5.4 Separador de Líquido.

Para seleção do separador de líquido, necessita-se saber qual a capacidade suportada por esse equipamento e se a mistura que será armazenado nesse separador caberá dentro do volume

definido, para isso tem-se a quantidade de carga térmica necessária para os dois evaporadores, na Câmara de estocagem possui uma carga térmica de 23276 *Watt* e no túnel de congelamento a carga térmica é de 29236,39 *Watt* , chegando-se a um total de de 52512,39 *Watt*.

Tabela 16 - Dados técnicos para seleção do separador de líquido.

| Modelo TSLH | Dimensões (mm) Diâmetro x Comprimento | Espessura chapa corpo (pol.) | Capacidade (kw) | | Conexões Entrada e Saída | Volume Máximo (dm ³) | Peso (Kg) para Transporte |
|-------------|--|------------------------------|-----------------|-----------|--------------------------|----------------------------------|---------------------------|
| | | | Tev = -10 | Tev = -35 | | | |
| 500/1,8 | 500 x 1800 | 1/4" | 204 | 124 | 2.1/2" | 353 | 253 |
| 600/2,0 | 600 x 2000 | 5/16" | 258 | 146 | 3" | 565 | 470 |
| 700/2,5 | 700 x 2500 | 5/16" | 375 | 212 | 4" | 962 | 685 |
| 800/2,5 | 800 x 2500 | 3/8" | 613 | 343 | 5" | 1256 | 940 |
| 900/3,0 | 900 x 3000 | 3/8" | 736 | 411 | 6" | 1908 | 1.268 |
| 1000/3,0 | 1000 x 3000 | 1/2" | 1.002 | 559 | 6" | 2356 | 1.410 |
| 1200/3,2 | 1200 x 3200 | 1/2" | 1.672 | 956 | 8" | 3619 | 1.804 |
| 1400/3,2 | 1400 x 3200 | 5/8" | 1.949 | 1.114 | 10" | 4926 | 2.630 |
| 1600/3,6 | 1600 x 3600 | 5/8" | 2.228 | 1.274 | 12" | 7238 | 3.382 |
| 1800/3,6 | 1800 x 3600 | 3/4" | 3.816 | 1.551 | 14" | 9160 | 4.566 |
| 2000/4,0 | 2000 x 4000 | 3/4" | 4.686 | 1.904 | 16" | 12566 | 5.637 |



Figura 18 – Separador de líquido selecionado

Para uma contraprova, e saber se o volume escolhido será suficiente, considerou-se o volume do líquido suficiente para a entrada nos evaporadores durante 1 hora e vai descobrir o tempo que será necessário para que o ciclo saia do separador de líquido e volte a esse mesmo ponto. Para esse processo tem-se 2 condições, a primeira é definir a velocidade do líquido no sistema,

como cita Rudmar Serafim Matos no seu artigo “tubulações refrigerante”, a limitação na velocidade do líquido é dada para um possível dano na tubulação causado por variações de pressões ou golpes de líquido. As velocidades acima de 1,5 m/s devem ser evitadas quando são utilizadas válvulas, assim considerou-se a velocidade média do nosso líquido em 1 m/s. No caso da velocidade do gás também citado por Rudmar Serafim Matos a velocidade nessa linha precisa ser suficientemente alta para arrastar o óleo ao compressor. Descobriu-se que a mínima velocidade requerida para mover o óleo numa linha horizontal é de 2,6 m/s e de 5 m/s na subida, não podendo ultrapassar a velocidade de 20 m/s para se quiser eliminar ruídos excessivos. No estudo de caso em questão considerou-se a velocidade média do gás refrigerante em 10 m/s.

Temos que:

$$V = \frac{\Delta S}{t} \quad (16)$$

Onde:

V = velocidade do fluido (m/s)

ΔS = espaço percorrido pelo fluido (m)

t = tempo em que o fluido percorre esse caminho (s)

- Ponto 4 -5, (separador de líquido até evaporadores do túnel de congelamento), $V = 1 \frac{m}{s}$, $\Delta S = 22 m$

$$V = \frac{\Delta S}{t} \rightarrow t = 22 s$$

- Ponto 4 - 5', (separador de líquido até evaporadores da câmara de estocagem), $V = 1 \frac{m}{2}$, $\Delta S = 30m$

$$V = \frac{\Delta S}{t} \rightarrow t = 30 s$$

- Ponto 4 - 1, (separador de líquido até os compressores)
 $V = 10 \frac{m}{2}$, $\Delta S = 15m$

$$V = \frac{\Delta S}{t} \rightarrow t = 1,5 s$$

- Ponto 1 - 2, (compressores até o condensador)
 $V = 10 \frac{m}{2}$, $\Delta S = 25m$

$$V = \frac{\Delta S}{t} \rightarrow t = 2,5 \text{ s}$$

- Ponto 3 -4, (condensadores até o separador de líquido)

$$V = 1 \frac{m}{2}, \Delta S = 30m$$

$$V = \frac{\Delta S}{t} \rightarrow t = 30 \text{ s}$$

Considerando a somatória dos tempos de cada etapa teremos, que o processo ao sair do depósito de líquido e voltar para o mesmo, será de aproximadamente 2 minutos. Não foi considerado o tempo necessário para a mistura líquido e vapor retornarem do evaporador até o separador de líquido, pois até o momento não se sabe qual a quantidade de cada fluido na mistura.

Tem-se que a quantidade de líquido necessária para os dois evaporadores será de:

$$1087 \frac{l}{h} + 866 \frac{l}{h} = 1953 \frac{l}{h}$$

Ao tempo de 2 minutos para que o ciclo comece e termine no separador de líquido, precisaremos de:

$$1953 \frac{l}{h} = \frac{1953}{60} = 32,55 \frac{\text{litros}}{\text{min}}$$

Com isso selecionaremos o separador de líquido selecionado que possui um volume de 353 litros é suficientemente adequado. O separador de líquido escolhido foi da marca “Tecnofrio”, modelo TSLH 500/1,8.

4.5.5 Condensadores

Para seleção dos condensadores também foi usado a marca Trivena. Para a seleção é necessário a Temperatura de Condensação que nesse estudo de caso foi considerado 40°C e a capacidade efetivamente rejeitada no condensador.

Utilizou-se apenas um conjunto de condensador, tanto para o Túnel de Congelamento, tanto para a Câmara de Estocagem

Para seleção deste equipamento, primeiramente realizou-se a correção das capacidades, através de 5 fatores de correção (C1, C2, C3, C4 e Fcp).

Tem-se a Equação:

$$Q_{cd} = Q_{cp} \cdot F_{cp} \cdot C1 \cdot C2 \cdot C3 \cdot C4 \quad (17)$$

Onde:

Q_{cd} = Capacidade efetivamente rejeitada na condensador

Q_{cp} = Capacidade Frigorífica do compressor.

F_{cp} = Fator prático de correção do motor do compressor.

C_1 = Fator relativo ao ΔT (Diferença entre temperatura de condensação e temperatura de entrada do ar).

C_2 = Fator relativo ao gás refrigerante.

C_3 = Fator relativo a temperatura do Ar.

C_4 = Fator relativo à altura do local de instalação.

Tabela 17 – Tabelas de Correção

| TABELAS DE CORREÇÃO | | | | | | | | | | | |
|--|------------------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|------|
| FATOR RELATIVO AO ΔT (DIFERENÇA ENTRE TEMP. CONDENSAÇÃO E TEMP. ENTRADA DO AR) (C_1) | | | | | | | | | | | |
| Dt | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 18 | 20 |
| C_1 | 1,43 | 1,25 | 1,11 | 1 | 0,91 | 0,83 | 0,77 | 0,71 | 0,67 | 0,55 | 0,5 |
| FATOR RELATIVO AO GÁS REFRIGERANTE (C_2) | | | | | | | | | | | |
| Refrigerante | R22 | R134A | R404A | R407C | R410A | | | | | | |
| C_2 | 1 | 0,981 | 0,96 | 0,94 | 0,95 | | | | | | |
| FATOR RELATIVO À TEMPERATURA DE ENTRADA DO AR (C_3) | | | | | | | | | | | |
| T. Entrada | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 38 | 40 | 45 | 50 | | |
| C_3 | 0,9 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 1 | 1,03 | 1,05 | 1,08 | 1,12 | | |
| FATOR RELATIVO À ALTITUDE DO LOCAL DE INSTALAÇÃO (C_4) | | | | | | | | | | | |
| Altitude (m) | 0 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1500 | 1600 | 1800 | 2000 | |
| C_4 | 1 | 1,04 | 1,06 | 1,07 | 1,09 | 1,1 | 1,11 | 1,12 | 1,14 | 1,16 | |
| COEFICIENTE FCP PARA COMPRESSORES HERMÉTICOS OU SEMI-HERMÉTICOS | | | | | | | | | | | |
| Temp. Cond. °C | Temperatura de evaporação °C | | | | | | | | | | |
| | 10 | 5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | -35 | -40 |
| 40 | 1,23 | 1,25 | 1,30 | 1,33 | 1,39 | 1,46 | 1,53 | 1,63 | 1,75 | 1,84 | 1,97 |
| 45 | 1,27 | 1,29 | 1,34 | 1,38 | 1,43 | 1,50 | 1,57 | 1,68 | 1,80 | 1,90 | 2,03 |
| 50 | 1,32 | 1,34 | 1,39 | 1,43 | 1,49 | 1,56 | 1,64 | 1,75 | 1,87 | 1,98 | 2,11 |
| 55 | 1,36 | 1,38 | 1,43 | 1,54 | 1,53 | 1,61 | 1,69 | 1,80 | 1,93 | 2,04 | 2,18 |

Para C_1 , será feito uma interpolação entre os valores fornecidos na tabela, pois no estudo de caso, tem-se que a temperatura de condensação será 40°C e considerando a temperatura crítica no caso de Goiânia (GO) tem-se 35°C , e seu $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

$$C_1 = 1,79$$

Em C_2 , o fluido refrigerante usado é o R-404a.

$$C_2 = 0,96$$

Em C3, considerou-se a temperatura crítica pela NBR 16401 na cidade de Goiânia (GO) para entrada do ar que é 35°C

$$C3 = 1$$

Em C4, considerou-se a altitude da cidade de Goiânia de 800m

$$C4 = 1,06$$

Para o Fcp a temperatura de evaporação de -30°C e a temperatura de condensação de 40°C.

$$Fcp = 1,75$$

Para o Qcp considerou-se a capacidade frigorífica total nos dois compressores tanto do Túnel de Congelamento e da Câmara de Estocagem

$$Qcp = 56850 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$Qcd = Qcp \cdot Fcp \cdot C1 \cdot C2 \cdot C3 \cdot C4$$

$$Qcd = 181216,88 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$



Figura 19 – Condensador selecionado

Tabela 18 - Dados Técnicos e Capacidade Térmica

| Modelo | DADOS TÉCNICOS E CAPACIDADE TÉRMICA | | | | | | Ventiladores 800 mm | | | | Coletores | | |
|--------|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|------------------------|------------|-------------------|-------------------|-----------|--------|-----------------|
| | MOTOR EC 1.020RPM (6P) | | MOTOR EC 735RPM (8P) | | MOTOR EC 490RPM (12P) | | | | | | | | |
| | Capacidade [Kcal/h] DT = 10 | Nível ruído à 10 m [dBA] | Capacidade [Kcal/h] DT = 10 | Nível ruído à 10 m [dBA] | Capacidade [Kcal/h] DT = 10 | Nível ruído à 10 m [dBA] | qtxdiam hélice | Pot. Kw | Corr. A (220V) | Corr. A (380V) | Entrada | Saída | Vol. Int (l) |
| 121-8E | 49.592 | 44 | 41.432 | 38 | 32.108 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.1/8" | 7/8" | 13 |
| 122-8E | 54.400 | 44 | 45.814 | 38 | 34.982 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.1/8" | 7/8" | 13 |
| 131-8E | 69.424 | 44 | 55.130 | 38 | 40.678 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.1/8" | 7/8" | 19,6 |
| 132-8E | 74.404 | 44 | 59.516 | 38 | 43.546 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.1/8" | 7/8" | 19,6 |
| 141-8E | 76.298 | 44 | 61.632 | 38 | 45.994 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.3/8" | 7/8" | 26 |
| 142-8E | 81.698 | 44 | 63.870 | 38 | 48.476 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.3/8" | 7/8" | 26 |
| 151-8E | 86.746 | 44 | 64.898 | 38 | 49.788 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.3/8" | 7/8" | 32,6 |
| 152-8E | 92.080 | 44 | 68.404 | 38 | 51.872 | 34 | 1X800 | 2,5 | 6,6 | 3,9 | 1.3/8" | 7/8" | 32,6 |
| 221-8E | 103.214 | 47 | 82.864 | 41 | 64.216 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.3/8" | 7/8" | 26 |
| 222-8E | 113.100 | 47 | 91.628 | 41 | 69.964 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.3/8" | 7/8" | 26 |
| 231-8E | 137.222 | 47 | 110.260 | 41 | 81.356 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 39,2 |
| 232-8E | 148.846 | 47 | 119.032 | 41 | 87.092 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 39,2 |
| 241-8E | 158.754 | 47 | 123.264 | 41 | 91.988 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 52 |
| 242-8E | 170.004 | 47 | 127.740 | 41 | 96.952 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 52 |
| 251-8E | 178.930 | 47 | 129.796 | 41 | 99.576 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 65,2 |
| 252-8E | 189.982 | 47 | 136.808 | 41 | 103.744 | 37 | 2X800 | 5,0 | 13,2 | 7,8 | 1.5/8" | 1.1/8" | 65,2 |
| 331-8E | 211.082 | 49 | 165.390 | 43 | 122.034 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 58,8 |
| 332-8E | 228.544 | 49 | 178.548 | 43 | 130.638 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 58,8 |
| 341-8E | 233.178 | 49 | 184.896 | 43 | 137.982 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 78 |
| 342-8E | 249.636 | 49 | 191.610 | 43 | 145.428 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 78 |
| 351-8E | 256.280 | 49 | 194.694 | 43 | 149.364 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 97,8 |
| 352-8E | 271.948 | 49 | 205.212 | 43 | 155.616 | 39 | 3X800 | 7,5 | 19,8 | 11,7 | 2.1/8" | 1.5/8" | 97,8 |
| 431-8E | 276.392 | 50 | 220.520 | 44 | 162.712 | 40 | 4X800 | 10,0 | 26,4 | 15,6 | 2.1/8" | 1.5/8" | 78,4 |
| 432-8E | 299.038 | 50 | 238.064 | 44 | 174.184 | 40 | 4X800 | 10,0 | 26,4 | 15,6 | 2.1/8" | 1.5/8" | 78,4 |
| 441-8E | 313.852 | 50 | 246.528 | 44 | 183.976 | 40 | 4X800 | 10,0 | 26,4 | 15,6 | 2.1/8" | 2.1/8" | 104 |
| 442-8E | 339.138 | 50 | 255.480 | 44 | 193.904 | 40 | 4X800 | 10,0 | 26,4 | 15,6 | 2.1/8" | 2.1/8" | 104 |
| 451-8E | 348.192 | 50 | 259.592 | 44 | 199.152 | 40 | 4X800 | 10,0 | 26,4 | 15,6 | 2.1/8" | 2.1/8" | 130,4 |

5. Resultados Esperados

O ciclo de refrigeração proposto foi fundamentado no ciclo de refrigeração teórico e na seleção de equipamentos, escolheu-se um ciclo com separador de líquido para se ter a máximo aproveitamento do fluido que neste caso irá ser bombeado apenas líquido nos evaporadores, a seleção de dois compressores se deve pelo fato do qual esteja relacionado ao túnel de congelamento não irá ser acionado em feriados e finais de semana, o que não compensaria a seleção de um compressor maior para atender as duas salas, a seguir será apresentado sobre cada processo que ocorrerá no ciclo.

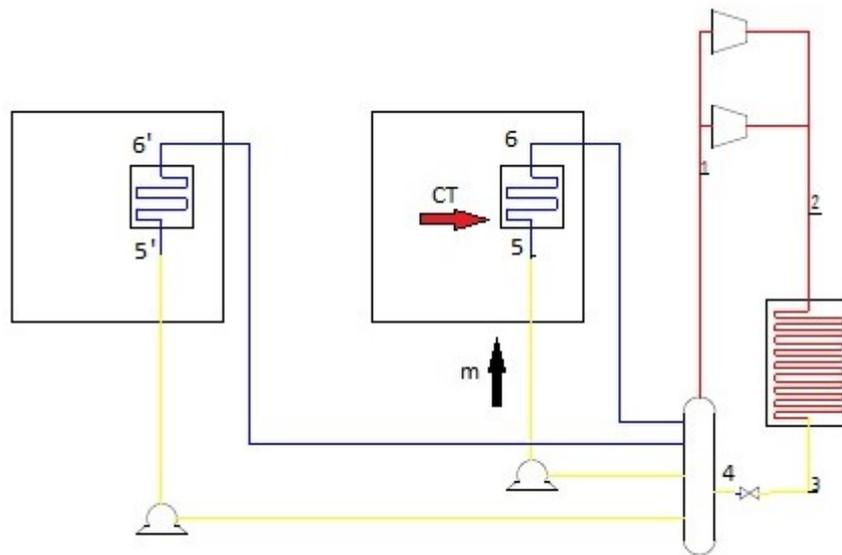


Figura 20 – Ciclo frigorífico proposto.

5.1. Processos

No Processo de 1 para 2, entre os compressores, ocorre uma compressão isentrópica do fluido refrigerante, entropia “s” constante, formulação da 1ª lei no compressor se dá por:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (18)$$

Onde:

\dot{W}_c = Potência de compressão em KW

\dot{m} = vazão mássica do fluido em Kg/s

h_2 = Entalpia no ponto 2 em KJ/Kg

h_1 = Entalpia no ponto 1 em KJ/Kg

No processo de 2 para 3, após passar pelo condensador à uma transferência de calor a pressão constante para o ponto 3, pressão “P” constante, formulação da 1ª lei no condensador se dá por:

$$Q_h = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (19)$$

Onde:

Q_h = Calor rejeitado em KW

\dot{m} = vazão mássica do fluido em Kg/s

h_2 = Entalpia no ponto 2 em KJ/Kg

h_3 = Entalpia no ponto 3 em KJ/Kg

Após passar pelo Condensador tem-se líquido saturado, Temperatura de condensação = 40°C, e título $x = 0$. Após a válvula de expansão no processo de 3 para 4 ocorre uma expansão isoentálpica, líquido que era saturado após passar pela válvula de expansão vira título e vai para o separador de líquido. Temperatura de evaporação = - 30°C, $h_3 = h_4$.

No processo de 5 para 6 após o fluido estar no separador de líquido, é bombeado dele apenas líquido saturado para os evaporadores, é feita a transferência de calor a pressão constante do separador de líquido, $P_5 = P_4$. A formulação usada na 1ª lei no evaporador se dá pela equação:

$$Q_l = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) \quad (20)$$

Onde:

Q_l = Capacidade de refrigeração em KW

\dot{m} = vazão mássica do fluido em Kg/s

h_6 = Entalpia no ponto 6 em KJ/Kg

h_5 = Entalpia no ponto 5 em KJ/Kg

No processo de 6 para 1, após o líquido trocar calor com o evaporador, ele volta para o separador de líquido com uma quantidade de título. O processo retorna para o começo, com os compressores fazendo a compressão do gás presente no separador de líquido.

Tabela 19 – Resultados esperados no Túnel de Congelamento

| Sort | 1 T _i [C] | 2 P _i [kPa] | 3 x _i | 4 h _i [kJ/kg] | 5 s _i [kJ/kg-K] | 6 Ḃ _i [m ³ /s] | 7 ρ _i [kg/m ³] |
|------|----------------------------|------------------------------|---------------------|--------------------------------|----------------------------------|--|---|
| [1] | -29,69 | 204,9 | 1 | 349,6 | 1,626 | | |
| [2] | 49,74 | 1830 | 100 | 393,6 | 1,626 | | |
| [3] | 40 | 1830 | 0 | 259,8 | 1,2 | | |
| [4] | -30 | 204,9 | 0,5269 | 259,8 | 1,257 | | |
| [5] | -30,35 | 204,9 | 0 | 159,5 | 0,8441 | 0,0003019 | 1256 |
| [6] | -30,08 | 204,9 | 0,4054 | 236,5 | 1,161 | | |

Tabela 20 - Resultados esperados da Câmara de estocagem

| Sort | 1 T _i [C] | 2 P _i [kPa] | 3 x _i | 4 h _i [kJ/kg] | 5 s _i [kJ/kg-K] | 6 Ḃ _i [m ³ /s] | 7 ρ _i [kg/m ³] |
|------|----------------------------|------------------------------|---------------------|--------------------------------|----------------------------------|--|---|
| [1] | -29,69 | 204,9 | 1 | 349,6 | 1,626 | | |
| [2] | 49,74 | 1830 | 100 | 393,6 | 1,626 | | |
| [3] | 40 | 1830 | 0 | 259,8 | 1,2 | | |
| [4] | -30 | 204,9 | 0,5269 | 259,8 | 1,257 | | |
| [5] | -30,35 | 204,9 | 0 | 159,5 | 0,8441 | 0,0002405 | 1256 |
| [6] | -30,08 | 204,9 | 0,4052 | 236,5 | 1,161 | | |

5.2. Cálculo do COP

Para o cálculo do COP temos a fórmula:

$$COP = \frac{\text{Carga Térmica}}{\text{Potência Consumida nas condições de operações}} \quad (21)$$

$$\text{Pot. Consumida na condição de operação} = \left(\frac{\text{Carga térmica}}{\text{Capacid. do compressor}} \right) \cdot P \quad (22)$$

Onde:

COP = Coeficiente de Performance

P = Potência Consumida na capacidade máxima em KW

5.2.1 COP no Tunel de Congelamento

O Valor do COP no Tunel de Congelamento é baseado nos valores adquiridos pela carga térmica do ambiente e capacidade e potência do compressor escolhido.

Carga Térmica = 29236 W = 29,236 KW

Capacidade do compressor = 32950 W

P = 19,7 KW

Pot. Consumida na condição de operação = 17,479 KW

$$\mathbf{COP = 1,67}$$

5.2.2 COP na Câmara de Estocagem

O Valor do COP na Câmara de Estocagem é baseado nos valores adquiridos pela carga térmica do ambiente e capacidade e potência do compressor escolhido.

Carga Térmica = 23276 W = 23,276 KW

Capacidade do compressor = 23900 W

P = 14,3 KW

Pot. Consumida na condição de operação = 13,927 KW

$$\mathbf{COP = 1,67}$$

5.3. Layout da Fábrica de Pescado

O layout proposto para a fábrica de pescado foi baseado nos processos descritos neste trabalho e na seleção de equipamentos, ele se encontra no Anexo 3 desse relatório.

6. CONCLUSÕES

O Trabalho de conclusão de curso apresenta um estudo completo para projeto de refrigeração de uma indústria de pescado. Tanto o método utilizado do cálculo da carga térmica pelo uso de tabelas e fatores pré-calculados para construções e situações típicas.

Foram abordados todos os métodos necessários para que se tenha um processo dinâmico e produtivo na indústria, destacando o processo no túnel de congelamento e na câmara de estocagem, no qual foram calculadas as cargas térmicas e espessuras mínimas dos painéis de isolamento para se manter a temperatura e umidade desejada para o pescado.

A opção adotada para se atender a carga térmica calculada, foi o uso de equipamentos de expansão diretas, devido as baixas temperaturas que devem ser atingidas nas duas salas. Foram selecionados evaporadores, condensadores, compressores, válvula de expansão e bombas para as situações descritas. O trabalho ainda contou com um ciclo frigorífico para comprovação do sistema proposto, esse sistema trabalha com o ciclo de baixa e alta pressão indicados no software que foi executado, o EES (Engineering Equation Solver).

Para trabalhos futuros, vamos implementar a fábrica e testar novos gases para um aprimoramento da eficiência.

REFERÊNCIAS

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 16401-1 – Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projeto das instalações. 2008. 60 p.

BITZER. Seleção de compressores, 2014. Disponível em: <<https://www.bitzer.de/br/pt/compressores-alternativos/ecoline-tandem/>>. Acesso em: 25 de jul de 2018.

CAMPOS, C. Módulo prático para estudos de sistemas de refrigeração mecânica por compressão. Campo Mourão, 2015.

COSTA, Ênnio Cruz da. Refrigeração. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1982. 322 p.

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

DANFOSS. Seleção da válvula de expansão, 2010. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/productrange/refrigeration/thermostatic-expansion-valves/#/>>. Acesso em: 25 de jul de 2018.

DINÇER, I., e Kanoglu, M., Refrigeration systems and applications, Segunda Edição, John Wiley & Sons Ltd., 2010. ISBN: 978-0-470-74740-7.

DUPONT. História da Refrigeração. Artigo Técnico, publicado pela DuPont, 2005.

FRIGOSTRELLA DO BRASIL. Seleção da bomba centrífuga, 2012. Disponível em: <<http://frigostrella.com.br/arquivos/CatalogoBombaCentrifuga.pdf>>. Acesso em: 25 de jul de 2018.

HARVARD. School of Public Health. The Nutrition Source. Omega-3 Fatty Acids: an essential contribution.

MATOS, Rudmar Serafim. Otimização e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor e Tubos Circulares e Elípticos Aletados – Artigos Técnicos, Publicado pela Universidade Federal do Paraná, 2003

MELICIO, Oscar. Trabalho e Pesquisa sobre a produção de pescado congelado, 2000. Disponível em: <http://www.geocities.ws/rui_biologia/docs/pescadocongelado.htm>. Acesso em: 26 de jul de 2018.

MELO, C., Uso de refrigerantes alternativos em refrigeração doméstica e equipamentos compactos de refrigeração comercial, Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado – Artigos Técnicos, Publicado pelo Instituto do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis Brasileiro, pp. 45-56, 2011. ISBN: 978-85-7738-158-6

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. Uso de fluídos alternativos em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Arquivo Técnico, publicado pelo Ministério do meio Ambiente, 2011.

MINOZZO, Marcelo Giordani. Processamento e Conservação do Pescado. 2011

REGO, Orosimbo Andrade de Almeida, slides “09 – Aplicações sobre carga térmica de refrigeração”, Material apresentado para a disciplina de Refrigeração e Ar Condicionado no curso de Engenharia Mecânica da UFU.

REIS, Alexsander Machado. Projeto de climatização e avaliação da eficiência energética de um escritório comercial. 2018.

SARTORI E AMANCIO, Alan Giovanni de Oliveira e Rodrigo Dantas. Importância Nutricional e Consumo no Brasil. Artigo Técnico, 2004.

TECNOFRIO. Seleção do separador de líquido, 2011. Disponível em: <<http://www.tecnofrio.com.br/produto recipiente.html>>. Acesso em: 25 de jul de 2018.

TECUNSEH, 2006. História da Refrigeração. Fic Frio. Editora: Audax, Ano 14, nº 71. São Carlos, SP, p 4.

THERMOCOLD REFRIGERAÇÃO. Algumas informações e dúvidas sobre Câmaras frias e Refrigeração, 2015. Disponível em: <<http://thermocold.com.br/informacoes/>>. Acesso em: 27 de jul de 2018.

TONONI, José Ronaldo. Indústria do Pescado. 2008. Disponível em: <<http://vix.sebraees.com.br/arquivos/biblioteca/Industria%20do%20Pescado.pdf>>. Acesso em: 15 ago. 2018.

TRIVENA. Seleção de evaporadores e condensador, 2015. Disponível em: <http://www.trineva.com.br/construcao/Catalogo2015_SITE.pdf>. Acesso em: 25 de jul de 2018.

VIA CLIMA. Como calcular a carga térmica, 2012. Disponível em: <<http://www.viaclima.com.br/noticia.php?codigo=21>>. Acesso em: 26 de jul de 2018.

Anexo 1: Memorial de Cálculo

Cálculo da Carga Térmica no Túnel de Congelamento

a) Carga térmica de condução

$$Q_{co} = A \cdot U \cdot (\Delta T)$$

$$A = A_{externa} = (2 \cdot 5 \cdot 3,5) + 3 \cdot (2 \cdot 5 + 2 \cdot 3,5) = 86m^2$$

(Foi considerado a condutividade dos painéis = $U = K/L = 0,2W/m^2K = 0,1724 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$)

$$Q_{cond} = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{t.c})$$

$$Q_{cond} = 0,1724 \cdot 86 \cdot (35 - (-20)) \cdot 24 \rightarrow Q_{cond} = 19570,85 \frac{kcal}{dia}$$

b) Carga Térmica de Insolação

$$Q_{ins} = I_t \cdot A \cdot \varphi$$

Nesse caso, o valor de $Q_{ins} = 0$ pois o túnel de congelamento não recebe insolação, o mesmo se encontra dentro de um galpão revestido com tijolos.

$$Q_{ins} = 0 \frac{kcal}{dia}$$

c) Carga térmica de Infiltração

$$Q_{inf} = V_{ext} \cdot P_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{cf})$$

Sendo que:

$$V_{ext} = V_{cf} \cdot n \cdot Z$$

$$V_{cf} = 3,5 \cdot 5 \cdot 3 \rightarrow V_{cf} = 52,5 m^3$$

Interpolando os valores de n da tabela 21 encontra-se um valor igual a 10,01

Tabela 21 – Número de trocas diárias do ar nas câmaras - n

| VOLUME DA CÂMARA (M ³) | T < 0°C | T ≥ 0°C |
|------------------------------------|---------|---------|
| 7 | 29 | 38 |
| 8,5 | 26,2 | 34,5 |
| 11,5 | 22,5 | 29,5 |
| 14 | 20 | 26 |
| 17 | 18 | 23 |
| 23 | 15,3 | 20 |
| 28 | 13,5 | 17,5 |
| 42 | 11 | 14 |
| 57 | 9,3 | 12 |
| 85 | 8,1 | 9,5 |
| 115 | 7,4 | 8,2 |
| 140 | 6,3 | 7,2 |
| 170 | 5,6 | 6,5 |
| 230 | 5 | 5,5 |
| 420 | 3,8 | 3,9 |
| 570 | 2,6 | 3,5 |
| 700 | 2,3 | 3 |
| 850 | 2,1 | 2,7 |
| 1150 | 1,8 | 2,3 |
| 1400 | 1,5 | 2 |
| 2000 | 1,3 | 1,6 |
| ≥40000 | 0,2 | 0,3 |

Utilizando Z igual a 1 conforme a Tabela 22, tem-se:

Tabela 22 - Fator de Movimentação nas Câmaras - Z

| |
|--|
| Z = Fator de movimentação nas câmaras |
| Z = 1 ; circulação normal (câmaras de resfriamento, túnel de congelamento, estocagem de resfriado e etc...) |
| Z = 0,6 ; baixa circulação (estocagem de congelado) |
| Z = 2 ; alta circulação (plataformas de expedição e descarga, abate, desossa, corredores de circulação e etc...) |

$$V_{ext} = 52,5 \cdot 10,01 \cdot 1 \rightarrow V_{ext} = 525,54$$

Tem-se que:

$$h_{ext} = 84,83 \text{ Kj/Kg}$$

$$h_{t,c} = -18,82 \text{ Kj/Kg}$$

$$Q_{inf} = V_{ext} \cdot p_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{cf})$$

$$Q_{inf} = 525,54 \cdot 1,14 \cdot (84,83 - (-18,82))$$

$$Q_{inf} = 62098,34 \frac{Kj}{dia} = 14516,81 \frac{Kcal}{dia}$$

d) Carga térmica do produto

$$Q_{prod} = D \cdot [C_{pres} \cdot (T_{ent} - T_{cong}) + L + C_{pcong} \cdot (T_{cong} - T_{t.c})]$$

D=4000 kg diários;

C_{pres} = 0,7 Kcal/Kg°C

C_{pcong} = 0,45 Kcal/kg°C

L = 68 Kcal/kg

T_{cong} = -18°C

Considera que a T_{ent}(temperatura que a peixe adentra no túnel de congelamento é de 20°C, pois ele vem direto dos processos de corte e descamação).

$$Q_{prod} = 4000 \cdot [0,7 \cdot (20 - (-18)) + 68 + 0,45 \cdot ((-18) - (-20))]$$

$$Q_{prod} = 4000 \cdot [92] \rightarrow Q_{prod} = 382000,00 \frac{Kcal}{dia}$$

e) Carga Térmica de Iluminação

$$Q_{il} = 0,86 \cdot W \cdot t$$

Neste caso:

$$W = \dot{w} \cdot A$$

Usa-se nesse caso a iluminação e lâmpadas Germicidas = 2W/m²

Para a rotatividade diária de 4000 kg/dia coloca-se uma jornada de trabalho de 8h.

$$Q_{il} = 0,86. 2. (3,5. 5). 8 \rightarrow Q_{il} = 240,8 \frac{Kcal}{dia}$$

f) Carga térmica de pessoas

$$Q_{pe} = N. q_{met}. t$$

Para a rotatividade de 4000 kg/dia coloca-se uma jornada de trabalho de 8 horas com 4 pessoas.

Fazendo interpolação na tabela 23, tem-se:

Tabela 23 - Calor de metabolismo de pessoas

| Temperatura (°C) | Calor de Metabolismo (kcal/h.pessoa) |
|------------------|--------------------------------------|
| ≥ 10 | 180 |
| 4 | 215 |
| -1 | 240 |
| -7 | 265 |
| -12 | 300 |
| -18 | 330 |
| -24 | 360 |

$$q_{met} = 340 \text{ Kcal/h.pessoa}$$

$$Q_{pe} = 4. 330. 8 \rightarrow Q_{pe} = 10560 \frac{Kcal}{dia}$$

g) Carga térmica dos equipamentos e motores

Para os equipamentos, foi usado 2 cortinas de ar, uma em cada porta, como a porta tem uma largura de 900 mm, precisa-se de no mínimo uma cortina que cubra esses 900 mm.

Foi usado as cortinas da marca “Internacional Refrigeração”, e para calcular sua carga térmica aplicou a fórmula:

$$Q_{equip1} = Pd. N. 0,86. t$$

Tabela 24 - Relação de potência e consumo das cortinas de ar do túnel de congelamento.

| MODELO | 10 | POTÊNCIA (HP) (IV POLOS) | Consumo KW | VAZÃO (M3/MIN) | L (mm) SAÍDA EFETIVA DE AR | L1 | L2 | L3 | L4 | L5 | L6 | COMPRIM. TOTAL (mm) |
|-----------------|----|--------------------------------|---------------|-------------------|----------------------------------|------|------|------|-----|----|----|------------------------|
| CAI - IV - 600 | | 1 | 0,735 | 91 | 628 | 628 | | | | | | 1118 |
| CAI - IV - 800 | | 1,5 | 1,10 | 120 | 828 | 828 | | | | | | 1318 |
| CAI - IV - 1000 | | 1,5 | 1,10 | 124 | 1028 | 1028 | | | | | | 1518 |
| CAI - IV - 1200 | | 2 | 1,47 | 153 | 1246 | 628 | 628 | | | | | 1736 |
| CAI - IV - 1400 | | 2 | 1,47 | 182 | 1446 | 628 | 828 | | | | | 1936 |
| CAI - IV - 1600 | | 3,0 | 2,21 | 211 | 1646 | 828 | 828 | | | | | 2156 |
| CAI - IV - 1800 | | 3,0 | 2,21 | 240 | 1846 | 1028 | 828 | | | | | 2356 |
| CAI - IV - 2000 | | 3,0 | 2,21 | 244 | 2046 | 1028 | 1028 | | | | | 2556 |
| CAI - IV - 2200 | | 3,0 | 1,10 | 273 | 2246 | 1028 | 1028 | | | | | 2756 |
| CAI - IV - 2400 | | 4,0 | 2,94 | 302 | 2464 | 1028 | 828 | 628 | | | | 2974 |
| CAI - IV - 2600 | | 4,0 | 1,47 | 331 | 2664 | 1028 | 828 | 828 | | | | 3174 |
| CAI - IV - 2800 | | 5,0 | 3,68 | 360 | 2864 | 1028 | 1028 | 828 | | | | 3374 |
| CAI - IV - 3000 | | 2,0 + 2,0 | 2,94 | 364 | 3064 | 1028 | 1028 | 1028 | | | | 3604 |
| CAI - IV - 3200 | | 3,0 + 2,0 | 3,68 | 393 | 3264 | 1028 | 828 | 828 | 628 | | | 3804 |
| CAI - IV - 3400 | | 3,0 + 3,0 | 4,41 | 422 | 3464 | 1028 | 828 | 828 | 828 | | | 4004 |

$$Q_{equip1} = 1100.2.0,86.5 \rightarrow Q_{equip1} = 9460 \frac{Kcal}{dia}$$

Dentro do túnel de congelamento também possuímos um motor para movimentar a esteira automática. Considerou que um motor de 2 cv movimentará os filés de tilápia.

$$2 \text{ c.v} = 1471 \text{ W}$$

$$Q_{equip2} = Pd.N.0,86.t$$

$$Q_{equip2} = 1471.1.0,86.16 \rightarrow Q_{equip2} = 20241 \frac{Kcal}{dia}$$

$$Q_{equip} = Q_{equip1} + Q_{equip2}$$

$$Q_{equip} = 9460 + 20241 = \mathbf{29701 \text{ Kcal/dia}}$$

Para calcular a carga térmica dos motores, primeiramente descobriu-se qual a carga térmica parcial de todos os outros elementos, para depois verificar qual o melhor modelo de motor a ser escolhido.

$$CT = Q_{cond} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilu} + Q_{pe} + Q_{eq}$$

$$CT = 19570,85 + 14516,81 + 382000 + 240,8 + 7920 + 29701$$

$$CT = 461549,50 \frac{kcal}{dia} \rightarrow CT = 19231,23 \frac{kcal}{h}$$

$$1 \text{ T.R} = 3023,95 \frac{Kcal}{h}$$

$$CT = 6,4 T.R$$

$$P_{mot} = 0,5.6,4 \rightarrow P_{mot} = 3,18c.v$$

$$Q_{mot} = \frac{P_{mot}.632.t}{\eta_{mot}}$$

Temos que “t” será o tempo de trabalho do compressor e “ η ” é a relação da potência do motor com seu rendimento (Tabela 25).

Tabela 25 - Relação da potência do motor com seu rendimento.

| POTÊNCIA DO MOTOR [cv] | RENDIMENTO DO MOTOR [%] |
|------------------------|-------------------------|
| Menor que 1/4 | ≅ 60 |
| 1/2 a 1,0 | ≅ 70 |
| 1 ^{1/2} a 5,0 | ≅ 78 |
| 7 ^{1/2} a 20 | ≅ 84 |
| Acima de 20 cv | ≅ 88 |

$$Q_{mot} = \frac{3,18.632.16}{0,78} \rightarrow Q_{mot} = 41225,85 \frac{kcal}{dia}$$

$$CT = Q_{cond} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilu} + Q_{pe} + Q_{eq} + Q_{mot}$$

$$CT = 19570,85 + 14516,81 + 382000 + 240,8 + 7920 + 29701 + 41225,9$$

$$CT = 502775,36 \frac{Kcal}{dia} \rightarrow CT = 20948,97 \frac{Kcal}{h}$$

Cálculo da Carga Térmica no Câmara de Estocagem

a) Carga térmica de condução

$$Q_{co} = A.U.(\Delta T)$$

$$A = A_{externa} = (2.17.4) + 3,5.(2.17 + 2.4) = 283m^2$$

(Considerou a condutividade dos painéis = $U = K/L = 0,2\text{W/m}^2\text{K} = 0,1724 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$)

$$Q_{cond} = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{t.c})$$

$$Q_{cond} = 0,1724 \cdot 283 \cdot (35 - (-20)) \cdot 24 \rightarrow Q_{cond} = 64401,74 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

b) Carga Térmica de Insolação

$$Q_{ins} = I_t \cdot A \cdot \varphi$$

Nesse caso, o valor de $Q_{ins} = 0$ pois a Câmara de Estocagem não recebe insolação, o mesmo se encontra dentro de um galpão revestido com tijolos.

$$Q_{ins} = 0 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

c) Carga térmica de Infiltração

$$Q_{inf} = V_{ext} \cdot P_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{cf})$$

Sendo que:

$$V_{ext} = V_{cf} \cdot n \cdot Z$$

$$V_{cf} = 4 \cdot 17 \cdot 3,5 \rightarrow V_{cf} = 238 \text{ m}^3$$

Interpolado os valores de n da Tabela 21 encontrou um valor igual a 10,01.

Utilizando Z igual a 1 conforme a Tabela 22, tem-se:

$$V_{ext} = 238 \cdot 10,01 \cdot 0,6 \rightarrow V_{ext} = 705,43 \text{ m}^3$$

Tem que:

$$h_{ext} = 84,83 \text{ Kj/Kg}$$

$$h_{t.c} = -16,55 \text{ Kj/Kg}$$

$$Q_{inf} = V_{ext} \cdot \rho_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{cf})$$

$$Q_{inf} = 705,43 \cdot 1,14 \cdot (84,83 - (-18,82))$$

$$Q_{inf} = 83354,55 \frac{\text{Kj}}{\text{dia}} = 19922,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}}$$

d) Carga térmica do produto

$$Q_{prod} = D \cdot [C_{pres} \cdot (T_{ent} - T_{cong}) + L + C_{pcong} \cdot (T_{cong} - T_{t.c})]$$

$D=4000 \text{ kg diários}$;

$$C_{pres} = 0,7 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{pcong} = 0,45 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$L = 68 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_{cong} = -18^\circ\text{C}$$

Considerou que a T_{ent} (temperatura que a peixe adentra na Câmara de estocagem é de -18°C , pois ele ganha temperatura no processo de embalagens).

$$Q_{prod} = 4000. [0,7. (-18 - (-18)) + 68 + 0,45. ((-18) - (-20))]$$

$$Q_{prod} = 4000. [68,9] \rightarrow \mathbf{Q_{prod} = 275600,00 \frac{Kcal}{dia}}$$

e) Carga Térmica de Iluminação

$$Q_{il} = 0,86. W. t$$

Neste caso:

$$W = \dot{w}. A$$

Usou para esse caso a iluminação e lâmpadas germicidas = 2W/m^2

Para a rotatividade diária de 4000 kg/dia colocou-se 6h de trabalho

$$Q_{il} = 0,86. 2. (17.4). 6 \rightarrow \mathbf{Q_{il} = 701,76 \frac{Kcal}{dia}}$$

f) Carga térmica de pessoas

$$Q_{pe} = N. q_{met}. t$$

Para a rotatividade de 4000 kg/dia colocou-se uma jornada de trabalho de 6 horas com 4 pessoas. Fazendo interpolação na Tabela 23 , tem-se:

$$q_{met} = 340 \text{ Kcal/h.pessoa}$$

$$Q_{pe} = 4.330.6 \rightarrow Q_{pe} = 7920 \frac{Kcal}{dia}$$

g) Carga Térmica das embalagens

$$Q_{emb} = m \cdot C_{pe} \cdot \Delta T$$

Com a produção diária de 4000 kg de peixe, cada embalagem de papelão comporta 28 kg de peixe, então tem $\frac{4000}{28} = 142,8$, arredondando para 145 embalagens ao peso de 2kg cada tem-se: $145 \cdot 2 = 290$ kg. E pela tabela abaixo observa que o C_{pe} da embalagem de papelão é de $0,35 \frac{Kcal.kg.^{\circ}C}{h}$.

Tabela 26 - Relação do tipo de embalagem com seu calor específico.

| Tipo de embalagem | Calor específico (Kcal/h/Kg.°C) |
|-------------------|---------------------------------|
| Alumínio | 0,2 |
| Vidro | 0,2 |
| Aço | 0,1 |
| Madeira | 0,6 |
| Papelão/Cartão | 0,35 |
| Caixas plásticas | 0,4 |

$$Q_{emb} = 290 \cdot 0,35 \cdot (25 - (-20)) = 4567,5 \frac{kcal}{dia}$$

h) Carga térmica dos equipamentos e motores

Para os equipamentos, usou 2 cortinas de ar, uma em cada porta, como a porta tem uma largura de 1400 mm, precisou de no mínimo uma cortina que cubra esses 1400 mm.

Tabela 27 - Relação de potência e consumo das cortinas de ar da câmara de estocagem

| MODELO | 10 m/s | POTÊNCIA (HP) (IV POLOS) | Consumo KW | VAZÃO (M3/MIN) | L (mm) SAÍDA EFETIVA DE AR | L1 | L2 | L3 | L4 | L5 | L6 | COMPRIM. TOTAL (mm) |
|------------------------|-----------|--------------------------------|---------------|-------------------|----------------------------------|------------|------------|------|-----|----|----|------------------------|
| CAI - IV - 600 | | 1 | 0,735 | 91 | 628 | 628 | | | | | | 1118 |
| CAI - IV - 800 | | 1,5 | 1,10 | 120 | 828 | 828 | | | | | | 1318 |
| CAI - IV - 1000 | | 1,5 | 1,10 | 124 | 1028 | 1028 | | | | | | 1518 |
| CAI - IV - 1200 | | 2 | 1,47 | 153 | 1246 | 628 | 628 | | | | | 1736 |
| CAI - IV - 1400 | | 2 | 1,47 | 182 | 1446 | 628 | 828 | | | | | 1936 |
| CAI - IV - 1600 | | 3,0 | 2,21 | 211 | 1646 | 828 | 828 | | | | | 2156 |
| CAI - IV - 1800 | | 3,0 | 2,21 | 240 | 1846 | 1028 | 828 | | | | | 2356 |
| CAI - IV - 2000 | | 3,0 | 2,21 | 244 | 2046 | 1028 | 1028 | | | | | 2556 |
| CAI - IV - 2200 | | 3,0 | 1,10 | 273 | 2246 | 1028 | 1028 | | | | | 2756 |
| CAI - IV - 2400 | | 4,0 | 2,94 | 302 | 2464 | 1028 | 828 | 628 | | | | 2974 |
| CAI - IV - 2600 | | 4,0 | 1,47 | 331 | 2664 | 1028 | 828 | 828 | | | | 3174 |
| CAI - IV - 2800 | | 5,0 | 3,68 | 360 | 2864 | 1028 | 1028 | 828 | | | | 3374 |
| CAI - IV - 3000 | | 2,0 + 2,0 | 2,94 | 364 | 3064 | 1028 | 1028 | 1028 | | | | 3604 |
| CAI - IV - 3200 | | 3,0 + 2,0 | 3,68 | 393 | 3264 | 1028 | 828 | 828 | 628 | | | 3804 |
| CAI - IV - 3400 | | 3,0 + 3,0 | 4,41 | 422 | 3464 | 1028 | 828 | 828 | 828 | | | 4004 |

As cortinas da marca “Internacional Refrigeração” atende a reivindicação, e para calcular sua carga térmica usou a fórmula:

$$Q_{equip} = Pd.N.0,86.t$$

$$Q_{equip} = 1470.2.0,86.6 \rightarrow Q_{equip} = 15170,4 \frac{Kcal}{dia}$$

Para calcular a carga térmica dos motores, primeiramente precisa-se descobrir qual a carga térmica parcial de todos os outros elementos, para depois verificar qual o melhor modelo de motor a ser escolhido.

$$CT = Q_{cond} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilu} + Q_{pe} + Q_{emb} + Q_{eq}$$

$$CT = 64401,74 + 19922,22 + 275600 + 701,76 + 7920 + 4567,5 + 15170$$

$$CT = 388283,22 \frac{kcal}{dia} \rightarrow CT = 16178,5 \frac{kcal}{h}$$

$$1 T.R = 3023,95 \frac{Kcal}{h}$$

$$CT = 5,35 T.R$$

$$P_{mot} = 0,5 \cdot 5,35 \rightarrow P_{mot} = 2,67 \text{ c. v}$$

$$Q_{mot} = \frac{P_{mot} \cdot 632 \cdot t}{\eta_{mot}}$$

Tem-se que “t” será o tempo de trabalho do compressor e “ η ” é a relação da potência do motor com seu rendimento (28).

Tabela 28 - Relação Potência do Motor com o rendimento do mesmo

| POTÊNCIA DO MOTOR [cv] | RENDIMENTO DO MOTOR [%] |
|------------------------|-------------------------|
| Menor que 1/4 | ≅ 60 |
| 1/2 a 1,0 | ≅ 70 |
| 1 ^{1/2} a 5,0 | ≅ 78 |
| 7 ^{1/2} a 20 | ≅ 84 |
| Acima de 20 cv | ≅ 88 |

$$Q_{mot} = \frac{2,67 \cdot 632 \cdot 24}{0,78} \rightarrow Q_{mot} = 52019,54 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$CT = Q_{cond} + Q_{inf} + Q_{prod} + Q_{ilu} + Q_{pe} + Q_{emb} + Q_{eq} + Q_{mot}$$

$$CT = 64401,74 + 19922,22 + 275600 + 701,76 + 7920 + 4567,5 + 15170 + 52019,54$$

$$CT = 440302,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} \rightarrow CT = 18345,95 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Anexo 2: Código do programa EES

```

EES Equations Window
"Ponto 1"
P[1] = P[4]
x[1] = 1
T[1] = Temperature(R404a; P = P[1]; x = x[1])
h[1] = Enthalpy(R404a; P = P[1]; x = x[1])
s[1] = Entropy(R404a; P = P[1]; x = x[1])

"Ponto 2"
P[2] = P[3]
s[2] = s[1]
T[2] = Temperature(R404a; P = P[2]; s = s[2])
h[2] = Enthalpy(R404a; P = P[2]; s = s[2])
x[2] = Quality(R404a; P = P[2]; s = s[2])

"Ponto 3"
T[3] = 40 [C]
x[3] = 0
P[3] = Pressure(R404a; T = T[3]; x = x[3])
h[3] = Enthalpy(R404a; T = T[3]; x = x[3])
s[3] = Entropy(R404a; T = T[3]; x = x[3])

"Ponto 4"
T[4] = -30 [C]
h[4] = h[3]
P[4] = Pressure(R404a; T = T[4]; h = h[4])
s[4] = Entropy(R404a; T = T[4]; h = h[4])
x[4] = Quality(R404a; T = T[4]; h = h[4])

"Ponto 5"
P[5] = P[4]
x[5] = 0
T[5] = Temperature(R404a; P = P[5]; x = x[5])
h[5] = Enthalpy(R404a; P = P[5]; x = x[5])
s[5] = Entropy(R404a; P = P[5]; x = x[5])

rho[5] = Density(R404a; P = P[5]; x = x[5])
V_dot[5] = 0,0002405 [m^3/s] "Vazão Volumétrica em cada Evaporador"
m_dot = rho[5] * V_dot[5] "Vazão Mássica em cada Evaporador"

"Ponto 6"
P[6] = P[5]

CT + m_dot*h[5] = m_dot*h[6] "Primeira Lei em um Evaporador"

CT = 23,276 [kW] "Carga Térmica em cada Evaporador"

T[6] = Temperature(R404a; P = P[6]; h = h[6])
s[6] = Entropy(R404a; P = P[6]; h = h[6])
x[6] = Quality(R404a; P = P[6]; h = h[6])

```

Anexo 3: Layout da Fábrica

