



**ESCOLA SUPERIOR NÁUTICA INFANTE D. HENRIQUE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MARÍTIMA**

Mestrado em Engenharia de Máquinas Marítimas

**Análise de Instalações Frigoríficas de um Entrepasto
utilizando várias espessuras de isolamento**

MIQUILINO DÁRIO CARLOS MENDES
(Licenciado em Engenharia Naval)
ISECMAR, Cabo Verde

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre
em Engenharia de Máquinas Marítimas

Orientador: Prof. Adjunto Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira
Co-orientador: Engº Jorge Miguel de Sousa Santarém
Júri: Presidente: Prof. Adjunto Luís Manuel Fernandes Mendonça
Júri: Arguente: Prof. Coordenador António Manuel Matos Guerra

E.N.I.D.H, Outubro 2015



ESCOLA SUPERIOR NÁUTICA INFANTE D. HENRIQUE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MARÍTIMA

Mestrado em Engenharia de Máquinas Marítimas

**Análise de Instalações Frigoríficas de um Entrepasto
utilizando várias espessuras de isolamento**

MIQUILINO DÁRIO CARLOS MENDES
(Licenciado em Engenharia Naval)
ISECMAR, Cabo Verde

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre
em Engenharia de Máquinas Marítimas

Orientador: Prof. Adjunto Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira
Co-orientador: Engº Jorge Miguel de Sousa Santarém
Júri: Presidente: Prof. Adjunto Luís Manuel Fernandes Mendonça
Júri: Arguente: Prof. Coordenador António Manuel Matos Guerra

E.N.I.D.H, Outubro 2015

As coisas que queremos e parecem impossível
Só podem ser conseguidas com uma teimosia
Pacífica....

(Mahatma Gandhi)

AGRADECIMENTO

Em primeiro lugar quero agradecer a Deus, pela saúde física e mental e pela perseverança nos momentos mais difíceis da minha vida.

À minha família, pela força e incentivos dados ao longo desses muitos anos de estudo.

Ao meu orientador Prof. Adjunto Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira, pela colaboração e incentivo para a execução deste trabalho.

Agradeço também ao coorientador Eng^o Jorge Miguel de Sousa Santarém, que dedicou uma parte significativa do seu tempo durante a elaboração deste trabalho, o meu muito obrigado.

Ao Eng^o Jaime da empresa CònsulFrio que me prestou muita atenção e dedicação, bem como a todos os trabalhadores da empresa.

Aos meus colegas de turma que, direta ou indiretamente contribuíram para a elaboração deste trabalho.

Aos meus amigos pela força e coragem e incentivo de continuar os meus estudos.

O meu muito obrigado.

RESUMO

No que diz respeito aos alimentos perecíveis que consumimos (carne, peixe, etc.), o certo é que atualmente nos tornamos dependente dos produtos frescos e congelados conservados por sistemas artificiais de conservação de perecíveis (refrigeração), isto é, desde a conservação dos alimentos que consumimos, até ao seu processamento e transporte, assegurando assim, a qualidade desses produtos até ao consumidor final.

Os produtos alimentares perecíveis, produzidos pela indústria transformadora têm conforme o produto, um prazo mais ou menos longo para serem consumidos.

Assim, pretende-se neste trabalho efetuar o projeto de uma câmara frigorífica de refrigeração e outra de congelação, estudando a espessura de isolamento mais adequada para cada câmara. O projeto inclui o cálculo das cargas térmicas de cada câmara, o dimensionamento dos diversos equipamentos: evaporadores, condensadores, compressores, tubagens e depósitos de líquido.

As cargas térmicas globais, incluem as cargas térmicas das paredes, teto e pavimento, devido à renovação do ar, à abertura de portas, ao produto armazenado, à iluminação, ao pessoal de estiva, aos equipamentos nas câmaras, às resistências de descongelação dos evaporadores e aos ventiladores dos evaporadores. Serão também determinadas as cargas térmicas intermédias, potência frigorífica e potência frigorífica previsional.

Será efetuado o estudo de viabilidade económica para a otimização da espessura do isolamento, em que para a câmara de refrigerados são consideradas as espessuras de 80, 100 e 120 mm e para a câmara de congelados as espessuras de 150, 200 e 240 mm.

A seleção dos evaporadores bem como dos condensadores foi efetuada recorrendo ao catálogo da Centauro.

Para a seleção dos compressores das câmaras recorreu-se ao Software da Bitzer.

O dimensionamento das tubagens foi executado através do Software Cool Selector da Danfoss.

Os dimensionamentos dos depósitos de líquido foram realizados através do ábaco da Bitzer.

Os desenhos das câmaras foram executados recorrendo ao programa informático AUTO-CAD 2007.

Os custos dos equipamentos bem como os custos dos painéis isotérmicos foram obtidos através dos fabricantes ou representantes dos equipamentos especificados para cada câmara frigorífica.

Todo o procedimento deste trabalho teve como finalidade efetuar um projeto real e portanto todos os componentes e processos construtivos prescritos deverão ser rigorosamente obedecidos e considerados imprescindíveis.

Palavras-chave: Análise de instalação frigorífica; dimensionamento de equipamentos; estimativa orçamental; análise económica.

ABSTRACT

With regard to the perishable foods that we consume (meat, fish, etc.), the truth is that today we have become dependent on fresh and frozen products preserved by artificial systems of conservation (refrigeration) that is, since the preservation of the food we eat, to the processing and transport, thereby ensuring the quality of these products to the final consumer.

The perishable foodstuffs, produced by manufacturing industry according to the product has a period more or less long to be consumed.

Thus, the present work aims to carry out the project of a refrigerating chamber for cooling and another freezing products, considering the studying of the thickness of insulation and check it if it's appropriate for each chamber in this case. The project includes the thermal loads calculation of each Chamber, the sizing of the various equipment such as evaporators, condensers, compressors, pipes and liquid deposits.

The global thermal loads, including the thermal loads of the chambers' walls, ceiling and floor, due to the air renewal, the opening of the doors of the product stored, the lighting, the staff of stowage, equipment in the Chambers, the defrosting resistors of evaporators and the fans of the evaporators, also will be considered the intermediate thermal loads, cooling efficiency and its estimation.

There was made the economic viability study for optimizing the thickness of insulation, therefore we considered the refrigerated chamber with the following thicknesses about 80, 100 and 120 mm and the thickness of frozen/refrigerating Chamber about 150, 200 and 240 mm.

The selection of evaporators and condensers was made using the catalogue of Centauro;

The compressors was selected by using the Bitzer compressors selector Software;

The sizing of the pipes was run through the Cool Danfoss Selector Software;

The size of net deposits were made through Bitzer software also;

The drawings of the boards were executed using the AUTO-CAD software 2007;

Equipment costs and the costs of insulated panels were obtained from the manufacturers or representatives of the equipment specified for each cold room.

The entire procedure of this work was intended to achieve a real project and therefore all components and construction processes prescribed should be strictly obeyed and considered indispensable.

Keywords: cold installation analysis; sizing of equipments; budgetary estimate; economical analysis.

Lista de Símbolos e Nomenclaturas

Simbologias

- A – Superfície da parede considerado (m^2)
- C – Coeficiente minorante devido as lamelas
- c_{p_1} – Calor específico acima da temperatura de congelação ($J/kg \cdot ^\circ C$)
- c_{p_2} – Calor específico abaixo da temperatura de congelação ($J/kg \cdot ^\circ C$)
- D – Densidade de iluminação (W/m^2)
- d_{ton} – Duração média de abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto (min/ton)
- e – Espessura da parede, teto e pavimento (mm)
- f_d – Fluxo diário de produto (ton)
- H – Altura da porta (m)
- h_i – Coeficiente de transferência de calor por convecção interior ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_e – Coeficiente de transferência de calor por convecção exterior ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_{int} – Entalpia específica do ar interior (kJ/kg)
- h_{ext} – Entalpia específica do ar exterior (kJ/kg)
- Δh – Diferença de entalpia entre o ar exterior e o da câmara frigorífica (KJ/Kg)
- k – Condutividade térmica do isolamento ($W/m \cdot ^\circ C$)
- L – Largura da porta (m); Calor latente de congelação ($J/kg \cdot ^\circ C$)
- m – Massa do produto introduzido por dia (kg/dia)
- M – Massa total da câmara (kg)
- \dot{m} – Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara (kg/s)
- n – Taxa de renovação de ar exterior
- $n_{empilhadores}$ – Números de empilhadores no interior da câmara
- $n_{Evaporadores}$ – Números de evaporadores no interior da câmara
- $n_{pessoas}$ – Números de pessoas no interior da câmara
- $n_{Ventiladores}$ – Números de ventiladores no interior da câmara
- P_{int} – Potência frigorífica (W)
- P_{prev} – Potência frigorífica previsional (W)
- \dot{Q}_1 – Carga térmica através das paredes, teto e pavimento (W)
- \dot{Q}_2 – Carga térmica devido à renovação de ar (W)
- \dot{Q}_3 – Carga térmica devido à abertura de portas (W)

\dot{Q}_4 – Carga térmica ao produto armazenado (W)
 \dot{Q}_5 – Carga térmica a iluminação (W)
 \dot{Q}_6 – Carga térmica devido ao pessoal de estiva (W)
 \dot{Q}_7 – Carga térmica devido aos equipamentos (W)
 \dot{Q}_8 – Carga térmica devido às resistências de descongelação dos evaporadores (W)
 \dot{Q}_9 – Carga térmica devido aos ventiladores nos evaporadores (W)
 \dot{Q}_{int} – Carga térmica intermédia (W)
 $\dot{Q}_{Interna}$ – Carga térmica interna (W)
 $\dot{Q}_{externa}$ – Carga térmica externa (W)
 $q_{empilhador}$ – Calor libertado por cada empilhador (W)
 $q_{máx}$ – Fluxo máximo admissível (W/m^2)
 q_{pessoa} – Calor libertado por cada pessoa (W)
 $q_{resistência}$ – Calor libertado por cada resistência (W)
 $q_{ventilador}$ – Calor libertado por cada ventilador
 R – Resistência térmica total ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 $\frac{1}{R_i}$ – Resistência térmica por convecção na superfície interna ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 $\frac{1}{R_e}$ – Resistência térmica por convecção na superfície externa ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 S_1 – Entropia no estado 1 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
 S_2 – Entropia no estado 2 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
 t – Tempo de permanência na câmara (h/dia); tempo de horas de descongelação (h/dia)
 $t_{lâmpadas}$ – Tempo de funcionamento das lâmpadas (h/dia)
 $t_{ventilação}$ – Tempo de horas de funcionamento dos ventiladores (h/dia)
 t_{ab} – Tempo de abertura de portas ($min/horas$)
 T_1 – Temperatura de entrada na câmara ($^\circ C$)
 T_2 – Temperatura da câmara de refrigeração ($^\circ C$)
 T_3 – Temperatura de entrada na câmara ($^\circ C$)
 ΔT – Diferença de temperatura entre o exterior e o interior da câmara ($^\circ C$)
 U – Coeficiente global de transmissão de calor ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 V – Volume interior da câmara (m^3)
 \dot{V}_{dia} – Caudal volumétrico diário de ar exterior (m^3/dia)
 v_i – Volume específico interior da câmara (m^3/kg)

v_e – Volume específico do ar exterior (m^3/kg)

$\frac{e}{k}$ – Resistência térmica de condução na parede ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

ρ – Densidade do produto (kg/m^3)

Nomeclaturas

ANC – Aglomerado negro de cortiça

EPS – Poliestireno expandido

C.R – Câmara de refrigerados

C.C – Câmaras de congelados

CFC – Clorofluorcarboneto

HFC - Hidrofluorcarboneto

GWP – Global Warning Potencial (Potencial de Aquecimento Global)

PC – Ponto crítico

PUR – Poliuretano injetado

PVC – Policloreto de vinila

ΔP_d – Diferença de pressão no condensador (bar)

ΔP_s – Diferença de pressão no evaporador (bar)

ΔT_{sub} – Subarrefecimento ($^\circ C$)

ΔT_{sup} – Sobreaquecimento ($^\circ C$)

SI – Sistema Internacional de Unidades

ODP – Ozone Depletion Potencial (Potencial de eliminação de iões de ozono)

T.C – Túnel de congelação

TIR – Transport Internationaux Routiers (Transporte internacional rodoviário)

EU – União Europeia.

R404A – Fluido frigorigénio (constituído por R125, R134 e R143a)

R125 – Pentafluoroetano CF_3CH_2

R134a – Tetrafluoroetano CF_3CH_2

R144a – Trifluoroetano CF_3CH_2

Índice de Figuras

Figura 1 – Diagrama de Mollier (P _x h) para o fluido frigorígeno R404A.....	6
Figura 2 – Representação do ciclo ideal no diagrama P x h.....	6
Figura 3 – Esquema com os principais componentes do ciclo de refrigeração simples...	7
Figura 4 – Diferenças entre o ciclo real e o ciclo ideal	8
Figura 5 – Exemplo de uma câmara frigorífica.....	10
Figura 6 – Localidade da província de Luanda	14
Figura 7 – Painel isotérmico modular do tipo “Sandwich”	16
Figura 8 – Teto suspenso a uma estrutura metálica.....	16
Figura 9 – Vazio sanitário	17
Figura 10 – Porta deslizante	18
Figura 11 – Psychrometric properties – SI Units	20
Figura 12 – Evaporador centauro – Modelo MTB/E.....	36
Figura 13 – Compressor para a central de refrigerados da câmara com painel de 80 mm	40
Figura 14 – Condensador para a câmara com painel de 80 mm.....	40
Figura 15 – Compressor para a central de congelados para a câmara com painel de 150 mm.....	49
Figura 16 – Condensador para a câmara com painel de 150 mm.....	49
Figura 17 – Distribuição das cargas térmicas das C.R.	51
Figura 18 – Distribuição das cargas térmicas das C.C.	52
Figura 19 – Menu inicial do programa da Danfoss	53
Figura 20 – Menu de seleção do programa da Danfoss.....	54
Figura 21 – Seleção da tubagem de refrigerados de aspiração para 80 mm.....	54
Figura 22 – Seleção da tubagem de refrigerados de líquido para 80mm	55
Figura 23 – Seleção da tubagem de refrigerados de líquido continuação para 80mm ...	55
Figura 24 – Seleção da tubagem de refrigerados de descarga para 80mm.....	56
Figura 25 – Seleção da tubagem de congelados de aspiração para 150mm	56
Figura 26 – Seleção da tubagem de congelados de aspiração para 150mm continuação	57
Figura 27 – Seleção da tubagem de congelados de líquido para 150mm.....	57
Figura 28 – Seleção da tubagem de congelados de líquido para 150mm continuação ..	58
Figura 29 – Seleção da tubagem de congelados de descarga para 150mm	58
Figura 30 – Seleção do depósito de líquido para 80mm	59
Figura 31 – Seleção do depósito de líquido para 80mm continuação	59

Figura 32 – Seleção do depósito de líquido para 150mm	60
Figura 33 – Seleção do depósito de líquido para 150 mm, continuação	60
Figura 34 – Período de recuperação do investimento para as C.R.	69
Figura 35 – Período de recuperação do investimento para as C.C.	70

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Isolamentos térmicos usados na construção de câmaras	13
Tabela 2 – Dados gerais da província de Luanda	15
Tabela 3 – Características psicrométricas exteriores.....	20
Tabela 4 – Entalpia e volume específico do ar exterior	20
Tabela 5 – Características psicrométricas interiores	21
Tabela 6 – Entalpia e volume específico interior C.R.....	21
Tabela 7 – Entalpia e volume específico interior C.C.....	21
Tabela 8 – Dimensões das câmaras	22
Tabela 9 – Resumo das propriedades da câmara de refrigerados.....	26
Tabela 10 – Dimensões das paredes, teto e pavimento	27
Tabela 11 – Resumo das cargas térmicas de paredes, teto e pavimentos da C.R.....	28
Tabela 12 – Duração média de abertura de portas.....	29
Tabela 13 – Parâmetros para cálculo da carga térmica da câmara frigorífica.....	30
Tabela 14 – Parâmetros para o cálculo das cargas térmicas devido ao produto armazenado	32
Tabela 15 – Calor libertado por pessoa em função da temperatura de câmara frigorífica	33
Tabela 16 – Resumo e total das cargas térmicas calculadas.....	35
Tabela 17 – Características do evaporador selecionado.....	36
Tabela 18 – Continuação das características do evaporador selecionado	37
Tabela 19 – Resumo das cargas térmicas calculadas	38
Tabela 20 – Cargas térmicas para câmaras de congelados.....	41
Tabela 21 – Resumo das propriedades da C.C.	41
Tabela 22 – Continuação do resumo das propriedades da C.C.	41
Tabela 23 – Dimensão das paredes, tetos e pavimentos para as C.C.	42
Tabela 24 – Resumo das cargas térmicas de paredes, tetos e pavimentos das C.C.....	43
Tabela 25 – Parâmetros para cálculo da carga térmica da C.C.	44
Tabela 26 – Duração média de abertura de portas.....	44
Tabela 27 – Parâmetros para o cálculo das cargas térmicas devido ao produto armazenado	45
Tabela 28 – Resumo das características de iluminação da C.C.....	45
Tabela 29 – Resumo de números de trabalhadores, tempo de permanência, temperatura e calor libertado	46

Tabela 30 – Calor libertado por pessoa em função da temperatura da C.C	46
Tabela 31 – Resumo das características de empilhadores, tempo de permanência e calor libertado por empilhador da C.C	46
Tabela 32 – Resumo total das cargas térmicas calculadas	47
Tabela 33 – Características do evaporador selecionado	47
Tabela 34 – Continuação das características do evaporador selecionado	47
Tabela 35 – Resumo das cargas térmicas calculadas	48
Tabela 36 – Carga térmica intermédia e tempo de funcionamento para C.C.....	48
Tabela 37 – Resumo de todas as cargas térmicas das câmaras de refrigerados	50
Tabela 38 – Resumo das cargas térmicas das câmaras congelados.....	51
Tabela 39 – Linha e velocidade máxima da tubagem	53
Tabela 40 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 80 mm	61
Tabela 41 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 100 mm	62
Tabela 42 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 120 mm	62
Tabela 43 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 150 mm	62
Tabela 44 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 200mm	62
Tabela 45 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 240 mm	63
Tabela 46 – Custo dos painéis isotérmicos para C.R.	63
Tabela 47 – Custo dos painéis isotérmicos para C.C.	64
Tabela 48 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 80 mm	65
Tabela 49 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 100 mm	65
Tabela 50 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 120 mm	66
Tabela 51 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 150 mm	66
Tabela 52 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 200 mm	67
Tabela 53 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 240 mm	67
Tabela 54 – Investimento inicial	68
Tabela 55 – Custos de exploração das C.R.	68
Tabela 56 – Período de recuperação do investimento para asC.R.	69
Tabela 57 – Custos de exploração das C.C.	69
Tabela 58 – Período de recuperação do investimento para as C.C.	70

Índice de Equações

Equação 1. Carga térmica através das paredes, teto e pavimento	23
Equação2. Coeficiente global de transmissão de calor.....	23
Equação3. Resistência térmica total	24
Equação4. Espessura da parede, teto e pavimento	24
Equação5. Resumo da equação da Carga térmica das paredes, teto e pavimento	25
Equação6. Carga térmica devido à abertura de portas.....	28
Equação 7. Parcela A.....	28
Equação 8. Tempo de abertura de portas.....	29
Equação9. Fluxo diário de produto.....	29
Equação10. Volume da câmara	30
Equação11. Parcela A.....	31
Equação 12. Carga térmica do produto armazenado C.R.....	31
Equação13. Carga térmica do produto armazenado C.C.....	32
Equação 14. Carga térmica devido à iluminação	32
Equação15. Carga térmica devido ao pessoal de estiva	33
Equação16. Carga térmica devido aos empilhadores	34
Equação17. Carga térmica devidos às resistências de descongelação dos evaporadores	35
Equação18. Carga térmica devido aos ventiladores	37
Equação19. Carga térmica intermédia.....	37
Equação20. Potência frigorífica intermédia	38
Equação21. Potência frigorífica previsional.....	39

Índice

AGRADECIMENTO	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iv
Lista de Símbolos e Nomenclaturas	vi
Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
Índice de Equações	xiii
Índice	xiv
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Objetivo	3
1.3. Motivação e importância do trabalho	3
1.4. Organização do trabalho	3
2. Enquadramento teórico	5
2.1. Ciclo frigorífico	5
2.2. Ciclo de refrigeração	5
2.3. Ciclo ideal de refrigeração	6
2.4. Importância dos diversos processos de transformação do fluido frigorígeno no ciclo de refrigeração	7
2.5. Comparação entre o ciclo real simples e ideal de refrigeração	8
3. Estado da Arte	10
3.1. Câmaras frigoríficas e de congelados	10
3.1.1. Tipos de câmaras frigoríficas e aplicações	11
3.1.2. Condições de projeto	11
3.1.3. Pavimento frio	12
3.2. Isolamento térmico para a construção da câmara	12
4. Localização da instalação	14
4.1. Implementação das câmaras	15
4.2. Característica da envolvente	15

4.2.1.	Parede	15
4.2.2.	Teto.....	16
4.2.3.	Pavimento	16
4.2.4.	Portas	18
4.2.5.	Escolha do fluido refrigerante-R404A	19
4.3.	Temperaturas interiores e exteriores da C.R. e C.C.....	19
4.3.1.	Características psicrométricas exteriores.....	19
4.3.2.	Características psicrométricas do ar interior	20
5.	Dimensionamento das câmaras	22
5.1.	Carga térmica da câmara de refrigerados com espessura-80 mm	23
5.1.1.	Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento.....	23
5.1.2.	Carga térmica devido à abertura de portas	28
5.1.3.	Cargas térmicas devido ao produto armazenado	31
5.1.4.	Cargas térmicas devido à iluminação	32
5.1.5.	Cargas térmicas devido ao pessoal de estiva.....	33
5.1.6.	Cargas térmicas devido aos equipamentos nas câmaras.....	34
5.1.7.	Cargas térmicas devido às resistências nos evaporadores	34
5.1.7.1.	Seleção dos evaporadores:.....	36
5.1.8.	Cargas térmicas devido aos ventiladores dos evaporadores	37
5.1.9.	Carga térmica intermédia.....	37
5.1.10.	Potência frigorífica	38
5.1.11.	Potência frigorífica previsional.....	39
5.2.	Carga térmica da câmara de congelados com espessura de 150 mm	41
5.2.1.	Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento.....	41
5.2.2.	Carga térmica devido à abertura de portas	44
5.2.3.	Carga térmica devido ao produto armazenado	45
5.2.4.	Carga térmica devido a iluminação	45
5.2.5.	Carga térmica devido ao pessoal de estiva	46

5.2.6.	Carga térmica devido aos equipamentos nas câmaras.....	46
5.2.7.	Carga térmica devido às resistências nos evaporadores	47
5.2.7.1.	Seleção dos evaporadores:	47
5.2.8.	Carga térmica devido aos ventiladores dos evaporadores	47
5.2.9.	Carga térmica intermédia.....	48
5.2.10.	Potência intermédia.....	48
5.3.	Resumo das cargas térmicas das câmaras refrigeradas e congelados	50
5.4.	Tubagens	53
5.4.1.	Tubagens de refrigerados.....	53
5.4.2.	Depósito de líquido.....	59
6.1.	Custo dos equipamentos	61
6.1.1.	Câmaras de refrigerados	61
6.1.2.	Câmaras de congelados.....	62
6.2.	Custo dos painéis isotérmicos	63
6.2.1.	Câmaras de refrigerados	63
6.2.2.	Câmaras de congelados.....	64
6.3.	Custos de exploração das câmaras frigoríficas.....	64
6.3.1.	Câmaras de refrigerados	65
6.3.2.	Câmaras de congelados.....	66
6.4.	Período de recuperação do investimento	68
6.4.1	Investimento inicial.....	68
6.4.2.	Custos de exploração das câmaras frigoríficas	68
7.	Conclusões.....	71
8.	Referências bibliográficas	73
	LISTA DE ANEXOS	75

1. Introdução

1.1. Enquadramento

Sendo o frio fundamental na conservação de grande parte dos produtos alimentares, considera-se de extrema importância que os seus responsáveis, tais como projetistas, os diretores, os técnicos e os gerentes, tenham dele um conhecimento que lhes possibilite otimizar as suas diversas atividades, contribuindo para o melhor funcionamento, melhor a qualidade dos produtos, e tudo isto com um mínimo de consumo energético (Cunha 1999). No início do século XX, deu-se um desenvolvimento gradual na produção de frio artificial. Esse desenvolvimento originou o aparecimento de unidades de armazém de frio, como:

- Câmaras frigoríficas refrigeradas, a temperaturas positivas próximas dos 0°C;
- Câmaras de congelados, a temperaturas negativas, junto dos produtores alimentares, distribuidores grossistas e retalhistas.

Com o desenvolvimento estratégico das empresas produtoras e das distribuidoras dos mesmos, verificou-se a necessidade de existirem instalações frigoríficas autónomas especificadas em armazenagem de produtos perecíveis, sobretudo no estado congelado em condições de temperatura e humidade relativa capazes de garantir uma armazenagem de vários meses e, por vezes, um ou mais anos.

Deste modo, desenvolveu-se o conceito do entreposto frigorífico para armazenagem de produto alimentares perecíveis no estado congelado. Caracterizam-se por câmara frigoríficas de grande capacidade, capaz de armazenar centenas ou milhares de toneladas de vários produtos perecíveis embaladas e protegidas, dispostas em paletes e que podem coabitar a temperatura de armazenagem de -20°C a -25°C .

Fez-se um estudo de entreposto para conservação de alimento perecíveis em diferentes situações, no estado refrigerados e de congelados constituídos com as seguintes dimensões: $100 \times 40 \times 10 \text{ m}$, com 4.000 m^2 de área, e um volume total de 40.000 m^3 , tendo uma capacidade de armazenagem de 1.200 t , de produtos por câmaras.

A temperatura das câmaras de refrigerados nas diversas situações é de 0°C , e humidade relativa de 90%, permitindo o armazenamento dos produtos alimentares perecíveis, e para congelados é de -20°C e humidade relativa 95%, na qual são embalados durante um ano.

O acesso às câmaras será realizado pelo cais de recepção/expedição que se encontra a uma temperatura ambiental envolvente de +25°C, com cinco plataformas hidráulicas, que permitirá a continuidade entre o piso do cais e a caixa isotérmica de vários camiões.

Os produtos provenientes de Unidade de Transformação, chegarão ao entreposto em camiões TIR com semi-reboque e caixa isotérmica equipada com unidade autónoma de produção de frio, com cargas de 30 a 40 toneladas, com temperaturas de +8°C, para câmaras de refrigerados, e temperaturas de -15°C, para câmaras de congelados. O camião, ao chegar ao entreposto, ajusta a traseira da caixa frigorífica a lamelas de borracha, a porta em guilhotina do cais sobe e a plataforma hidráulica ajusta-se à soleira da porta pivotante dupla da retaguarda da caixa.

Os empilhadores entram na caixa e transportam as paletes normalizadas com a respetiva cargas para as câmaras frigoríficas. A utilização de paletes são normalizada segundo EU, de $1,2 \times 1,0 \times 0,15 \text{ m}$ ou $1,2 \times 0,8 \times 0,15 \text{ m}$ (G. Santos[20]), permitindo aumentar, substancialmente, o rendimento das operações de estiva e reduzir os tempos de abertura das portas das câmaras.

A abertura e fecho das portas devem ser rápida, sendo montadas portas de duas folhas para limitar a entrada de ar quente com o conseqüente aumento de temperatura e humidade relativa. Para limitar a entrada de ar novo, cada porta possui uma cortina com lamelas de plástico flexível.

Todos os produtos armazenados no entreposto vêm embalados, sendo obrigatório que a embalagem, por estar em contato direto com o produto, deve ser fabricada com materiais próprios e regulamentos que permitam o contato com os produtos, com dimensões e concepções adequada ao produto. Também deverá estar apta a receber inscrições regulamentares impostas pela legislação nacional ou do país destinatário (Angola), o número de controlo veterinário, o lote, a data de fabrico e/ou de consumo e as características do conteúdo.

As caixas de cartão canelado (ou material similar com as embalagens) devem apresentar resistência à compressão para proteger os produtos embalados e armazenados nas camadas inferiores evitando, assim que sejam esmagados.

A saída dos produtos no entreposto é verificada por um controlador para assegurar que os produtos se encontram no prazo de validade para o consumo humano.

1.2. Objetivo

O objetivo principal do presente trabalho é:

- Projetar uma câmara frigorífica na província de Luanda-Angola, isto é, fazer à análise de instalação frigorífica de um entreposto utilizando várias espessuras de isolamento.

Considerou-se três espessuras de isolamento diferentes para cada caso:

- Refrigeração: 80 mm, 100 mm e 120 mm;
- Congelação: 150 mm, 200 mm e 240 mm.
- Dimensionar e definir os equipamentos, bem como a estimativa orçamental das diferentes situações.
- Análise económica e respetivos períodos de retorno do investimento das diversas situações.

1.3. Motivação e importância do trabalho

A motivação surge quando sentimos a necessidade de propormos soluções reais acerca do tema em destaque por ter, não só, uma influência técnica mas também social naquilo que é o fornecimento dos produtos devidamente conservados.

Sendo assim, a principal importância da motivação é garantir o bom funcionamento das Camaras Frigorificas, isto é, tendo em conta a abertura das portas, a falta de arrumação dos produtos, a falta de limpeza nos evaporadores, borracha da porta danificada, falta de ventilador no evaporador, etc.

Contamos com a inteira colaboração de todos que estiverem ligados a implementação e realização deste projeto para que o mesmo seja uma realidade e possa beneficiar todos que consultarem os catálogos de planificação e prestação de serviço sugeridos pelo projeto.

1.4. Organização do trabalho

A presente Dissertação desenvolve-se em sete (7) capítulos que estão organizados da seguinte maneira:

O primeiro Capítulo é constituído pela introdução que inclui o enquadramento do trabalho, o objetivo, a motivação e importância do trabalho e a organização da Dissertação.

O segundo Capítulo trata da análise e desempenho teórico dos seguintes Ciclos Frigoríficos:

- Ciclo Frigorífico de Carnot,
- Ciclo Frigorífico por Compressão de Vapor Ideal (Teórica) e Real,

No Capítulo três faz-se uma abordagem sobre o estado da arte atual das câmaras frigoríficas e de congelados tendo como objetivo fazer uma apresentação dos tipos de câmaras atuais e suas aplicações, as condições de projeto, tipos de isolamentos térmicos para construções de câmaras e algumas recomendações de espessuras de isolamento em poliuretano.

No quarto Capítulo fez-se uma apresentação da localização da instalação, da característica da envolvente, fez-se uma escolha do fluido frigorígeno, e das suas características psicrométricas interiores e exteriores das câmaras de refrigeração e de congelação.

No quinto Capítulo, efetua-se o dimensionamento das instalações frigoríficas, isto é, o cálculo de todas as cargas térmicas bem como a seleção dos evaporadores, fez-se ainda o dimensionamento das tubagens e do depósito de líquido.

No sexto Capítulo faz-se uma análise económica do custo dos equipamentos principais da instalação, custo dos painéis isotérmicos e o respetivo período de retorno do investimento.

No sétimo Capítulo, apresentou-se as conclusões finais relativamente ao estudo desenvolvido.

2. Enquadramento teórico

O ciclo frigorífico é definido na Refrigeração da seguinte maneira, “*quando um fluido frigorífero circula através de um sistema, onde este passa por determinados processos de transformação de estados ou condições*” [1].

Este capítulo aborda os ciclos termodinâmicos de refrigeração, desde o ciclo teórico simples de refrigeração, bem como uma análise ao ciclo real, de modo a fazer um enquadramento teórico ao assunto de base do presente trabalho.

2.1. Ciclo frigorífico

É considerado, um ciclo frigorífico quando um fluido frigorífero circula através de um sistema fechado e que passa por diversas transformações de estado, através dos seus equipamentos característicos. Esse fluido, ao passar por estes equipamentos importantíssimos num sistema de refrigeração, adquire diferentes estados termodinâmicos, embora regresse sempre ao seu estado inicial, por isso, é que se chama “ciclo”. O ciclo de refrigeração é composto por quatro processos essenciais, compressão, condensação, expansão e evaporação.

É importante conhecer cada processo existente no ciclo de refrigeração, quer individualmente quer globalmente no sistema, pois qualquer mudança de estado num destes processos por parte do fluido frigorífero, tem como consequência uma mudança nos outros processos, uma vez que, todos precisam de trabalhar eficientemente e sucessivamente, para que a eficiência do ciclo seja o mais favorável possível [2].

2.2. Ciclo de refrigeração

Os ciclos de refrigeração, isto é, os ciclos termodinâmicos dos fluidos frigoríferos nos equipamentos de refrigeração, geralmente, são representados em diagramas de Pressão (P) x Entalpia (h) ou são representados em diagramas Temperatura (T) x entropia (s).

Na figura 1 é possível visualizar o diagrama de Mollier relativo ao fluido frigorífero R404. Neste diagrama estão representadas as principais linhas características relativas às propriedades do fluido (Pressão, Entalpia, Entropia e volume específico).

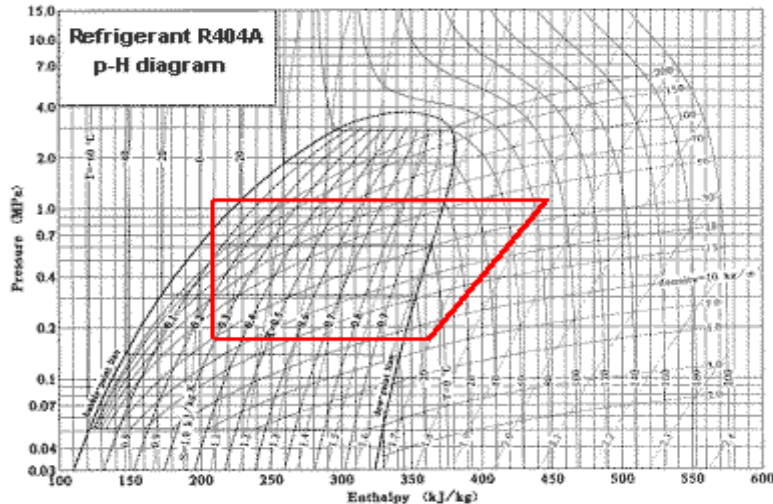


Figura 1 – Diagrama de Mollier (P_xh) para o fluido frigorífero R404A
 Fonte: <https://www.google.pt/search?q=Imagem+de+ciclo+de+refrigera>

2.3. Ciclo ideal de refrigeração

Através da termodinâmica, sabe-se que o ciclo de maior rendimento térmico é o ciclo de Carnot e que o ideal seria comparar qualquer ciclo térmico real com este. Contudo, devido às particularidades dos ciclos de refrigeração, define-se sempre um ciclo ideal para se poder efetuar uma comparação com o ciclo real. A vantagem de se comparar qualquer ciclo real de refrigeração, depara-se que através deste e dos seus pontos característicos é possível através deste ciclo real, criar-se um ciclo ideal para as mesmas condições de trabalho, por forma a retirar-se o melhor proveito do ciclo real [3].

Na figura 2 é possível visualizar o exemplo de um ciclo frigorífico com os principais componentes de um ciclo de refrigeração, num ciclo teórico simples construído no diagrama de Mollier no referencial Pressão x Entalpia.

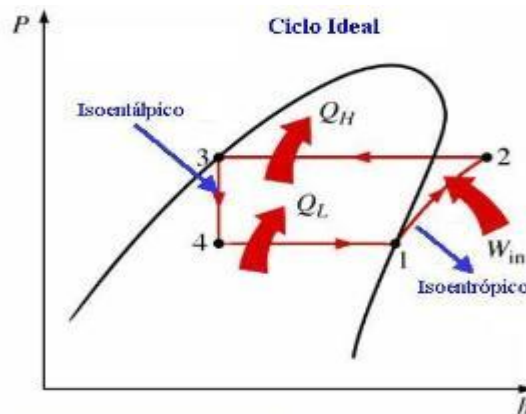


Figura 2 – Representação do ciclo ideal no diagrama P x h
 Fonte: <https://www.google.pt/search?q=Imagem+de+ciclo+de+refrigera>

Perante a representação no diagrama de Mollier, pode-se mostrar o ciclo de refrigeração simples esquematicamente com os principais equipamentos do ciclo de refrigeração simples, conforme se pode ver na figura 3.

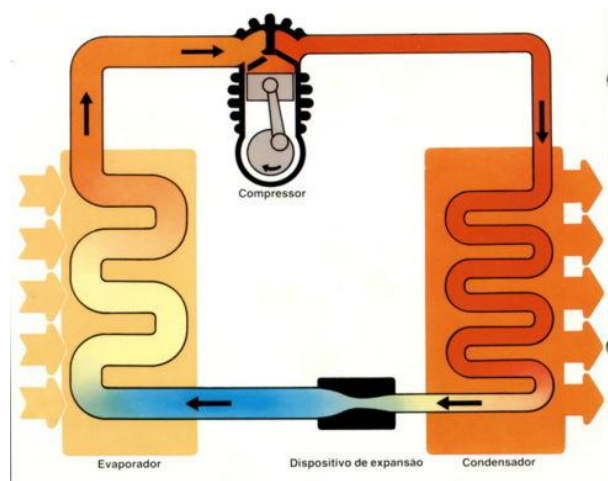


Figura 3 – Esquema com os principais componentes do ciclo de refrigeração simples
Fonte: <https://www.google.pt/search?q=Imagemdecicloderefrigeradora>

2.4. Importância dos diversos processos de transformação do fluido frigorífero no ciclo de refrigeração

No ciclo de refrigeração, o fluido frigorífero utilizado tem de passar sempre pelos seus componentes essenciais, por isso, é importante conhecer cada processo existente no ciclo de refrigeração, pois qualquer mudança de estado provocada no fluido adotado num destes processos, tem como consequência uma mudança de estado nos processos seguintes, uma vez que, todos precisam de trabalhar de forma eficiente e sucessiva.

Evolução 1-2: O fluido frigorífero entra no compressor (1), na fase gasosa (vapor), e é aí comprimido até à pressão do condensador (2).

Evolução 2-3: Após a primeira evolução, o fluido sai do compressor (2) a uma temperatura relativamente elevada e arrefece até à temperatura de saturação correspondente à pressão a que se encontra (3), condensando-se seguidamente enquanto circula através da serpentina do condensador, rejeitando calor para o meio ambiente.

Evolução 3-4: Nesta evolução, o fluido entra num tubo capilar (3) onde a sua pressão e temperatura baixam drasticamente (4) devido à expansão do fluido através do estrangulamento imposto pelo tubo capilar. Uma vez que este é um processo de laminagem e estamos a considerar o ciclo como ideal, podemos afirmar que as entalpias dos pontos 3 e 4 são iguais, e portanto o trabalho realizado será nulo nesta fase.

Evolução 4-1: O fluido que se encontra agora a baixa temperatura, entra no evaporador (4) onde se evapora, absorvendo calor do espaço a refrigerar. O ciclo fica completo quando o fluido frigorigéneo abandona o evaporador e volta a entrar no compressor (1).

2.5. Comparação entre o ciclo real simples e ideal de refrigeração

Quanto aos processos de transformação a que o fluido frigorigéneo está sujeito e quanto aos equipamentos utilizados no ciclo real e ideal de refrigeração, são iguais, contudo, existem algumas diferenças entre um ciclo real de refrigeração e o ciclo ideal que podem ser verificadas e explanadas seguidamente:

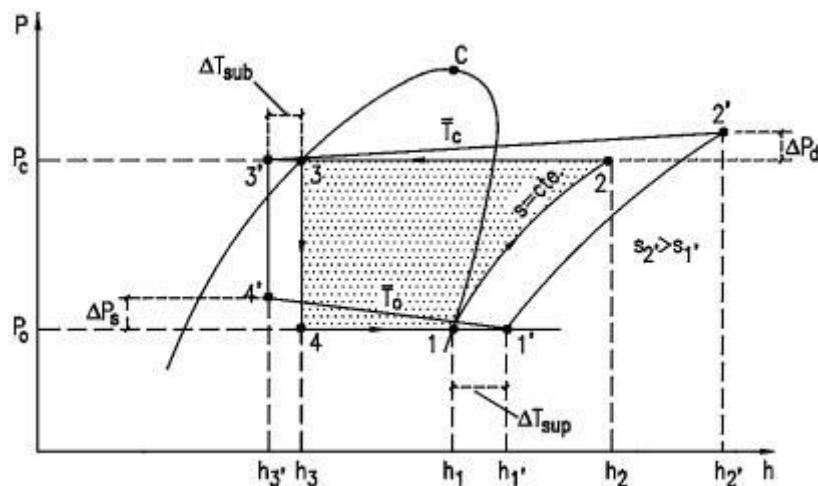


Figura 4 – Diferenças entre o ciclo real e o ciclo ideal
 Fonte: <https://www.google.pt/search?q=Imagemdecicloderefrigera>

- ΔP_d – Diferença de Pressão no Condensador (bar)
- ΔT_{sub} – Subarrefecimento ($^{\circ}C$)
- ΔP_s – Diferença de Pressão no Evaporador (bar)
- ΔT_{sup} – Sobreaquecimento ($^{\circ}C$)
- PC – Ponto Crítico

Uma das diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico, depara-se com a queda de pressão nas linhas de sucção e de descarga, no condensador e no evaporador, por efeito de atritos nas tubagens. Outra diferença é o sobreaquecimento, na linha de sucção do compressor, processo este, que tem como finalidade evitar a entrada de líquido no compressor (fator

muito importante para um bom funcionamento e desempenho do compressor). No ciclo real existe também um subarrefecimento do fluido frigorífero à saída do condensador. Outra diferença importante, é relativamente ao processo de compressão, pois este processo é feito isentropicamente no ciclo ideal, enquanto no ciclo real, este processo é feito politropicamente ($S_1 \neq S_2$). Devido a esta diferença, a temperatura do fluido à saída do compressor (T_2) pode ser muito elevada, no que se pode tornar um inconveniente em relação aos óleos lubrificantes usados nos compressores, pelo que, obriga a que estes tenham um arrefecimento forçado na cabeça do compressor.

3. Estado da Arte

O presente capítulo apresentado nesta secção não pertence ser exaustiva, ou representativa de todos os trabalhos realizados, devendo ser encarado como uma escolha seletiva das publicações mais diretamente relacionadas com o objetivo do presente projeto, isto é, o aprofundamento do conhecimento das câmaras frigoríficas, dimensionamento dos sistemas frigoríficos industriais, e o congelamentos de alimentos.

3.1. Câmaras frigoríficas e de congelados

As câmaras frigoríficas e de Congelados precisam manter a temperatura e a humidade no seu interior, estáveis ou seja, a níveis especificados. Para conseguir isso, são necessários projetos que consideram as condições extremas de uso para atender às necessidades mínimas do sector alimentar. As câmaras frigoríficas e congelados devem ser eficientes, seguras, ter uma duração longa e apresentarem um baixo custo de manutenção. A garantia que as todas as características referidas funcionam devidamente, passa pela conceção adequada dessas estruturas de acordo com as particularidades de uso, assim como por um processo de construção que assegura a qualidade e o desempenho esperados [4].



Figura 5 – Exemplo de uma câmara frigorífica
Fonte: www.tche.pini.com.br

Segundo Perdigão [5], as câmaras montadas com painéis pré-fabricados termos isolantes, unidos por meio de conectores metálicos e com barreira de vapor já incorporadas, substituíram as antigas câmaras erguidas em alvenaria. Isto ocorreu, principalmente,

devido a uma montagem mais rápida, apresentarem uma maior eficiência energética e redução do custo com execução de fundações.

Existe também, entre os materiais isolantes responsáveis em grande parte pelo desempenho energético das câmaras frigoríficas, a substituição do recheio de poliestireno expandido (EPS) pelo poliuretano (PUR) injetado. Isto deve-se, principalmente a duas razões, técnicas e ambientais. Primeiro porque para a mesma espessura de isolamento, o painel com PUR apresenta um coeficiente global de transmissão de calor menor que o de EPS, tornando-o um isolamento mais eficiente. Depois porque a produção de poliuretano pode ser feita sem emitir gases prejudiciais à camada de ozono.

3.1.1. Tipos de câmaras frigoríficas e aplicações

Os tipos de câmaras frias e aplicações são:

- 1) Câmaras frigoríficas com temperatura de 0°C e humidade relativa elevada – destinadas à conservação de géneros alimentícios por períodos curtos de tempo;
- 2) Câmaras de congelados e com elevado isolamento térmico – mantêm no interior as temperaturas necessárias para a conservação de longo prazo dos produtos congelados entre -23°C e -29°C;
- 3) Câmaras de atmosfera controlada, com temperatura média-alta (entre -1°C e 10°C) – em função da absoluta estanqueidade e da atmosfera controlada, prolonga a duração da conservação de alguns produtos de horticultura;
- 4) Câmaras de refrigeração com temperatura média – alta (entre -1°C e 10°C) indicada para o controle do amadurecimento dos produtos de horticultura [5].

3.1.2. Condições de projeto

Os termostatos e controladores digitais de temperatura ganharam maior precisão e durabilidade, enquanto as portas frigoríficas tornaram-se mais eficientes e robustas, incorporando componentes fabricados com termoplásticos de engenharia, eliminando problemas com oxidação [5].

Marcelo Colombo, Engenheiro da Dinamarca, ressalta ser de suma importância o conhecimento dos produtos, das movimentações a ser utilizado, as espessuras corretas de isolamento e a necessidade de vedação, com a melhor relação custo/benefício possível.

3.1.3. Pavimento frio

Gasparelho [4], sugere que nas câmaras mantidas a temperaturas acima do ponto de congelação, pode-se dispensar o isolamento do pavimento. Mas nas demais situações, é recomendável que o pavimento seja isolado para evitar perda de energia. Isso implica uma avaliação sobre a condição de apoio do piso de cimento, que não será sobre um solo e sim sobre o isolamento térmico.

3.2. Isolamento térmico para a construção da câmara

N. Filhos [6], diz que na escolha do material como isolamento térmico para a construção da câmara frigorífica, devem-se considerar para além do fator económico, outros fatores tais como a sua resistência a organismos e microrganismos, risco de propagação de fogo, poeira ou vapores indesejáveis, partículas que possam irritar a pele, retenção de odores, resistência à decomposição e resistência à absorção de água. Os isolamentos mais utilizados são os de fixação de placas de isolamento em alvenaria com posterior acabamento da superfície, ou a utilização de painéis construídos de uma placa interna do isolante na espessura desejada e prensada entre espessura desejada entre placas metálicas tratadas contra corrosão. A propriedade de um material em diminuir o fluxo de calor é indicada por sua condutividade térmica ou, de forma inversa, sua resistência térmica.

A tabela abaixo relaciona algumas dessas propriedades, entre as quais está a densidade, que quanto maior for o valor, maior será a resistência mecânica à compressão e maior resistência térmica:

Tabela 1 – Isolamentos térmicos usados na construção de câmaras

Isolamento	Cortiça	Fibra de Vidro	Poliestireno Expandido	Poliuretano
Densidade (kg/m^3)	100-150	20-80	10-30	40
Condutividade térmica ($kcal/mh \cdot ^\circ C$)	0,32	0,030	0,03	0,020
Resistência à passagem de água	Regular	Nenhuma	Boa	Boa
Resistência à difusão de vapor, em relação ao ar parado ($MN \cdot s/g \cdot m$)	20	1,5	70	100
Segurança ao fogo	Pobre	Boa	Pobre	Pobre
Resistência à compressão ($kg \cdot f/m^2$)	5.000	Nenhuma	2.000	3.000
Custo	Relativamente Alto	Baixo	Relativamente Alto	Alto

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

A cortiça e a fibra de vidro constam apenas como resistência histórica, visto que a aplicação destes isolamentos é praticamente inexistente na refrigeração. A tecnologia moderna oferece uma ampla escolha de materiais isolantes, o mais conhecido dos isolamentos em obras de alvenaria é o poliuretano. A sua condutividade térmica está entre as mais baixas, enquanto a sua resistência à compressão é elevada, mesmo com um peso específico reduzida, a sua impermeabilidade é ótima e a resistência à propagação do fogo é boa, além de ser inodora e inalterável [6].

4. Localização da instalação

O entreposto encontra-se localizado na província de Luanda, sendo a menor província de Angola, com 24.651 km^2 de área com população de aproximada 7,1 milhões de habitantes. Luanda é a província de Angola mais industrializada e com o maior crescimento económico, por ter pouco sofrido com os efeitos da guerra civil, beneficia também do êxito das populações a partir das suas áreas de origem, sendo esta a razão de escolha para o projeto. Com a estabilidade económica e social dos últimos anos, Luanda tem contado com numerosos novos investimentos [7].

Devido à reforma administrativa de 2011, a província viu alargar a sua área, passando a contar com sete municípios [7]:

- Cacuaco;
- Belas;
- Cazenga;
- Ícolo e Bengo;
- Luanda;
- Quissama;
- Viana.



Figura 6 – Localidade da província de Luanda

Fonte: <https://www.google.pt/search?q=ImagemdeMapadeAngola&newwindow>

Tabela 2 – Dados gerais da província de Luanda

Dados gerais	
Fundada em	1557
Província	Luanda
Município (s)	Cacuaco, Belas, Cazenga, Ícolo e Bengo, Luanda, Quiçama e Viana
Características Geográficas	
Área	24.651 km ²
População	7,1 Milhões Habitantes

Fonte: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Luanda_\(prov%C3%ADncia\)](https://pt.wikipedia.org/wiki/Luanda_(prov%C3%ADncia))

4.1. Implementação das câmaras

A implementação das câmaras frigoríficas tem uma elevada importância para o cálculo dos balanços térmicos das mesmas, devido à exposição de fontes de calor, tais como a incidências do sol nas paredes e coberturas, a colocação de condensadores na cobertura entre outras fontes de calor[13].

A implementação das câmaras de congelados será feita entre câmaras de refrigerados a fim de se aproveitar a transferência de frio de uma câmara para a outra, fazendo com que não seja necessário retirar grandes cargas térmicas do interior da câmara[13].

As câmaras de refrigerados e de congelados irão ter um comprimento de 100 m, uma largura de 40 m e uma altura de 10 m, obtendo-se assim uma área de 4.000 m² (Área do piso) e um volume de 40.000 m³. Irá ser utilizado um isolamento de poliuretano por este possuir um coeficiente global de transferência de calor menor do que o poliestireno, sendo assim mais eficiente e não prejudica a camada de ozono, os painéis são do tipo Sandwich, com uma densidade de 250 kg/m³, a câmara de refrigerado e congelado.

4.2. Característica da envolvente

4.2.1. Parede

A solução encontrada para as paredes das câmaras frigoríficas foi a utilização de painéis isotérmicos modulares do tipo “sandwich”, painéis estes com isolamento interior em espuma de poliuretano injetado, entre duas chapas de aço galvanizado de 0,50 mm de espessura e com densidade de 40 – 45 kg/m³. Estes painéis devem permitir a união entre eles, sendo estes ligados com uma união macho-fêmea, que posteriormente é coberta com

silicone, aumentando a resistência à transferência de calor nessas zonas. Um dos cuidados a ter na escolha dos painéis é a sua cor, esta deve ser branca evitando ganhos não desejados de calor devido à radiação solar.



Figura 7 – Painel isotérmico modular do tipo “Sandwich”

Fonte: <https://www.google.pt/search?q=imagemdepaineisotermicosmodularesdotiposandwich>

4.2.2. Teto

O teto é do tipo suspenso a uma estrutura metálica da cobertura, e será do mesmo tipo de material que o utilizado para as paredes. Deverá ser fixo através de tirantes de suspensão, permitindo assim que os painéis tenham uma perfeita estanquicidade através de perfis de remate.



Figura 8 – Teto suspenso a uma estrutura metálica

Fonte: <https://www.google.pt/search?q=imagemestruturametálica>

4.2.3. Pavimento

Os pavimentos das câmaras frigoríficas, serão isolados com placas de poliuretano, em duas camadas, com juntas desencontradas. Nas câmaras frigoríficas de congelados deverá ser considerado vazio sanitário. Este tipo de pavimento permite a circulação do ar de

modo a que a humidade contida no solo não congele, provocando aumento de volume e consequente deformação do pavimento.

Os pavimentos anti congelamento são constituídos em estruturas com a seguinte composição:

- Vazio sanitário, constituído por tubos de PVC envolvidos em betão para circulação de ar.
- Placa base de betão.
- Placas de isolamento em ANC, aglomerado negro de cortiça.
- Tela protetora.
- Placa de betão.
- Revestimento antiderrapante.

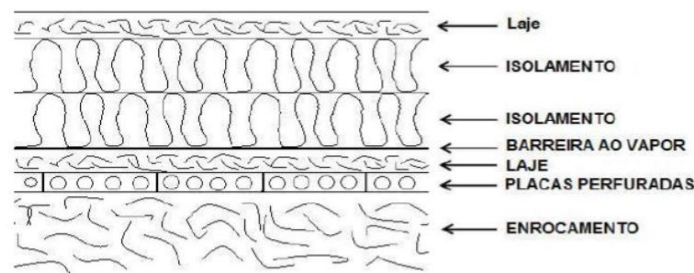


Figura 9 – Vazio sanitário
Fonte: Matos Guerra

Toda a tubagem do vazio sanitário deverá estar ligada a um ventilado, que irá forçar a circulação de ar exterior, contrariando assim, o fluxo térmico que iria congelar o pavimento.

No caso deste tipo de estrutura existe a necessidade de rebaixar o nível do solo, para que o pavimento fique nivelado com as restantes espaços.

Na zona de ligação entre as paredes e o pavimento devem ser colocados rodapés de material resistente a choques e às temperaturas das câmaras de modo a evitar choques entre as paredes e os meios de movimentação.

Para um bom e eficaz funcionamento de uma câmara frigorífica, é muito importante uma barreira de vapor em toda a envolvente da câmara, de modo a impedir a passagem do vapor de água do solo ou do ar exterior para o interior da câmara.

4.2.4. Portas

As Porta é do tipo PVT para temperaturas positivas e negativas.

São constituídas por 2 componentes principais:

- Marco porta em perfil tubular em PVC, reforçado no seu interior. Equipado com resistência anti condensação para a versão de temperaturas negativas.
- Folha Batente constituída por uma alma rígida em espuma de poliuretano injetado entre duas chapas termolacadas nervuradas brancas. O acabamento perimetral é em perfil de alumínio anodizado, com corte térmico por perfil de PVC, sobre o qual é colocada a borracha de vedação. As ferragens são constituídas pela fechadura de desenho único, equipada com chave, pulsante interno com desbloqueio de segurança e duas ou mais dobradiças de rampa com regulação em altura [8].



Figura 10 – Porta deslizante

Fonte: <https://www.google.pt/search?q=imagensdeportasdeslizantes>

A porta tem dimensões: 3 m de largura e 4 m de altura, e encontra-se instalado uma resistência no aro por forma a evitar a formação de condensados ou formação de gelo, a sua abertura é automática e o produto é palatizado e possui lamelas ou cortiça de ar.

4.2.5. Escolha do fluido refrigerante-R404A

O R404A é um fluido refrigerante do tipo HFC (hidrofluorcarboneto) composto por uma mistura de outros 3 fluidos refrigerantes (R143a Trifluoroetano (CF_3CH_3), 52%; R125 Pentafluoroetano (CF_3CHF_2), 44%; R134a Tetrafluoroetano ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$), 4%;).

Este fluido veio substituir em 1995 o R502 e em 2014 o R22, isto deve-se ao facto de ser um fluido menos poluente e conter melhores propriedades refrigerantes. Por esta razão é motivo da escolha deste fluido.

Características e vantagens:

- É considerado não tóxico;
- É considerado não inflamável (apesar do R143a o ser, perante a presença do R125 torna-se não inflamável);
- Possui uma menor eficiência energética do que o amoníaco, por possuir uma variação de temperatura inferior ao longo dos processos isobáricos;
- O seu ponto de ebulição é de $-46,5\text{ }^\circ\text{C}$ a pressão de 1 atmosfera e sua densidade líquida é de $0,485\text{ g/cm}^3$;
- Bastante usada em equipamentos refrigerantes de supermercados, entrepostos refrigerantes, camiões refrigerantes, entre outros;
- $\text{ODP}=0$;
- $\text{GWP}=3\ 750$ (desvantagem perante o amoníaco).

4.3. Temperaturas interiores e exteriores da C.R. e C.C.

Em seguida irá ser analisada as características da instalação, isto é, as suas temperaturas interiores e exteriores bem como a temperatura da câmara do entreposto, no qual através do site *Psychrometric Properties* [9] foram encontradas a entalpia e o volume específico interior bem como a entalpia e o volume específico exterior envolvente a câmara.

4.3.1. Características psicrométricas exteriores

As câmaras de refrigerados e de congelados estão localizados em Luanda e através do Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica (INAMET), obteve-se a informação necessária, que tiveram como base de cálculo para as cargas térmicas [10].

Tabela 3 – Características psicrométricas exteriores

Temperatura exterior seca (°C)	35 °C
Temperatura Ambiental Envolvente	25 °C
Humidade relativa (%)	65%

Com a temperatura ambiental envolvente a câmara e com a humidade relativa acima referido descrito e com o auxílio da carta psicrométrica do site *Psychrometric Properties* [9], obteve-se os seguintes parâmetros:

Tabela 4 – Entalpia e volume específico do ar exterior

Entalpia do ar exterior (kJ/kg)	63.18 kJ/kg
Volume específico do ar exterior (m³/kg)	0,86 m ³ /kg

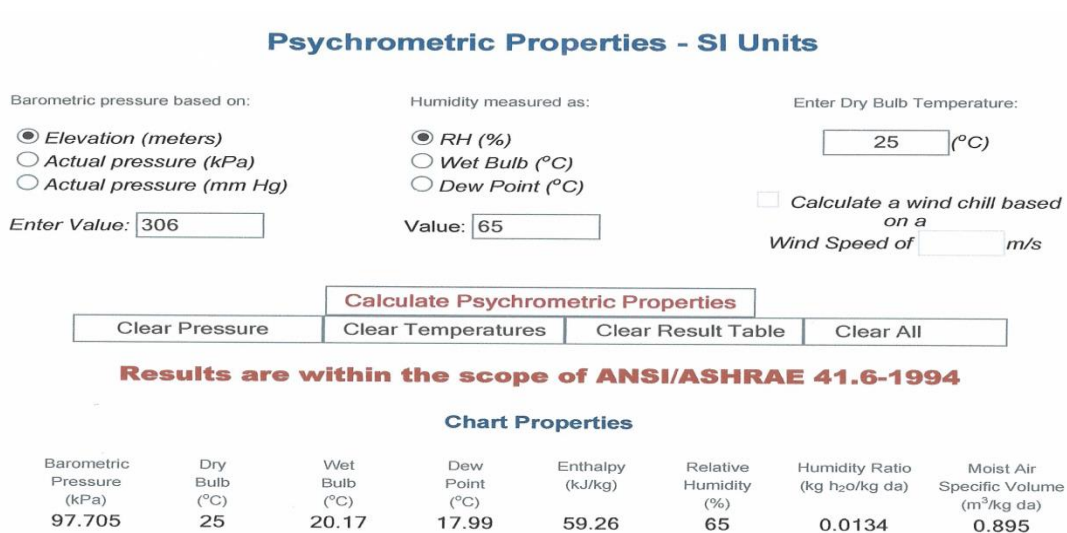


Figura 11 – Psychrometric properties – SI Units

4.3.2. Características psicrométricas do ar interior

Para a conservação de produtos, as condições de temperatura e humidade relativa são fundamentais e devem permanecer dentro de limites definidos ao longo do dia e do ano.

Tabela 5 – Características psicrométricas interiores

Propriedades	Câmaras de Refrigerados	Câmaras de Congelados
Temperatura Interior	0°C	-20°C
Humidade relativa	90%	95%

Através da temperatura interior, da humidade relativa e com auxílio da carta psicrométrica (segundo o mesmo raciocínio anteriormente descrito), foram retirados os seguintes valores que foram utilizados no cálculo das cargas térmicas das câmaras de refrigerados e de congelados como mostra a tabela 7 e 8:

Tabela 6 – Entalpia e volume específico interior C.R.

Entalpia interior (kJ/kg)	<i>8,52 kJ/kg</i>
Volume específico interior (m³/kg)	<i>0,78 m³/kg</i>

Tabela 7 – Entalpia e volume específico interior C.C.

Entalpia interior (kJ/kg)	<i>-18,56 kJ/kg</i>
Volume específico interior (m³/kg)	<i>0,72 m³/kg</i>

5. Dimensionamento das câmaras

Para o dimensionamento de uma instalação frigorífica tem como finalidade determinar a potência da instalação e posteriormente, a seleção dos equipamentos constituídos da mesma [21].

Tabela 8 – Dimensões das câmaras

Comprimento	100 m
Largura	40 m
Altura	10 m
Área	4.000 m ²
Volume	40.000 m ³

A densidade do painel poliuretano entra também como fator de cálculo no dimensionamento das câmaras e os valores são fornecidas por tabelas fornecidas pelos fabricantes.

Em seguida, irão ser apresentados os pontos necessários para a concepção da câmara frigorífica e seleção do equipamento frigorífico[6]:

- Dimensionamento da Câmara;
- Tubulação (distância e desnível);
- Tipo de isolamento térmico;
- Espessura do isolamento;
- Temperatura interna da câmara;
- Temperatura ambiental do local de instalação;
- Fatores de utilização (abertura de porta-normal, intenso);
- Número de pessoas (operação); tempo de permanência (hora);
- Iluminação-tempo de utilização;
- Motor (potência W); tempo de utilização (hora);
- Dados do produto; tipo de produto; temperatura de entrada; carga do produto (Kg) rotatividade; tempo de processo (horas).

5.1. Carga térmica da câmara de refrigerados com espessura-80 mm

As cargas térmicas para o dimensionamento de uma instalação frigorífica dividem-se em duas categorias, as cargas térmicas externas e cargas térmicas internas [21].

As cargas térmicas externas são devidas à transmissão de calor através das paredes, teto e pavimento, renovação de ar e abertura de portas. As cargas térmicas internas dependem do produto armazenado, da iluminação, devido ao pessoal de estiva e devido aos equipamentos utilizado nas câmaras [21].

A título de exemplo, apresenta-se o cálculo das cargas térmicas para a câmara de refrigeração com espessura de 80 mm e a câmara de congelados com a espessura de 150 mm, as restantes espessuras podemos verificar o Anexo I.

5.1.1. Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento

Devido à diferença de temperatura entre o interior da câmara frigorífico e o exterior, existe transferência de energia térmica por condução que deve ser compensada pelos equipamentos de frio. O fluxo de calor transmitido através das paredes, tetos e pavimento depende da diferença de temperaturas, do tipo de isolamento, da superfície externa das paredes e do efeito da irradiação solar. A carga térmica através das paredes, teto e pavimento pode ser efetuada através da expressão:

$$\dot{Q}_1 = U \times A \times \Delta T$$

Equação 1. Carga térmica através das paredes, teto e pavimento

Onde:

\dot{Q}_1 → Carga térmica através das paredes, teto e pavimento (W);

U → Coeficiente global de transmissão de calor ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A → Superfície da parede considerada (m^2);

ΔT → Diferença de temperaturas entre o exterior e o interior da câmara ($^\circ C$).

No entanto, para se obter as cargas térmicas das paredes, teto e pavimento é necessário calcular o coeficiente global de transmissão de calor através da expressão:

$$U = \frac{1}{R}$$

Equação2. Coeficiente global de transmissão de calor

Onde:

$U \rightarrow$ Coeficiente global de transferência de calor [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$];

$R \rightarrow$ Resistência térmica total [$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$]

Nota: O coeficiente global de transferência de calor, U , pode ser arbitrado através dos valores apresentados pelos fabricantes de painéis isotérmicos, optou-se por considerar os valores fornecidos pela A.S.H.R.A.E.

A resistência térmica total de um material é a capacidade que o material tem de se opor ao fluxo de calor, e é inversamente proporcional à capacidade que o material tem em transmitir calor. É o somatório das resistências térmicas existentes na parede onde se vai dar a transmissão de calor. A resistência térmica total pode ser calculada através da expressão:

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}$$

Equação3. Resistência térmica total

Onde:

$\frac{1}{h_i} \rightarrow$ Resistência térmica de convecção na superfície interior [$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$];

$\frac{e}{k} \rightarrow$ Resistência térmica de condução na parede [$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$];

$\frac{1}{h_e} \rightarrow$ Resistência térmica de convecção na superfície externa [$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$]

Os coeficientes de transferência de calor por convecção variam de situação para situação, no entanto, considera-se para efeitos de cálculos os seguintes valores [20]:

$$h_i = 15 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

$$h_e = 30 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

A espessura do isolamento pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$e = \frac{k \times \Delta T}{q_{m\acute{a}x}}$$

Equação4. Espessura da parede, teto e pavimento

Onde:

$e \rightarrow$ Espessura da parede, teto ou pavimento (mm)

$k \rightarrow$ Coeficiente de condutibilidade térmica do isolamento [$W/(m \cdot ^\circ C)$];

$\Delta T \rightarrow$ Diferença de temperatura entre as duas faces da parede considerada ($^\circ C$);

$q_{m\acute{a}x} \rightarrow$ Fluxo máximo admissível para as câmaras (W/m^2)

Para os valores relativos ao fluxo máximo admissível para as câmaras, devem ser considerados os seguintes valores:

- Câmaras de refrigeração – 10 W/m^2
- Câmaras de congelação – 8 W/m^2

Nota: pode considerar-se a espessura standard do fabricante de painéis isotérmicos seleccionado, bem como o coeficiente de condutibilidade térmica atribuído a cada espessura. No nosso caso foi considerado a espessura e o coeficiente de condutibilidade térmica fornecido pelo fabricante de painéis isotérmica.

Desta forma obtemos a seguinte expressão que nos permitirá calcular as cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento.

$$\dot{Q}_1 = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_1 = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{k \times \Delta T}{q_{m\acute{a}x}} \right) + \frac{1}{h_e}} \right) \times A \times \Delta T$$

Equação5. Resumo da equação da Carga térmica das paredes, teto e pavimento

Quando existem paredes comuns a duas câmaras frigoríficas que possuem diferentes temperaturas, haverá transferência de calor através da parede mais quente para a mais fria. Neste caso a temperatura da câmara mais quente deverá ser considerada como a temperatura externa em relação a esta parede, e por sua vez as restantes paredes, não sendo comuns às duas câmaras, deverão ser calculadas normalmente.

Nas câmaras de refrigerados e salas de trabalho normalmente não é considerado isolamento de solo devido às temperaturas existentes nestes espaços.

Em seguida, irá ser calculada a carga térmica de uma câmara de refrigerados com painel de espessura 80 mm:

Tabela 9 – Resumo das propriedades da câmara de refrigerados

Comprimento	100 m
Largura	40 m
Altura	10 m
Área	4.000 m ²
Volume	40.000 m ³
Espessura do isolamento	80 mm
Espessura do isolamento de solo	80 mm
Temperatura da câmara	0 °C
Humidade relativa	90%

kpoliuretano	0,024 W/m ² °C
Espessura do isolamento	80 mm
Espessura do isolamento de solo	80 mm
Temperatura exterior	+ 25 °C
Temperatura da câmara	0 °C
Temperatura do pavimento	+ 20 °C
q_{máx}	10 W/m ²
h_i	15 W/m ² °C
h_e	30 W/m ² °C

Resistência térmica total

Paredes e Teto

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \Leftrightarrow R = \frac{1}{15} + \frac{0,08}{0,024} + \frac{1}{30} \Leftrightarrow R = 3,44 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

Pavimento

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \Leftrightarrow R = \frac{1}{15} + \frac{0,08}{0,024} + \frac{1}{30} \Leftrightarrow R = 3,44 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

Coefficiente global de transmissão de calor

Paredes e Teto

$$U = \frac{1}{R} \Leftrightarrow U = \frac{1}{3,44} \Leftrightarrow U = 0,29 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

Pavimento

$$U = \frac{1}{R} \Leftrightarrow U = \frac{1}{3,44} \Leftrightarrow U = 0,29 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Carga térmica através das paredes, teto e pavimento.

Tabela 10 – Dimensões das paredes, teto e pavimento

	Dimensões das paredes	Área
Norte	100 m × 10 m	1.000 m ²
Este	40 m × 10 m	400 m ²
Sul	100 m × 10 m	1.000 m ²
Oeste	40 m × 10 m	400 m ²
Teto	40 m × 100 m	4.000 m ²
Pavimento	40 m × 100 m	4.000 m ²

Parede Norte

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Norte}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Norte}} = 0,29 \times 1000 \times (25 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Norte}} = 7.250 \text{ W}\end{aligned}$$

Paredes Este

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Este}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Este}} = 0,29 \times 400 \times (25 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Este}} = 2.900 \text{ W}\end{aligned}$$

Parede Sul

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Sul}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Sul}} = 0,29 \times 1000 \times (25 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Sul}} = 7.250 \text{ W}\end{aligned}$$

Paredes Oeste

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Oeste}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Oeste}} = 0,29 \times 400 \times (25 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Oeste}} = 2.900 \text{ W}\end{aligned}$$

Teto

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Tecto}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Tecto}} = 0,29 \times 4000 \times (35 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Tecto}} = 40.600 \text{ W}\end{aligned}$$

Pavimento

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{1\text{Pavimento}} &= U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Pavimento}} = 0,29 \times 4000 \times (20 - 0) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Pavimento}} = 23.200 \text{ W}\end{aligned}$$

Tabela 11 – Resumo das cargas térmicas de paredes, teto e pavimentos da C.R.

	\dot{Q}_1
Norte	7.250 W
Este	2.900 W
Sul	7.250 W
Oeste	2.900 W
Teto	40.600 W
Pavimento	23.200 W
Total	84.100 W

5.1.2. Carga térmica devido à abertura de portas

O cálculo das cargas térmicas devido à abertura de portas vai depender do tipo e tamanho da porta, do tempo em que esta se mantém aberta e do tipo de estiva, e pode ser calculada através da seguinte expressão[20]:

$$\dot{Q}_2 = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_i} \times L \times H \times A \times C$$

Equação 6. Carga térmica devido à abertura de portas

Onde:

\dot{Q}_3 → Carga térmica devido à abertura das portas (W);

ΔT → Diferença de temperaturas entre as duas faces da porta (°C);

t_{ab} → Tempo de abertura de portas (min/horas);

L → Largura da porta (m);

H → Altura da porta (m);

A → Parcela A(kJ m/kg);

C → Coeficiente minorante devido à presença de cortina de ar de lamelas

O valor do coeficiente minorante devido à presença de cortina de lamelas é de 0,25 para portas com lamelas e de 1 para porta sem lamelas. Para o projeto considerou-se o coeficiente minorante para porta sem lamela.

A parcela A, pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$A = (h_e - h_i) \left[H \times \left(1 - \frac{v_i}{v_e} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Equação 7. Parcela A

Onde:

h_e → Entalpia específica do ar exterior (KJ/Kg);

h_i → Entalpia específica do ar interior (KJ/Kg);

v_e → Volume específica do ar exterior (m^3/Kg);

v_i → Volume específica do ar interior (m^3/Kg);

H → Altura da porta (m)

No entanto, para efetuar o cálculo da carga térmica devido à abertura de portas é necessário conhecer o tempo de abertura de portas, para tal teremos que determinar as toneladas de produto armazenado e estimar o fluxo horário máximo que entra e sai da câmara.

O tempo que a porta permanece aberta vai permitir a passagem de um empilhador com uma tonelada de produto pode ser calculado através da expressão:

$$t_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_d}{24}$$

Equação 8. Tempo de abertura de portas

Onde:

d_{ton} → Duração média da abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto (min/ton);

f_d → Fluxo diário de produto (ton)

O fluxo diário de produto pode ser calculado da seguinte forma:

$$f_d = \text{Densidade de armazenagem} \times \text{Entrada diária de produto}$$

Equação 9. Fluxo diário de produto

Para a duração média da abertura de porta, existem valores pré definidos que podem ser consultados na seguinte tabela:

Tabela 12 – Duração média de abertura de portas

Tipo de porta	Tipo de produto	d_{ton}(min/ton)
Porta manual	Carcaças de animais suspensas	15
	Produtos paletizados	6
Porta automática	Carcaças de animais suspensas	1
	Produtos Paletizados	0,8

Nota: Para o cálculo do balanço térmico não se vão contabilizar as portas de emergência uma vez que estas se encontram sempre fechadas.

Para o projeto, utilizou-se uma porta automática, o produto é paletizado, logo a duração média de abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto é $d_{ton} = 0,8 \text{ min/ton}$.

Para o cálculo da carga térmica da câmara frigorífica são necessários os seguintes parâmetros:

Tabela 13 – Parâmetros para cálculo da carga térmica da câmara frigorífica

Duração média de abertura de portas	0,80 min/ton
Volume específico do ar (Câmara)	0,78 m ³ /kg
Entalpia específica do ar (Câmara)	8,52 KJ/kg
Volume específico do ar (Exterior)	0,86 m ³ /kg
Entalpia específica do ar (Exterior)	63,18 KJ/kg
Temperatura Exterior	+ 25 °C
Temperatura da Câmara	0 °C
Largura da porta	2,50 m
Altura da porta	3 m
Coefficiente minorante (sem lamelas)	1
Fluxo diário de produto	1.200.000 kg

Os produtos deverão ser arrumados nas câmaras para que o ar refrigerado, proveniente dos evaporadores, possa circular livremente.

Toda a zona circundante dos evaporadores deverá ser mantida livre para que o ar circula sem quaisquer impedimentos.

Assim o volume da câmara será:

$$V = C \times L \times (H - 2)$$

Equação 10. Volume da câmara

$$V = 100 \times 40 \times (10 - 2)$$

$$V = 32.000 \text{ m}^3$$

Massa total da câmara:

A Câmara contém uma densidade de $\rho = 250 \text{ Kg/m}^3$

$$M = \rho \times V = 250 \times 32.000 = 8.000.000 \text{ Kg}$$

Para uma entrada diária de produto de 15% da capacidade, o fluxo diário de produto é igual: $f_{dia} = 1200 \text{ ton/dia}$.

Neste caso podemos calcular o tempo de abertura das portas que permite a passagem de empilhadores com uma tonelada de produto:

$$t_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_{dia}}{24} \Leftrightarrow t_{ab} = 0,8 \times \frac{1200}{24} \Leftrightarrow t_{ab} = 40 \text{ min/h}$$

Cálculo da parcela A:

$$A = (h_{ext} - h_{int}) \times \left[H \times \left(1 - \frac{v_{int}}{v_{ext}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Leftrightarrow A = (63,18 - 8,52) \times \left[3 \times \left(1 - \frac{0,78}{0,86} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow A = 28,88 \text{ Kj m/Kg}$$

Equação 11. Parcela A

Com base nos valores calculados, obteremos a carga térmica devido à abertura de portas:

$$\dot{Q}_2 = 8 + (0,067 \times (25 - 0)) \times \frac{40}{0,78} \times 3 \times 2,5 \times 28,88 \times 1 \Leftrightarrow$$

$$\dot{Q}_2 = 18.613,38 \text{ W}$$

5.1.3. Cargas térmicas devido ao produto armazenado

O produto tem um papel fundamental no fornecimento de calor às câmaras. Cada produto possui características termodinâmicas e comportamentos distintos durante as mudanças de temperatura. Antes de ser armazenado, o produto está a uma temperatura superior à das câmaras, as cargas térmicas devido ao produto armazenado dizem respeito ao calor libertado pelo produto até atingir a mesma temperatura das câmaras.

Como existem diferentes câmaras no entreposto frigorífico, existem também diferentes maneiras de calcular estas cargas.

Quando se deseja apenas refrigerar, ou seja, câmaras de refrigerados, a carga térmica devido ao produto armazenado é calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_3 = \frac{m \times c_{p1} \times (T_1 - T_2)}{86.400}$$

Equação 12. Carga térmica do produto armazenado C.R

Onde:

\dot{Q}_3 → Carga térmica devido ao produto armazenado (W);

m → Massa de produto introduzido por dia (kg/dia);

c_{p1} → Calor específico acima da temperatura de congelação (J/kg · °C);

T_1 → Temperatura de entrada na câmara (°C);

T_2 → Temperatura da câmara de refrigeração (°C)

Se o produto for destinado à câmara de congelados, a carga térmica é calculada através da expressão:

$$\dot{Q}_3 = \frac{m \times c_{p_2} \times (T_3 - T_2)}{86.400}$$

Equação 13. Carga térmica do produto armazenado C.C.

Onde:

\dot{Q}_3 → Carga térmica devido ao produto armazenado (W);

m → Massa de produto introduzido por dia (kg/dia);

c_{p_2} → Calor específico abaixo da temperatura de congelação (J/kg · °C);

T_2 → Temperatura da câmara de congelação (°C);

T_3 → Temperatura de entrada na câmara (°C)

Tabela 14 – Parâmetros para o cálculo das cargas térmicas devido ao produto armazenado

Temperatura de entrada de produto	+ 8 °C
Temperatura da câmara	0 °C
Massa de produto introduzida por dia	1.200.000 kg
Calor específico acima da temp. de congelação - Vaca	3.179,84 J/kg °C

Neste caso, se deseja apenas refrigerar, ou seja, câmaras de refrigerados, a carga térmica devido ao produto armazenado será:

$$\dot{Q}_3 = \frac{m \times cp_1 \times (T_3 - T_2)}{86400} \Leftrightarrow \dot{Q}_3 = \frac{120000 \times 3179,84 \times (8 - 0)}{86.400} \Leftrightarrow \dot{Q}_3 = 353.315,56 W$$

5.1.4. Cargas térmicas devido à iluminação

Este tipo de cargas térmicas está relacionado com o calor dissipado pelas lâmpadas instaladas no interior das câmaras frigoríficas. Para que o cálculo se torna o mais rigoroso possível convém selecionar as armaduras que iremos instalar nas câmaras. As cargas térmicas devido à iluminação podem ser calculadas através da expressão:

$$\dot{Q}_4 = D \times A \times \frac{t_{lâmpadas}}{24}$$

Equação 14. Carga térmica devido à iluminação

Onde:

\dot{Q}_4 → Carga térmica devido à iluminação (W);

$D \rightarrow$ Densidade de iluminação (W/m^2);

$A \rightarrow$ Área da câmara (m^2);

$t_{lâmpadas} \rightarrow$ Tempo de funcionamento das lâmpadas (h/dia)

Foi considerado que as lâmpadas estão ligadas num período de 4 horas por dia, e que a potência unitária de iluminação é de $10 W/m^2$. A câmara de refrigeração tem uma área de teto $4.000 m^2$.

Com base na informação acima, o cálculo da carga térmica devido a iluminação será:

$$\dot{Q}_4 = A \times D \times \frac{t_{lâmpadas}}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_4 = 4.000 \times 10 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_4 = 6.666,67 W$$

5.1.5. Cargas térmicas devido ao pessoal de estiva

A circulação de pessoas, para a movimentação de produto, no interior das câmaras frigoríficas, gera calor e este deve ser considerado, quanto menor for o tempo de permanência de pessoas no interior das câmaras melhor para o funcionamento do conjunto. As cargas térmicas relacionadas com o calor libertado pelo pessoal de estiva quando estes operam podem ser calculadas pela expressão:

$$\dot{Q}_5 = n_{pessoas} \times q_{pessoas} \times \frac{t}{24}$$

Equação 15. Carga térmica devido ao pessoal de estiva

Onde:

$\dot{Q}_5 \rightarrow$ Carga térmica devido aos trabalhadores (W);

$n_{pessoas} \rightarrow$ Número de pessoas no interior das câmaras;

$q_{pessoas} \rightarrow$ Calor libertado por cada pessoa (W);

$t \rightarrow$ Tempo de permanência na câmara (h/dia)

No entanto, para o cálculo deste tipo de cargas térmicas existem valores pré-definidos para a quantidade de calor libertado por trabalhador, valores que são apresentados na seguinte tabela:

Tabela 15 – Calor libertado por pessoa em função da temperatura de câmara frigorífica

Temperatura da câmara	Calor libertado pelas pessoas
+15°C	200 W
+5°C	240 W

+0°C	270 W
-20°C	390 W
-25°C	420 W

Considerou-se que dentro da câmara frigorífica trabalham 10 pessoas durante 4 horas. A câmara apresenta uma temperatura de 0°C, através da tabela acima observa-se para uma temperatura de 0°C, o calor libertado pelas pessoas é igual 270 W.

$$\dot{Q}_5 = n_{pessoas} \times q_{pessoas} \times \frac{t}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_5 = 10 \times 270 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_5 = 450 \text{ W}$$

5.1.6. Cargas térmicas devido aos equipamentos nas câmaras

Estas cargas estão relacionadas com os equipamentos que fazem a movimentação de produto, os empilhadores. A carga térmica libertada pelos empilhadores, quando estes se encontram no interior das câmaras, é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_6 = n_{empilhadores} \times q_{empilhadores} \times \frac{t}{24}$$

Equação 16. Carga térmica devido aos empilhadores

Onde:

\dot{Q}_6 → Carga térmica devido aos empilhadores (W);

$n_{empilhadores}$ → Número de empilhadores no interior das câmaras;

$q_{empilhadores}$ → Calor libertado por cada empilhador (W);

t → Tempo de permanência na câmara (h/dia)

Foi considerado que existem 5 empilhadoras funcionando durante 4 horas por dia e que cada empilhadora apresenta uma potência de 7.500 W.

Assim sendo temos:

$$\dot{Q}_6 = n_{empilhadores} \times q_{empilhador} \times \frac{t}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_6 = 5 \times 7.500 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_6 = 6.250 \text{ W}$$

5.1.7. Cargas térmicas devido às resistências nos evaporadores

Os evaporadores das câmaras frigoríficos necessitam de descongelações periódicas, uma vez que a sua eficiência diminui com o aumento da espessura de gelo que se acumula no evaporador.

O fluxo de calor libertado nas descongelações é elevado, bem como o elevado custo energético associado a esta prática, como tal deve definir-se os períodos de descongelação

dos evaporadores de forma correta, estas devem ser efetuadas quando o espaço entre as alhetas dos evaporadores se encontra obstruído por gelo.

A descongelação pode ser regulada através de horários de descongelação, onde se atribui o período ao qual a descongelação deve ser feita, ou através de gelostatos, ou seja, sensores que fornecem ao sistema a indicação exata de quando a descongelação deve ser feita.

O cálculo deste tipo de carga implica a escolha de um evaporador, de forma a permitir que seja conhecido o valor exato das resistências elétricas.

A carga térmica devido às resistências de descongelação dos evaporadores pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_7 = n_{evaporadores} \times q_{resistência} \times \frac{t_{descongelação}}{24}$$

Equação 17. Carga térmica devidos às resistências de descongelação dos evaporadores

Onde:

\dot{Q}_7 → Carga térmica devido às resistências de descongelação dos evaporadores (W);

$n_{evaporadores}$ → Número de evaporadores no interior das câmaras;

$q_{resistência}$ → Calor libertado por cada resistência (W);

t → Tempo de horas de descongelação (h/dia)

Neste ponto temos que definir os evaporadores que iremos considerar para instalar de forma a conseguir definir com exatidão os valores relativos às resistências elétricas e aos ventiladores. Para determinar os evaporadores que iremos selecionar é necessário ter em contas as cargas térmicas calculadas até este ponto do balanço térmico, desta forma, efetua-se a soma de todas as cargas térmicas calculadas.

Tabela 16 – Resumo e total das cargas térmicas calculadas

\dot{Q}_1	84.100 W
\dot{Q}_2	18.613,38 W
\dot{Q}_3	353.315,56 W
\dot{Q}_4	6.666,67 W
\dot{Q}_5	450 W
\dot{Q}_6	6.250 W
Total intermédio	469.395,55 W

5.1.7.1. Seleção dos evaporadores:

O evaporador é o componente da instalação frigorífica onde o fluido frigorífico se evapora, absorvendo das paredes da sua bateria o calor ambiente e, assim arrefecendo esse ambiente.

É constituído por uma serpentina onde se encontram fixadas chapas metálicas (aletas), por forma a aumentar a superfície de transferência térmica. Esta serpentina é colocada numa caixa com ventiladores que forçam o ar a passar através dela.

No seguinte trabalho, foi considerado evaporadores cúbicos, porque são usados para câmaras frigoríficas de tamanha médio ou grande capacidade, com um caudal maior, e com aspiração traseira e compressão frontal.



Figura 12 – Evaporador centauro – Modelo MTB/E
Fonte: catálogo da Centauro

Tabela 17 – Características do evaporador selecionado

Evaporador	MTB/E 6T2/100
Capacidade frigorífica	99,63 kW
Fator de correção	0,682
Capacidade real	67,94 kW
Número de evaporadores	12 Evaporadores
Capacidade frigorífica real total	815,28 kW
Tempo de descongelação	30 Minutos
Número de descongelações diárias	4 Descongelações
Resistências	37.950 W

$$\dot{Q}_7 = n_{\text{evaporadores}} \times q_{\text{resistências}} \times \frac{t_{\text{descongelação}}}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_7 = 12 \times 37950 \times \frac{2}{24} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_7 = 37.950 \text{ W}$$

5.1.8. Cargas térmicas devido aos ventiladores dos evaporadores

Para arrefecer as câmaras frigoríficas é necessário que os ventiladores dos evaporadores trabalhem, e como tal o seu funcionamento gera fluxo de calor. Tal como a carga térmica anteriormente calculada, é necessário conhecer a potência associada a cada motor dos ventiladores dos evaporadores seleccionados. A carga térmica devido aos ventiladores de cada evaporador pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_8 = n_{ventiladores} \times q_{ventiladores} \times \frac{t_{ventiladores}}{24}$$

Equação18. Carga térmica devido aos ventiladores

Onde:

\dot{Q}_8 → Carga térmica devido aos ventiladores (W);

$n_{ventiladores}$ → Número de ventiladores no interior das câmaras;

$q_{ventiladores}$ → Calor libertado por cada resistência (W);

$t_{ventiladores}$ → Tempo de funcionamento dos ventiladores (h/dia)

Tabela 18 – Continuação das características do evaporador seleccionado

Evaporador	MTB/E 6T2/100
Número de evaporadores	12 Evaporadores
Potência dos ventiladores	3.600 W
Horas de funcionamento dos ventiladores	22 horas

$$\dot{Q}_8 = n_{ventiladores} \times q_{ventiladores} \times \frac{t_{ventiladores}}{24} \Leftrightarrow$$

$$\dot{Q}_8 = 12 \times 3.600 \times \frac{22}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_8 = 39.600 W$$

5.1.9. Carga térmica intermédia

Uma vez calculadas as cargas térmicas externas e internas a carga térmica intermédia é o somatório destas mesmas cargas e pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{int} = \sum \dot{Q}_{internas} + \sum \dot{Q}_{externas}$$

Equação19. Carga térmica intermédia

Onde:

\dot{Q}_{int} → Carga térmica intermédia (W);

$\dot{Q}_{internas}$ → Cargas térmicas internas (W);

$\dot{Q}_{externas}$ → Cargas térmicas externas (W).

Uma vez que já foram calculadas todas as cargas térmicas, podemos somar a capacidade frigorífica (soma de todas as cargas térmicas e as cargas as resistência de descongelação e ventilação).

Na seguinte tabela apresentam-se os valores das cargas térmicas calculadas.

Tabela 19 – Resumo das cargas térmicas calculadas

$\dot{Q}_{externas}$	\dot{Q}_1	84.100 W
	\dot{Q}_2	18.613,38 W
$\dot{Q}_{internas}$	\dot{Q}_3	353.315,56 W
	\dot{Q}_4	6.666,67 W
	\dot{Q}_5	450 W
	\dot{Q}_6	6.250 W
	\dot{Q}_7	37.950 W
	\dot{Q}_8	39.600 W
	\dot{Q}_{int}	546.945,61 W
	\dot{Q}_{int}	546,95 kW

5.1.10. Potência frigorífica

A potência intermédia é um parâmetro que diz respeito à potência que os evaporadores devem ter para retirar as cargas térmicas existentes nas câmaras, neste cálculo deve ter-se em conta o tempo de funcionamento dos evaporadores. O cálculo da potência frigorífica é obtido através da seguinte expressão:

$$P_{int} = \frac{\dot{Q}_{int} \times 24}{t_{compressores}}$$

Equação20. Potência frigorífica intermédia

Onde:

P_{int} → Potência frigorífica intermédia (W);

\dot{Q}_{int} → Carga térmica intermédia (W);

$t_{compressores}$ → Tempo de funcionamento dos compressores (h)

Relativamente ao tempo de funcionamento dos compressores consideraram-se os seguintes valores:

- 16 Horas para câmaras de congelados;
- 18 a 20 Horas para câmaras de refrigerados.

É considerado que o compressor da câmara frigorífica funciona durante 18 horas.

$$P_{int} = \frac{\dot{Q}_{int} \times 24}{t_{compressores}} \Leftrightarrow P_{int} = \frac{546,95 \times 24}{18} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow P_{int} = 729,27 \text{ kW}$$

5.1.11. Potência frigorífica previewal

A potência frigorífica previewal aplica à potência intermédia uma margem de segurança para a seleção dos equipamentos frigoríficos, desta forma, é calculada através da expressão:

$$P_{prev} = 1,05 \times P_{int}$$

Equação 21. Potência frigorífica previewal

Onde:

P_{prev} → Potência frigorífica previewal (W);

P_{int} → Potência frigorífica intermédia (W)

$$P_{prev} = 1,05 \times P_{int} = 1,05 \times 729,27 = 765,73 \text{ kW}$$

A potência da instalação de 765,73 kW, o que tem que ser menor que a potência do evaporador, devido a descongelação.

Central frigorífica – 80 mm

Capacidade frigorífica necessária – 729,27 kW

Tipo de compressores: Parafuso aberto

Temperatura de condensação: + 45 °C

Temperatura de evaporação: - 10 °C

Fluido: R404A

Compressor: Bitzer OSK 8561 –K

Número de compressores: 4 Compressores

Capacidade frigorífica por compressor – 191,90 kW

Capacidade frigorífica total – 767,60 kW

Compressores Parafuso Abertos OS

Série: todos

Refrigerante: R404A

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Seleção compressor

Capac. Frigorífica

Compressor modelo: OSKB561-K

Incluir modelos antigos

Ponto de operação

Temp. Evaporação SST: -10 °C

Temp. Condensação SDT: 45 °C

Condições de operação

com Economizador

Sub resfriamento líquido: 0 K

Superaquecimento do gás: 100 K

Superaquecimento útil: 100 %

Resfriamento adicional: Automático

Máxima temp. de descarga: Auto

guiã

Rotação do compressor: 2900 /min

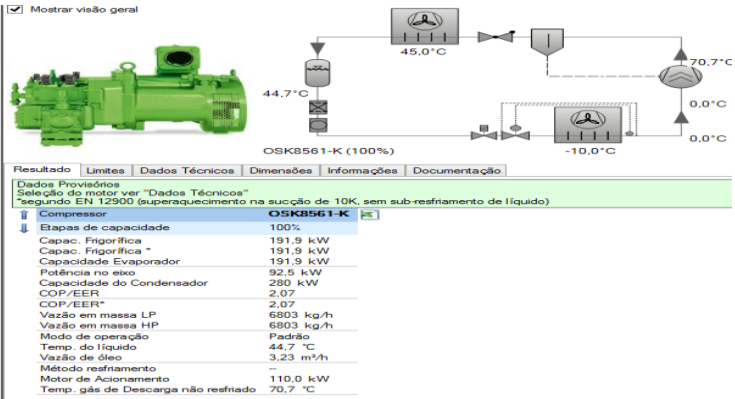


Figura 13 – Compressor para a central de refrigerados da câmara com painel de 80 mm
Fonte: Software Bitzer

Condensador

Condensador: Centauro VACD 1291/844 T
Número de condensadores: 2 Condensadores
Capacidade 844,00 kW
 ΔT : 10 °C
Capacidade corrigida: 562,67 kW
Capacidade corrigida total: 1.125,34 kW



Modelo Type	Capacidade Capacity ($\Delta T=15K$) kW	Superfície Surface m²	Volume interno Internal volume dm³	N.º. Nr.	Diâmetro Diameter mm	Caudal de ar Air flow m³/h	Rotação Revolutions rpm	Ventiladores Fans Ventiladores		Potência total Total power W	Corrente total Total current A	Alimentação M/F S	Ruído (l) Noise level (l) dB(A)
								6-6 PÓLOS	6-6 POLES				
VACD/M													
VACD/M 491/281T	281,00	615,56	64,70	4	910	90000	890	7360	15,32	Δ 400/3/50	55		
VACD/M 491/281Y	235,00	615,56	64,70	4	910	68800	670	4600	8,88	Y 400/3/50	50		
VACD/M 491/313T	313,00	820,75	86,30	4	910	84800	890	7360	15,32	Δ 400/3/50	55		
VACD/M 491/313Y	253,00	820,75	86,30	4	910	64000	670	4600	8,88	Y 400/3/50	50		
VACD/M 691/422T	422,00	923,34	97,10	6	910	135000	890	11040	22,98	Δ 400/3/50	57		
VACD/M 691/422Y	353,00	923,34	97,10	6	910	103200	670	6900	13,32	Y 400/3/50	52		
VACD/M 691/469T	469,00	1231,12	129,40	6	910	127200	890	11040	22,98	Δ 400/3/50	57		
VACD/M 691/469Y	380,00	1231,12	129,40	6	910	96000	670	6900	13,32	Y 400/3/50	52		
VACD/M 891/531T	531,00	1231,12	129,40	8	910	180000	890	14720	30,64	Δ 400/3/50	58		
VACD/M 891/531Y	449,00	1231,12	129,40	8	910	137600	670	9200	17,76	Y 400/3/50	53		
VACD/M 891/598T	598,00	1641,50	172,50	8	910	169600	890	14720	30,64	Δ 400/3/50	58		
VACD/M 891/598Y	490,00	1641,50	172,50	8	910	128000	670	9200	17,76	Y 400/3/50	53		
VACD/M 1091/686T	686,00	1538,90	161,80	10	910	225000	890	18400	38,30	Δ 400/3/50	59		
VACD/M 1091/686Y	576,00	1538,90	161,80	10	910	172000	670	11500	22,20	Y 400/3/50	54		
VACD/M 1091/766T	766,00	2051,87	215,70	10	910	212000	890	18400	38,30	Δ 400/3/50	59		
VACD/M 1091/766Y	623,00	2051,87	215,70	10	910	160000	670	11500	22,20	Y 400/3/50	54		
VACD/M 1291/844T	844,00	1846,70	194,10	12	910	270000	890	22080	45,96	Δ 400/3/50	60		
VACD/M 1291/844Y	707,00	1846,70	194,10	12	910	206400	670	13800	26,64	Y 400/3/50	55		
VACD/M 1291/938T	938,00	2462,20	258,80	12	910	254400	890	22080	45,96	Δ 400/3/50	60		
VACD/M 1291/938Y	760,00	2462,20	258,80	12	910	192000	670	13800	26,64	Y 400/3/50	55		

1) Pressão sonora a 10m, em campo livre sem reflexões Sound pressure level at 10m, in free field conditions, without reflections

Figura 14 – Condensador para a câmara com painel de 80 mm
Fonte: Catálogo de Centauro

5.2. Carga térmica da câmara de congelados com espessura de 150 mm

O cálculo das cargas térmicas para a câmara de congelados segue o mesmo raciocínio calculadas para a câmara de refrigeração. Alterando assim as cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento, a carga térmica devido à renovação de ar, a carga térmica devido à abertura de portas, a carga térmica devido ao produto armazenada, e a carga térmica devido o pessoal de estiva mantendo a carga térmica devido a iluminação, e a carga térmica devido ao equipamento nas câmaras (empilhadoras).

As cargas térmicas calculadas para a câmara de congelação são as seguintes:

Tabela 20 – Cargas térmicas para câmaras de congelados

Cargas térmicas para câmaras de congelados
\dot{Q}_1 –Carga térmica através das paredes, teto e pavimento
\dot{Q}_2 –Carga térmica devido à abertura de portas
\dot{Q}_3 –Carga térmica devido ao produto armazenado
\dot{Q}_4 –Carga térmica devido ao pessoal de estiva

5.2.1. Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento

Tabela 21 – Resumo das propriedades da C.C.

Comprimento	100 m
Largura	40 m
Altura	10 m
Área	4.000 m ²
Volume	40.000 m ³
Espessura do isolamento	150 mm
Espessura do isolamento de solo	150 mm
Temperatura da câmara	-20°C
Humidade relativa	95%

Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento

Tabela 22 – Continuação do resumo das propriedades da C.C.

kpoliuretano	0,024 W/m ² °C
Espessura do isolamento	150 mm
Espessura do isolamento de solo	150 mm
Temperatura exterior	+25°C
Temperatura da câmara	-20°C
Temperatura do pavimento	+20°C
q_{máx}	10 W/m ²
h_i	15 W/m ² °C
h_e	30 W/m ² °C

Resistência térmica

Paredes e Teto

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \Leftrightarrow R = \frac{1}{15} + \frac{0,15}{0,024} + \frac{1}{30} \Leftrightarrow R = 6,35 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Pavimento

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \Leftrightarrow R = \frac{1}{15} + \frac{0,15}{0,024} + \frac{1}{30} \Leftrightarrow R = 6,35 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Coefficiente global de transmissão de calor

Paredes e Teto

$$U = \frac{1}{R} \Leftrightarrow U = \frac{1}{6,35} \Leftrightarrow U = 0,16 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pavimento

$$U = \frac{1}{R} \Leftrightarrow U = \frac{1}{6,35} \Leftrightarrow U = 0,16 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Carga térmica através das paredes, teto e pavimento.

Tabela 23 – Dimensão das paredes, tetos e pavimentos para as C.C.

	Dimensões das paredes	Área
Norte	100 m × 10 m	1.000 m ²
Este	40 m × 10 m	400 m ²
Sul	100 m × 10 m	1.000 m ²
Oeste	40 m × 10 m	400 m ²
Teto	40 m × 100 m	4.000 m ²
Pavimento	40 m × 100 m	4.000 m ²

Parede Norte

$$\dot{Q}_{1\text{Norte}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Norte}} = 0,16 \times 1000 \times (25 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Norte}} = 7.200 \text{ W}$$

Paredes Este

$$\dot{Q}_{1\text{Este}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Este}} = 0,16 \times 400 \times (25 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Este}} = 2.880 \text{ W}$$

Parede Sul

$$\dot{Q}_{1\text{Sul}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Sul}} = 0,16 \times 1000 \times (25 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Sul}} = 7.200 \text{ W}$$

Paredes Oeste

$$\dot{Q}_{1\text{Oeste}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Oeste}} = 0,16 \times 400 \times (25 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Oeste}} = 2.880 \text{ W}$$

Teto

$$\dot{Q}_{1\text{Tecto}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Tecto}} = 0,16 \times 4000 \times (35 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Tecto}} = 35.200 \text{ W}$$

Pavimento

$$\dot{Q}_{1\text{Pavimento}} = U \times A \times \Delta T \Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Pavimento}} = 0,16 \times 4000 \times (20 - (-20)) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1\text{Pavimento}} = 25.600 \text{ W}$$

Tabela 24 – Resumo das cargas térmicas de paredes, tetos e pavimentos das C.C.

	\dot{Q}_1
Norte	7.200 W
Este	2.880 W
Sul	7.200 W
Oeste	2.880 W
Teto	35.200 W
Pavimento	25.600 W
Total	80.960 W

5.2.2. Carga térmica devido à abertura de portas

Tabela 25 – Parâmetros para cálculo da carga térmica da C.C.

Duração média de abertura de portas	0,80 min/ton
Volume específico do ar (Câmara)	0,72 m ³ /kg
Entalpia específica do ar (Câmara)	- 18,56 kJ/kg
Volume específico do ar (Exterior)	0,86 m ³ /kg
Entalpia específica do ar (Exterior)	63,18 kJ/kg
Temperatura Exterior	+25°C
Temperatura da Câmara	-20°C
Largura da porta	2,50 m
Altura da porta	3 m
Coefficiente minorante (sem lamelas)	1
Fluxo diário de produto	1.200.000 kg

Fluxo diário de produto

$$\text{Densidade de armazenagem} = 250 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Volume útil} = \text{Comprimento} \times \text{Largura} \times (\text{Altura} \\ - \text{Altura de trabalho dos evaporadores})$$

$$\text{Volume útil} = 100 \times 40 \times (10 - 2) \Leftrightarrow \text{Volume útil} = 32.000\text{m}^3$$

$$\text{Capacidade total} = 32000 \text{ m}^3 \times 250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Leftrightarrow \text{Capacidade total} = 8.000.000 \text{ kg}$$

$$\text{Rotatividade} = 15 \% = 8.000.000 \times 15 \% = 1.200.000 \text{ kg} = 1.200 \text{ toneladas}$$

Duração média de abertura de portas

Tabela 26 – Duração média de abertura de portas

Tipo de porta	Tipo de produto	$d_{ton} (min/ton)$
Porta manual	Carcaças de animais suspensas	15
	Produtos paletizados	6
Porta automática	Carcaças de animais suspensas	1
	Produtos paletizados	0,8

$$d_{ton} = 0,8 \text{ min/ton} - \text{Porta automática, produtos paletizados}$$

Tempo de abertura de portas

$$t_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_d}{24} \Leftrightarrow t_{ab} = 0,8 \times \frac{1.200}{24} \Leftrightarrow t_{ab} = 40 \text{ min/h}$$

$$A = (h_e - h_i) \times \left[H \times \left(1 - \frac{v_i}{v_e} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow A = (63,18 - (-18,56)) \times \left[3 \times \left(1 - \frac{0,72}{0,86} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow A = 57,12 \text{ Kj m/Kg}$$

Carga térmica devido à abertura de portas.

$$\dot{Q}_2 = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_i} \times L \times H \times A \times C \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_2 = 8 + (0,067 \times (25 - (-20))) \times \frac{40}{0,72} \times 3 \times 2,5 \times 57,12 \times 1 \Leftrightarrow$$

$$\dot{Q}_2 = 71.765 \text{ W}$$

5.2.3. Carga térmica devido ao produto armazenado

Tabela 27 – Parâmetros para o cálculo das cargas térmicas devido ao produto armazenado

Temperatura de entrada de produto	-15°C
Temperatura da câmara	-20°C
Massa de produto introduzida por dia	1.200.000 kg
Calor específico abaixo da temp. de congelação – Vaca	1.966,48 J/kg °C

$$\dot{Q}_3 = \frac{m \times cp_2 \times (T_3 - T_2)}{86400} \Leftrightarrow \dot{Q}_3 = \frac{1200000 \times 1966,48 \times (-15 - (-20))}{86.400} \Leftrightarrow$$

$$\dot{Q}_3 = 136.561,11 \text{ W}$$

5.2.4. Carga térmica devido a iluminação

Tabela 28 – Resumo das características de iluminação da C.C

Área	3.046 m ²
D	10 W/ m ²
t_{lâmpadas}	4 hora/dia

$$\dot{Q}_4 = A \times D \times \frac{t_{lâmpadas}}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_4 = 4000 \times 10 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_4 = 6.666,67 \text{ W}$$

5.2.5. Carga térmica devido ao pessoal de estiva

Tabela 29 – Resumo de números de trabalhadores, tempo de permanência, temperatura e calor libertado

Número de trabalhadores	4
Tempo de permanência na câmara	4 hora/dia
Temperatura da câmara	-20 °C
Calor libertado por pessoa	390 W

$$\dot{Q}_5 = n_{pessoas} \times q_{pessoas} \times \frac{t}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_5 = 10 \times 390 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_5 = 650 \text{ W}$$

Tabela 30 – Calor libertado por pessoa em função da temperatura da C.C

Temperatura da câmara	Calor libertado pelas pessoas
+15°C	200 W
+5°C	240 W
+0°C	270 W
-20°C	390 W
-25°C	420 W

5.2.6. Carga térmica devido aos equipamentos nas câmaras

Tabela 31 – Resumo das características de empilhadores, tempo de permanência e calor libertado por empilhador da C.C

Número de empilhadores	5
Tempo de permanência	4 hora/dia
Calor libertado por empilhador	7.500 W

$$\dot{Q}_6 = n_{empilhadores} \times q_{empilhador} \times \frac{t}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_6 = 5 \times 7.500 \times \frac{4}{24} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_6 = 6.250 \text{ W}$$

5.2.7. Carga térmica devido às resistências nos evaporadores

Tabela 32 – Resumo total das cargas térmicas calculadas

\dot{Q}_1	80.960 W
\dot{Q}_2	71.765 W
\dot{Q}_3	136.561,11 W
\dot{Q}_4	6.666,67 W
\dot{Q}_5	650 W
\dot{Q}_6	6.250 W
Total intermédio	302852,71 W

5.2.7.1. Seleção dos evaporadores:

Tabela 33 – Características do evaporador selecionado

Evaporador	DDC/E 8T2/94
Capacidade frigorífica	93,53 kW
Factor de correcção	0,583
Capacidade real	54,52 kW
Número de evaporadores	12 Evaporadores
Capacidade frigorífica real total	654,24 kW
Tempo de descongelação	30 Minutos
Número de descongelações diárias	4 Descongelações
Resistências	45.540 W

$$\dot{Q}_7 = n_{evaporadores} \times q_{resistências} \times \frac{t_{descongelação}}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_7 = 12 \times 45.540 \times \frac{2}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_7 = 45.540 W$$

5.2.8. Carga térmica devido aos ventiladores dos evaporadores

Tabela 34 – Continuação das características do evaporador selecionado

Evaporador	DDC/E 8T2/94
Número de evaporadores	12 Evaporadores
Potência dos ventiladores	3.600 W
Horas de funcionamento dos ventiladores	22 horas

$$\dot{Q}_8 = n_{ventiladores} \times q_{ventiladores} \times \frac{t_{ventiladores}}{24} \Leftrightarrow$$

$$\dot{Q}_8 = 12 \times 3.600 \times \frac{22}{24} \Leftrightarrow \dot{Q}_8 = 39.600 \text{ W}$$

5.2.9. Carga térmica intermédia

$$\dot{Q}_{int} = \Sigma \dot{Q}_{internas} + \Sigma \dot{Q}_{externas}$$

Na seguinte tabela apresentam-se os valores das cargas térmicas calculadas.

Tabela 35 – Resumo das cargas térmicas calculadas

$\dot{Q}_{externas}$	\dot{Q}_1	80.960 W
	\dot{Q}_2	15.367,12 W
	\dot{Q}_3	71.765 W
$\dot{Q}_{internas}$	\dot{Q}_4	136.561,11 W
	\dot{Q}_5	6.666,67 W
	\dot{Q}_6	650 W
	\dot{Q}_7	6.250 W
	\dot{Q}_8	45.540 W
	\dot{Q}_9	39.600 W
	\dot{Q}_{int}	403.359,90 W
	\dot{Q}_{int}	403,36 W

5.2.10. Potência intermédia

Tabela 36 – Carga térmica intermédia e tempo de funcionamento para C.C

\dot{Q}_{int}	403,36 kW
$t_{compressores}$	16 horas

$$P_{int} = \frac{\dot{Q}_{int} \times 24}{t_{compressores}} \Leftrightarrow P_{int} = \frac{403,36 \times 24}{16} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow P_{int} = 605,04 \text{ kW}$$

Central frigorífica – 150 mm

Capacidade frigorífica necessária – 605,04 kW

Tipo de compressores: Parafuso aberto

Temperatura de condensação: + 45 °C

Temperatura de evaporação: - 30 °C

Fluido: R404a

Compressor: Bitzer OSN 8591 –K

Número de compressores: 6 Compressores

Capacidade frigorífica por compressor – 113,60 kW

Capacidade frigorífica total – 681,6 kW



Figura 15 – Compressor para a central de congelados para a câmara com painel de 150 mm

Fonte: Software Bitzer

Condensador

Condensador: Centauro VACD 1291/938 T

Número de condensadores: 2 Condensadores

Capacidade: 938,00 kW

ΔT: 10 °C

Capacidade corrigida: 625,33 kW

Capacidade corrigida total: 1.250,67 kW



Condensadores Condensers
Espaçamento Fin Spacing 2,1 mm
Ø Ventiladores Fan Ø 910 mm

Modelo Type	Capacidade Capacity (DT=15K) kW	Superfície Surface m²	Volume interno Internal volume dm³	Ventiladores Fans Ventiladores		Potência total Total power W	Corrente total Total current A	Alimentação V/F/Hz	Ruído (l) Noise level (l) dB(A)		
				N.º. mm	Diâmetro Diameter mm					Caudal de ar Air flow m³/h	Rotação Revolutions rpm
VACD/M 6-6 PÓLOS 6-6 POLES											
VACD/M 491/261T	281,00	615,56	64,70	4	910	90000	890	7360	15,32	Δ 400/3/50	55
VACD/M 491/261Y	235,00	615,56	64,70	4	910	68800	670	4600	8,88	Y 400/3/50	50
VACD/M 491/313T	313,00	820,75	86,30	4	910	84800	890	7360	15,32	Δ 400/3/50	55
VACD/M 491/313Y	253,00	820,75	86,30	4	910	64000	670	4600	8,88	Y 400/3/50	50
VACD/M 681/422T	422,00	923,34	97,10	6	910	135000	890	11040	22,98	Δ 400/3/50	57
VACD/M 681/422Y	353,00	923,34	97,10	6	910	103200	670	6900	13,32	Y 400/3/50	52
VACD/M 681/469T	469,00	1231,12	129,40	6	910	127200	890	11040	22,98	Δ 400/3/50	57
VACD/M 681/469Y	380,00	1231,12	129,40	6	910	96000	670	6900	13,32	Y 400/3/50	52
VACD/M 891/531T	531,00	1231,12	129,40	8	910	180000	890	14720	30,64	Δ 400/3/50	58
VACD/M 891/531Y	449,00	1231,12	129,40	8	910	137600	670	9200	17,76	Y 400/3/50	53
VACD/M 891/598T	598,00	1641,50	172,50	8	910	169600	890	14720	30,64	Δ 400/3/50	58
VACD/M 891/598Y	490,00	1641,50	172,50	8	910	128000	670	9200	17,76	Y 400/3/50	53
VACD/M 1091/686T	686,00	1538,90	161,80	10	910	225000	890	16400	38,30	Δ 400/3/50	59
VACD/M 1091/686Y	576,00	1538,90	161,80	10	910	172000	670	11500	22,20	Y 400/3/50	54
VACD/M 1091/766T	766,00	2051,87	215,70	10	910	212000	890	18400	38,30	Δ 400/3/50	59
VACD/M 1091/766Y	623,00	2051,87	215,70	10	910	160000	670	11500	22,20	Y 400/3/50	54
VACD/M 1291/844T	844,00	1846,70	194,10	12	910	270000	890	22080	45,96	Δ 400/3/50	60
VACD/M 1291/844Y	707,00	1846,70	194,10	12	910	206400	670	13800	26,64	Y 400/3/50	55
VACD/M 1291/938T	938,00	2462,20	258,80	12	910	254400	890	22080	45,96	Δ 400/3/50	60
VACD/M 1291/938Y	760,00	2462,20	258,80	12	910	192000	670	13800	26,64	Y 400/3/50	55

1) Pressão sonora a 10m, em campo livre sem reflexões Sound pressure level at 10m, in free field conditions, without reflections

Figura 16 – Condensador para a câmara com painel de 150 mm

Fonte: Catálogo da Centauro

Para a seleção dos compressores e condensadores das câmaras de refrigerados com espessuras de 100 mm e 120 mm, e câmaras de congelados com espessuras de 200 mm e 240 mm, encontra-se disponível no Anexo I.

5.3. Resumo das cargas térmicas das câmaras refrigeradas e congelados

Com base nos cálculos anteriores verificou-se que antes de calculamos todas as cargas térmicas é necessário conhecer os seguintes parâmetros:

Tabela 37 – Resumo de todas as cargas térmicas das câmaras de refrigerados

Cargas Térmicas (W)	C.R-80 mm	C.R-100 mm	C.R-120 mm
C. condução	84.100	69.600	58.000
C. infiltração de ar (A. Portas)	18.613,38	18.613,38	18.613,38
C. produto armazenado	353.315,56	353.315,56	353.315,56
C. iluminação	6.666,67	6.666,67	6.666,67
C. pessoal de estiva	450	450	450
C. equipamentos	6.250	6.250	6.250
C. resistência desc./evapor.	37.950	37.950	34.800
C. Ventilação / evaporadores	39.600	39.600	31.020
Pot. Instalação Frigorífica	729.270	723.630	692.530

Pela análise do quadro de Resumos da Tabela 40 e da Figura 17, pode-se verificar que a carga com maior peso no balanço térmico global é a carga devido ao produto armazenado. A outra carga com peso considerável é a que resulta da transferência de calor pela superfície envolvente da câmara. A descongelação dos evaporadores é necessária para o bom funcionamento dos mesmos, no entanto, é de salientar que a carga térmica desta ação é considerável. O processo de descongelação tem de ser monitorizado para garantir o sucesso da instalação.

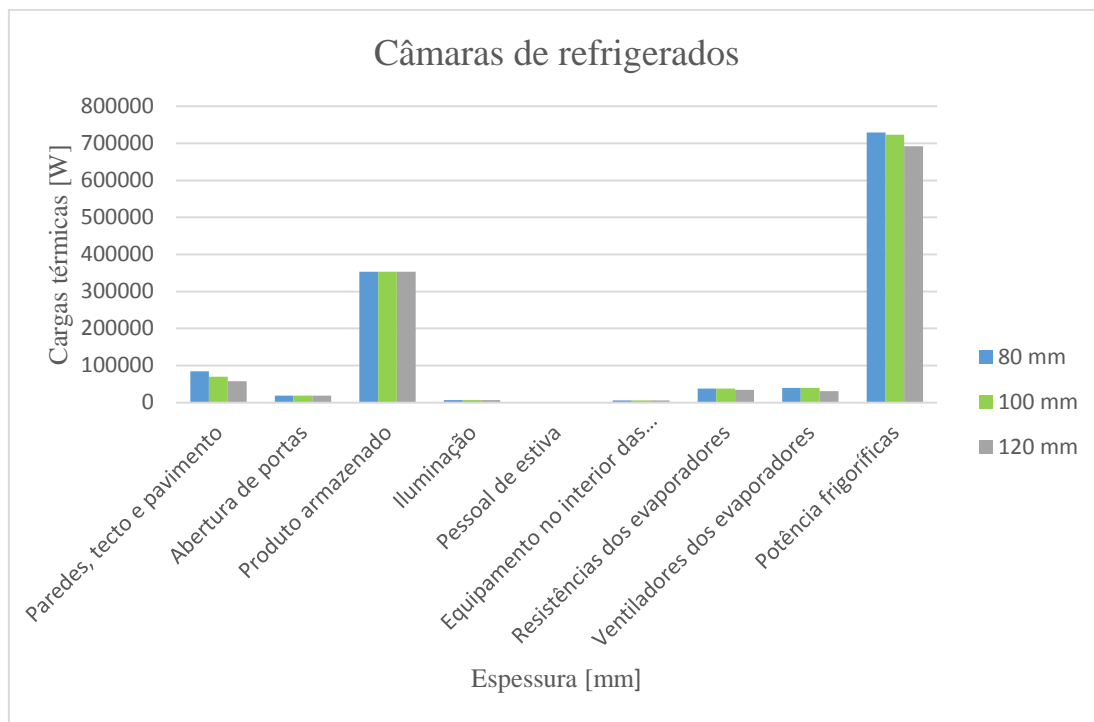


Figura 17 – Distribuição das cargas térmicas das C.R.

Seguindo o mesmo procedimento anterior, procedeu-se ao resumo das cargas térmicas das câmaras de congelados.

Tabela 38 – Resumo das cargas térmicas das câmaras congelados

Cargas Térmicas (W)	C.C-150 mm	C.C-200 mm	C.C-240 mm
C. condução	80.960	60.720	50.600
C. infiltração de ar (A. Portas)	71.765	71.765	71.765
C. produto armazenado	136.561,11	136.561,11	136.561,11
C. iluminação	6.666,67	6.666,67	6.666,67
C. pessoal de estiva	650	650	650
C. equipamentos	6.250	6.250	6.250
C. resistência desc./evapor.	45.540	45.540	45.540
C. Ventilação / evaporadores	39.600	39.600	39.600
Pot. Instalação Frigorífica	605.040	574.680	543.570

Pode-se verificar que a carga com maior peso no balanço térmico global, Figura 18, é a carga devido ao produto armazenado. A outra carga com peso considerável é a que resulta da transferência de calor pela superfície envolvente da câmara. A descongelação dos evaporadores é necessária para o bom funcionamento dos mesmos, no entanto, é de salientar que a carga térmica desta ação é considerável.

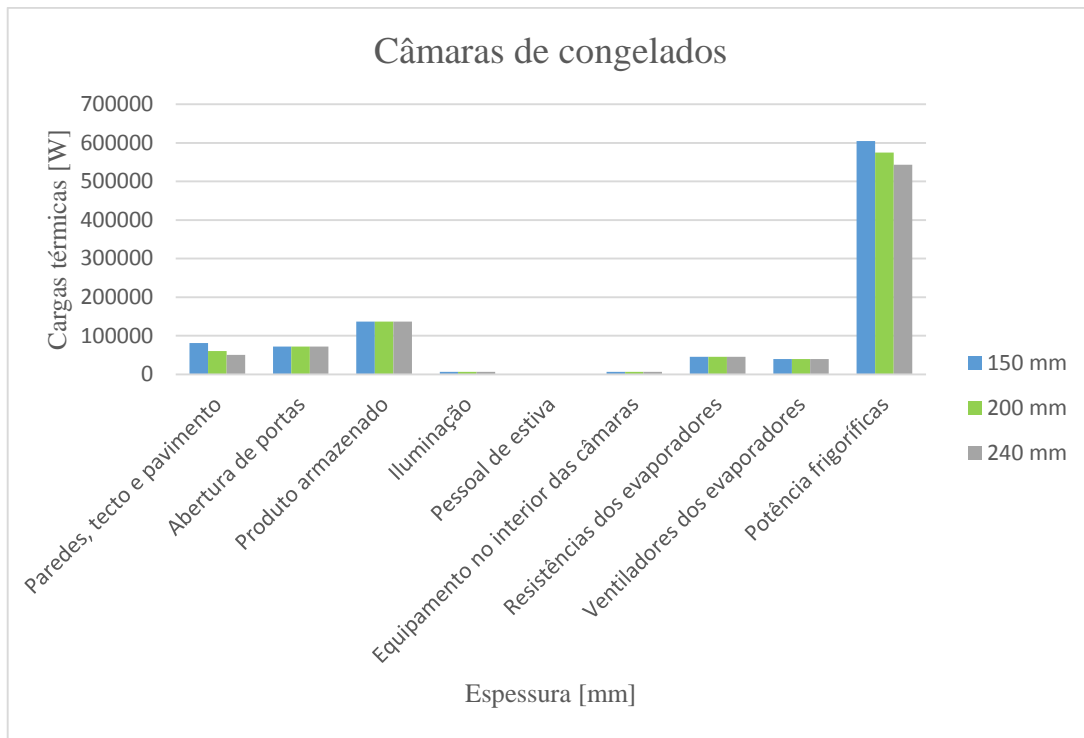


Figura 18 – Distribuição das cargas térmicas das C.C.

5.4. Tubagens

Para o dimensionamento de tubagem frigorífica foi utilizado o software Cool Selector da Danfoss.

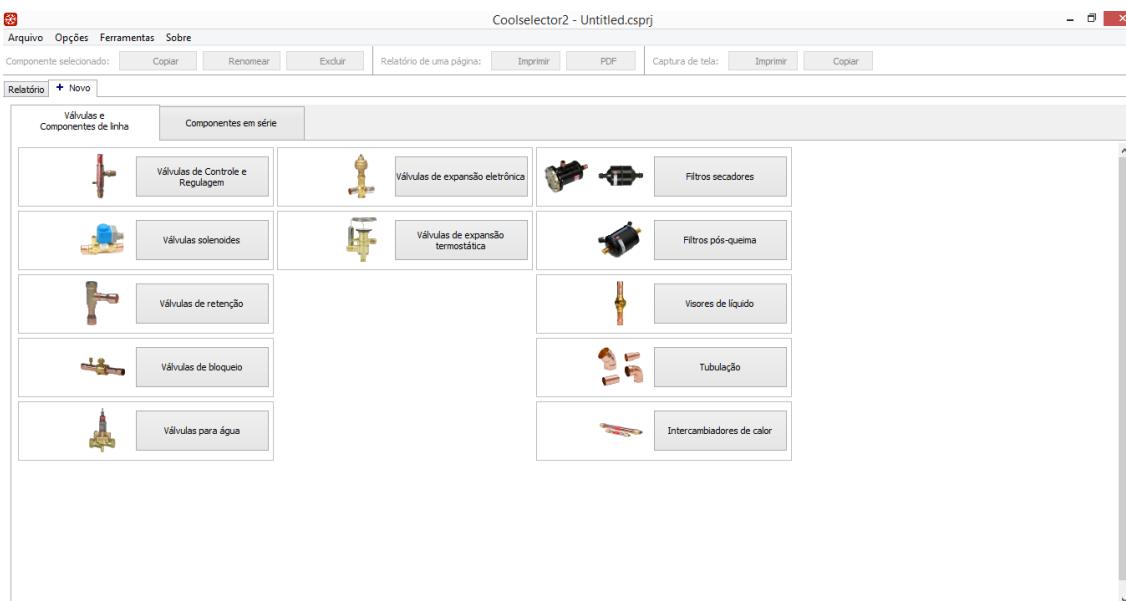


Figura 19 – Menu inicial do programa da Danfoss
Fonte: Software Cool Selector da danfoss

Os valores máximos admissíveis de velocidade para o R404a são os seguintes:

Tabela 39 – Linha e velocidade máxima da tubagem

Linha	Velocidade máxima
Aspiração	12 m/s
Descarga	10 m/s
Líquido	1,50 m/s

Toda a tubagem da instalação frigorífica deverá ser em cobre desidratado.

Todas as válvulas devem ser de soldar de diâmetro semelhante à tubagem frigorífica onde vão ser instaladas.

A tubagem de aspiração, é isolada com mangas de espuma de neoprene, normalmente da marca Armaflex.

5.4.1. Tubagens de refrigerados Solução 80 mm

Balanco térmico total – 729,27 kW

Tubagem geral – 729,27 kW

Tubagem de ligação aos evaporadores – 60,77 kW

Aspiração

Tubagem geral – 729,27 kW – 6^{1/8}”

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: Carga térmica: 743,0 kW; Fluxo de massa na linha: 27770 kg/h; Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Evaporação: Temperatura: -10,0 °C; Superaquecimento útil: 5,0 K; Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C; Sub-resfriamento: 0 K; Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 66,3 °C

Críticos de seleção: Queda de pressão: Padrão bar; Velocidade: 12,00 m/s; Tamanho: ANSI 4 1/8" (104,77); Conexão: Solda ANSI; Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Refrigerante: R-404A

Famílias de produtos: tubo de cobre DIN-EN; tubo de cobre ANSI; curva de cobre 45 DIN-EN; curva de cobre 90 DIN-EN; curva de cobre 45 ANSI; curva de cobre 90 ANSI; redutor de cobre DIN-EN; redutor de cobre ANSI; expensor de cobre DIN-EN; expensor de cobre ANSI

Linha de sucção (Sistema de expansão seco, R-404A, Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 4 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	2,263	19,6	1,959	116,9	253,9	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,917	6,7	0,669	81,94	105,5	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,427	3,0	0,297	60,57	67,67	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,220	1,5	0,150	46,60	49,28	✓

Figura 20 – Menu de seleção do programa da Danfoss
Fonte: Software Danfoss

Nota: Uma vez que o software apenas efectua o cálculo de tubagem até ao diâmetro de 4^{1/8}”, em que a velocidade é elevada optou-se por considerar o diâmetro de tubagem de 6^{1/8}”

Tubagem de ligação aos evaporadores – 60,77 kW – 2^{5/8}”

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: Carga térmica: 61,91 kW; Fluxo de massa na linha: 2314 kg/h; Capacidade de aquecimento: 91,11 kW

Evaporação: Temperatura: -10,0 °C; Superaquecimento útil: 5,0 K; Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C; Sub-resfriamento: 0 K; Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 66,3 °C

Críticos de seleção: Queda de pressão: Padrão bar; Velocidade: 12,00 m/s; Tamanho: ANSI 2 5/8" (66,68); Conexão: Solda ANSI; Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Refrigerante: R-404A

Famílias de produtos: tubo de cobre DIN-EN; tubo de cobre ANSI; curva de cobre 45 DIN-EN; curva de cobre 90 DIN-EN; curva de cobre 45 ANSI; curva de cobre 90 ANSI; redutor de cobre DIN-EN; redutor de cobre ANSI; expensor de cobre DIN-EN; expensor de cobre ANSI

Linha de sucção (Sistema de expansão seco, R-404A, Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 4 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28,58	1,526	11,9	1,193	56,34	89,20	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	0,529	3,7	0,371	37,00	42,53	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,221	1,5	0,151	26,12	27,64	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,056	0,4	0,038	15,03	15,24	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,019	0,1	0,013	9,74	9,79	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,008	0,1	0,005	6,83	6,84	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,004	0,0	0,003	5,05	5,05	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,002	0,0	0,001	3,88	3,88	✓

Figura 21 – Seleção da tubagem de refrigerados de aspiração para 80 mm
Fonte: Software Danfoss

Líquido

Tubagem geral – 729,27 kW – 3 5/8”

Relatório: Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: 743,0 kW

Evaporação: Temperatura: -10,0 °C

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C

Fluxo de massa na linha: 27770 kg/h

Superaquecimento útil: 5,0 K

Sub-resfriamento: 0 K

Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Superaquecimento adicional: 0 K

Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 66,3 °C

Critérios de seleção:

Queda de pressão: Padrão bar

Tamanho Conexão: Solda ANSI

Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão:

Comprimento: 10,00 m

Ângulo: 0 grau

Refrigerante: R404A

Famílias de produtos:

- tubo de cobre DIN-EN
- tubo de cobre ANSI**
- curva de cobre 45 DIN-EN
- curva de cobre 90 DIN-EN
- curva de cobre 45 ANSI
- curva de cobre 90 ANSI
- reductor de cobre DIN-EN
- reductor de cobre ANSI
- expansor de cobre DIN-EN
- expansor de cobre ANSI

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22,23	19,21	84,3	8,430	26,38	20,22	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28,58	4,934	11,4	1,138	15,48	37,20	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	1,701	3,7	0,366	10,17	14,11	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,708	1,5	0,150	7,18	8,26	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,178	0,4	0,037	4,13	4,28	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,061	0,1	0,013	2,68	2,71	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,025	0,1	0,005	1,88	1,88	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,012	0,0	0,003	1,39	1,39	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,006	0,0	0,001	1,07	1,07	⚠

Figura 22 – Seleção da tubagem de refrigerados de líquido para 80mm
Fonte: Software Danfoss

Tubagem de ligação aos evaporadores – 60,77 kW – 2 1/8”

Relatório: Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: 61,91 kW

Evaporação: Temperatura: -10,0 °C

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C

Fluxo de massa na linha: 2314 kg/h

Superaquecimento útil: 5,0 K

Sub-resfriamento: 0 K

Capacidade de aquecimento: 91,11 kW

Superaquecimento adicional: 0 K

Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 66,3 °C

Critérios de seleção:

Queda de pressão: Padrão bar

Tamanho Conexão: Solda ANSI

Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão:

Comprimento: 10,00 m

Ângulo: 0 grau

Refrigerante: R404A

Famílias de produtos:

- tubo de cobre DIN-EN
- tubo de cobre ANSI**
- curva de cobre 45 DIN-EN
- curva de cobre 90 DIN-EN
- curva de cobre 45 ANSI
- curva de cobre 90 ANSI
- reductor de cobre DIN-EN
- reductor de cobre ANSI
- expansor de cobre DIN-EN
- expansor de cobre ANSI

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 3/8	9,53	16,80	59,3	5,925	14,00	338,2	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1/2	12,7	3,046	6,7	0,674	7,13	12,54	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 5/8	15,88	0,908	1,9	0,192	4,40	5,26	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19,05	0,332	0,7	0,070	2,93	3,13	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22,23	0,163	0,3	0,034	2,20	2,27	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28,58	0,044	0,1	0,009	1,29	1,30	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	0,016	0,0	0,003	0,85	0,85	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,007	0,0	0,001	0,60	0,60	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,002	0,0	0,000	0,34	0,34	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,001	0,0	0,000	0,22	0,22	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,000	0,0	0,000	0,16	0,16	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,000	0,0	0,000	0,12	0,12	✓
<input type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,000	0,0	0,000	0,09	0,09	✓

Figura 23 – Seleção da tubagem de refrigerados de líquido continuação para 80mm
Fonte: Software Danfoss

Descarga

Tubagem geral – 729,27 kW – 4 1/8”

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: Carga térmica: 743,0 kW

Fluxo de massa na linha: 27770 kg/h

Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Evaporação: Temperatura: -10,0 °C

Superaquecimento útil: 5,0 K

Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C

Sub-resfriamento: 0 K

Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 66,3 °C

Critérios de seleção: Queda de pressão: Padrão bar

Velocidade: 10,00 m/s

Tamanho Conexão: Solda ANSI

Tamanho: ANSI 3 5/8" (92,08)

Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão: Comprimento: 10,00 m

Ângulo: 0 grau

Refrigerante: R404A

Famílias de produtos

- ▣ tubo de cobre DIN-EN
- ▣ tubo de cobre ANSI
- ↗ curva de cobre 45 DIN-EN
- ↗ curva de cobre 90 DIN-EN
- ↗ curva de cobre 45 ANSI
- ↗ curva de cobre 90 ANSI
- ▢ redutor de cobre DIN-EN
- ▢ redutor de cobre ANSI
- ▢ expansor de cobre DIN-EN
- ▢ expansor de cobre ANSI

Linha de descarga (Sistema de expansão seco. R404A. Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 4 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	15,61	51,0	5,105	99,58	478,4	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	6,378	15,1	1,514	70,30	108,7	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	1,549	3,3	0,330	40,44	44,43	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,514	1,1	0,107	26,22	27,03	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,209	0,4	0,043	18,37	18,60	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,098	0,2	0,020	13,58	13,66	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,051	0,1	0,010	10,45	10,48	✓

Figura 24 – Seleção da tubagem de refrigerados de descarga para 80mm
Fonte: Software Danfoss

Tubagens de congelados

Solução 150 mm

Balanco térmico total – 605,04 kW

Tubagem geral – 605,04 kW

Tubagem de ligação aos evaporadores – 50,42 kW

Aspiração

Tubagem geral – 605,04 kW – 6 1/8"

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Capacidade: Carga térmica: 605,0 kW

Fluxo de massa na linha: 25720 kg/h

Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C

Superaquecimento útil: 5,0 K

Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C

Sub-resfriamento: 0 K

Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 75,5 °C

Critérios de seleção: Queda de pressão: Padrão bar

Velocidade: 1,50 m/s

Tamanho Conexão: Solda ANSI

Tamanho: ANSI 4 1/8" (104,77)

Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão: Comprimento: 10,00 m

Ângulo: 0 grau

Refrigerante: R404A

Famílias de produtos

- ▣ tubo de cobre DIN-EN
- ▣ tubo de cobre ANSI
- ↗ curva de cobre 45 DIN-EN
- ↗ curva de cobre 90 DIN-EN
- ↗ curva de cobre 45 ANSI
- ↗ curva de cobre 90 ANSI
- ▢ redutor de cobre DIN-EN
- ▢ redutor de cobre ANSI
- ▢ expansor de cobre DIN-EN
- ▢ expansor de cobre ANSI

Linha de sucção (Sistema de expansão seco. R404A. Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 4 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	1,623	32,4	3,242	156,7	784,9	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,755	10,6	1,063	115,8	186,6	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,390	5,0	0,502	89,11	111,0	✓

Figura 25 – Seleção da tubagem de congelados de aspiração para 150mm
Fonte: Software Danfoss

Nota: Uma vez que o software apenas efectua o cálculo de tubagem até ao diâmetro de 4 1/8", em que a velocidade é elevada optou-se por considerar o diâmetro de tubagem de 6 1/8"

Tubagem de ligação aos evaporadores – 50,42 kW – 3 5/8"

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Condições de operação:

Capacidade: Carga térmica: 50,42 kW; Fluxo de massa na linha: 2144 kg/h; Capacidade de aquecimento: 91,12 kW

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C; Superaquecimento útil: 5,0 K; Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C; Sub-resfriamento: 0 K; Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 75,5 °C

Critérios de seleção: Queda de pressão: Padrão bar; Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Seleção: tubo de cobre ANSI 3 5/8

Selecioneado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	0,936	13,9	1,389	70,77	133,1	✓
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,392	5,0	0,504	49,96	62,30	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,099	1,2	0,120	28,74	30,27	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,034	0,4	0,041	18,63	18,96	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,014	0,2	0,017	13,06	13,15	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,007	0,1	0,008	9,65	9,69	✓
<input type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,004	0,0	0,004	7,43	7,44	✓

Figura 26 – Seleção da tubagem de congelados de aspiração para 150mm continuação
Fonte: Software Danfoss

Líquido

Tubagem geral – 605,04 kW – 3 5/8"

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Condições de operação:

Capacidade: Carga térmica: 605,0 kW; Fluxo de massa na linha: 25720 kg/h; Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C; Superaquecimento útil: 5,0 K; Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C; Sub-resfriamento: 0 K; Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 75,5 °C

Critérios de seleção: Queda de pressão: Padrão bar; Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Seleção: tubo de cobre ANSI 3 5/8. Resíduos na linha de líquido

Selecioneado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22,23	16,53	57,3	5,726	24,44	540,7	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28,58	4,251	9,7	0,965	14,34	30,83	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	1,467	3,1	0,314	9,42	12,52	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,612	1,3	0,129	6,65	7,51	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,154	0,3	0,032	3,83	3,94	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,053	0,1	0,011	2,48	2,50	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,022	0,0	0,005	1,74	1,75	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,010	0,0	0,002	1,28	1,29	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,006	0,0	0,001	0,99	0,99	⚠

Figura 27 – Seleção da tubagem de congelados de líquido para 150mm
Fonte: Software Danfoss

Tubagem de ligação aos evaporadores – 50,42 kW – 2 1/8"

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Clique no diagrama para selecionar a linha:
Linha selecionada - Linha de líquido

Refrigerante: R404A

Familias de produtos:

- ▣ tubo de cobre DIN-EN
- ▣ **tubo de cobre ANSI**
- ↳ curva de cobre 45 DIN-EN
- ↳ curva de cobre 90 DIN-EN
- ↳ curva de cobre 45 ANSI
- ↳ curva de cobre 90 ANSI
- ↳ redutor de cobre DIN-EN
- ↳ redutor de cobre ANSI
- ↳ expensor de cobre DIN-EN
- ↳ expensor de cobre ANSI

Condições de operação:

Capacidade: Carga térmica: 50,42 kW
Fluxo de massa na linha: 2144 kg/h
Capacidade de aquecimento: 91,12 kW

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C
Superaquecimento útil: 5,0 K
Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C
Sub-resfriamento: 0 K
Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 75,5 °C

Critérios de seleção:

Queda de pressão: Padrão bar Tamanho Conexão: Solda ANSI Queda de temperatura de saturação

Velocidade: 1,50 m/s Tamanho: ANSI 7/8" (22,23) Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão: Comprimento: 10,00 m Ângulo: 0 grau

Linha de líquido (Sistema de expansão seco, R404A, Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 2 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 3/8	9,53	14,48	45,0	4,502	12,97	167,4	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1/2	12,7	2,631	5,8	0,577	6,61	10,81	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 5/8	15,88	0,786	1,7	0,166	4,08	4,76	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 3/4	19,05	0,287	0,6	0,060	2,72	2,88	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 7/8	22,23	0,141	0,3	0,030	2,04	2,09	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 1 1/8	28,38	0,038	0,1	0,008	1,20	1,20	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	0,014	0,0	0,003	0,79	0,79	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	0,006	0,0	0,001	0,55	0,55	⚠
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	0,002	0,0	0,000	0,32	0,32	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,001	0,0	0,000	0,21	0,21	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,000	0,0	0,000	0,14	0,14	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,000	0,0	0,000	0,11	0,11	✓
<input type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,000	0,0	0,000	0,08	0,08	✓

Figura 28 – Seleção da tubagem de congelados de líquido para 150mm continuação
Fonte: Software Danfoss

Descarga

Tubagem geral – 605,04 kW – 4 1/8"

Relatório x Tubulação 1 + Novo

Sistema: Seco

Clique no diagrama para selecionar a linha:
Linha selecionada - Linha de descarga

Refrigerante: R404A

Familias de produtos:

- ▣ tubo de cobre DIN-EN
- ▣ **tubo de cobre ANSI**
- ↳ curva de cobre 45 DIN-EN
- ↳ curva de cobre 90 DIN-EN
- ↳ curva de cobre 45 ANSI
- ↳ curva de cobre 90 ANSI
- ↳ redutor de cobre DIN-EN
- ↳ redutor de cobre ANSI
- ↳ expensor de cobre DIN-EN
- ↳ expensor de cobre ANSI

Condições de operação:

Capacidade: Carga térmica: 605,0 kW
Fluxo de massa na linha: 25720 kg/h
Capacidade de aquecimento: 1093 kW

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C
Superaquecimento útil: 5,0 K
Superaquecimento adicional: 0 K

Condensação: Temperatura do ponto de ebulição: 45,0 °C
Sub-resfriamento: 0 K
Sub-resfriamento adicional: 0 K

Adicional: Temperatura de descarga: 75,5 °C

Critérios de seleção:

Queda de pressão: Padrão bar Tamanho Conexão: Solda ANSI Queda de temperatura de saturação

Velocidade: 10,00 m/s Tamanho: ANSI 3 5/8" (92,08) Queda de temperatura de saturação: 0,020 K/m

Critérios de seleção padrão: Comprimento: 10,00 m Ângulo: 0 grau

Linha de descarga (Sistema de expansão seco, R404A, Tubulação)

Seleção: tubo de cobre ANSI 4 1/8

Selecionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidade, entrada [m/s]	Velocidade, saída [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 1 3/8	34,93	14,32	44,0	4,399	98,49	365,2	⚠
<input type="radio"/>	ANSI 1 5/8	41,28	5,856	13,7	1,373	69,53	102,3	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 1/8	53,98	1,423	3,0	0,303	40,00	43,51	✓
<input type="radio"/>	ANSI 2 5/8	66,68	0,473	1,0	0,099	25,93	26,65	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 1/8	79,38	0,193	0,4	0,040	18,17	18,38	✓
<input type="radio"/>	ANSI 3 5/8	92,08	0,090	0,2	0,019	13,43	13,50	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 4 1/8	104,77	0,047	0,1	0,010	10,33	10,36	✓

Figura 29 – Seleção da tubagem de congelados de descarga para 150mm
Fonte: Software Danfoss

Os restantes dimensionamentos das tubagens das câmaras de refrigerados e de congelados encontram-se disponível no Anexo II.

5.4.2. Depósito de líquido

Solução 80 mm

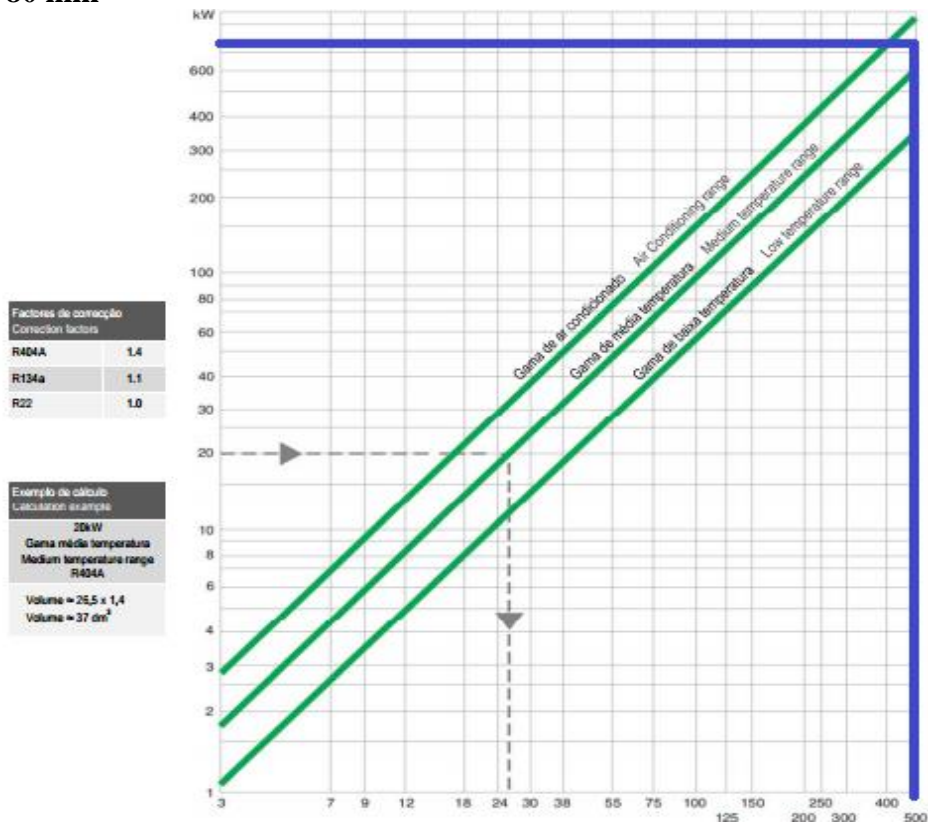


Figura 30 – Seleção do depósito de líquido para 80mm

Depósito de líquido – Tecnac CRH-500 – 500 dm³

DEPÓSITOS DE LÍQUIDO / LIQUID RECEIVERS
 TECNAC E BITZER - HORIZONTAIS E VERTICAIS
 TECNAC AND BITZER - HORIZONTAL AND VERTICAL

Modelo / Type	Diâmetro standard / Standard receiver	Tipo / Type	Volume / Volume	Peso / Weight	Dimensões / Dimensions															
					A	B	C	Ø D	E	F	G	H	I							
DEPÓSITOS TECNAC / TECNAC RECEIVERS																				
CRH-20	308	H	20	13.7	600	300	150	219	300	200	200	350	300							
CRH-30	373	H	30	21.0	900	500	200	219	300	300	140	350	300							
CRH-45	401	H	45	28.5	1350	600	375	219	300	340	140	350	300							
CRH-60	494	H	60	39.5	1200	600	300	273	357	370	170	400	350							
CRH-90	627	H	90	55.0	1780	800	490	273	357	370	170	400	350							
CRH-120	878	H	120	70.4	1750	1200	275	324	422	250	250	400	350							
CRH-150	1380	H	150	96.4	1330	800	265	406	503	370	170	550	500							
CRH-180	1433	H	180	111.4	1580	900	340	406	503	370	170	550	500							
CRH-250	1653	H	250	152.8	2170	1100	535	406	503	710	310	550	500							
CRH-300	2092	H	300	193.0	2310	1800	255	406	503	300	300	550	500							
CRH-360	2406	H	360	213.2	2680	1600	240	406	603	740	240	600	600							
CRH-500	2757	H	500	257.5	1764	1100	332	610	705	710	310	700	650							

Figura 31 – Seleção do depósito de líquido para 80mm continuação

Solução 150 mm

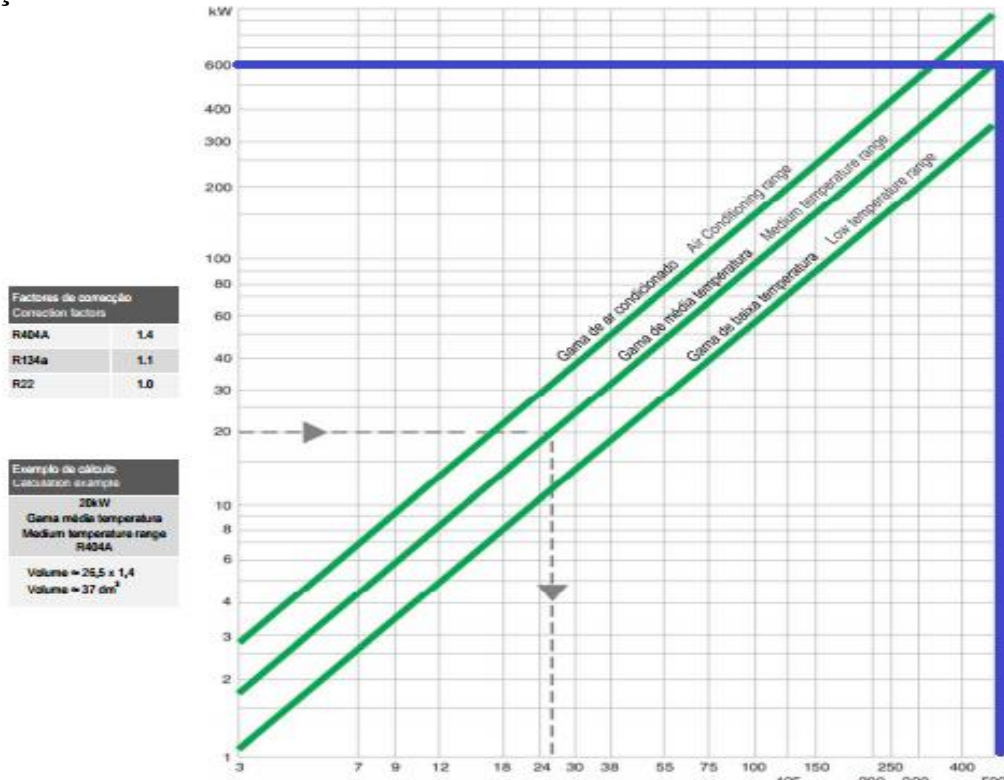


Figura 32 – Seleção do depósito de líquido para 150mm

Depósito de líquido – Tecnac CRH-500 – 500 dm³

DEPÓSITOS DE LÍQUIDO / LIQUID RECEIVERS

TECNAC E BITZER - HORIZONTAIS E VERTICAIS
 TECNAC AND BITZER - HORIZONTAL AND VERTICAL

Modelo / Type	Depósito standard / Standard receiver	Tipo / Type	Volume / Volume	Peso / Weight	Dimensões / Dimensions									
					A	B	C	ØD	E	F	G	H	I	
DEPÓSITOS TECNAC / TECNAC RECEIVERS														
CRH-20	308	H	20	13,7	600	300	150	219	300	200	200	350	300	
CRH-30	373	H	30	21,0	900	500	200	219	300	300	140	350	300	
CRH-45	401	H	45	28,5	1350	600	375	219	300	340	140	350	300	
CRH-60	494	H	60	38,5	1200	600	300	273	357	370	170	400	350	
CRH-90	627	H	90	55,0	1780	800	490	273	357	370	170	400	350	
CRH-120	878	H	120	70,4	1750	1200	275	324	422	250	250	400	350	
CRH-150	1380	H	150	96,4	1330	800	265	406	503	370	170	550	500	
CRH-180	1433	H	180	111,4	1580	900	340	406	503	370	170	550	500	
CRH-250	1653	H	250	152,8	2170	1100	535	406	503	710	310	550	500	
CRH-300	2092	H	300	193,0	2310	1800	255	406	503	300	300	550	500	
CRH-350	2408	H	350	217,2	2680	1600	240	406	602	710	210	660	600	
CRH-500	2757	H	500	257,5	1764	1100	332	610	705	710	310	700	650	

Figura 33 – Seleção do depósito de líquido para 150 mm, continuação

Os restantes dimensionamentos do depósito de líquido das câmaras de refrigerados e de congelados encontram-se disponível no Anexo III.

6. Análise económica

A análise económica a efetuar neste capítulo, será desenvolvida considerando que o investidor tem capital próprio suficiente para realizar a respetiva obra. Assim, terá capacidade financeira para suportar o investimento inicial e os custos de exploração da instalação.

Para cada caso em estudo, serão quantificados os valores dos custos dos equipamentos, dos respetivos painéis isotérmicos e de exploração da instalação. Estes valores não incluem o IVA.

Por fim, será determinado o período de recuperação do investimento da respetiva instalação, em relação à câmara de menor espessura de isolamento.

6.1. Custo dos equipamentos

Nesta análise, apenas são contabilizados os equipamentos principais, nomeadamente os evaporadores, condensadores e compressores. Não são tidos em conta os equipamentos auxiliares, tais como válvulas, filtros, depósitos, tubagens, etc., pois não foi realizado o projeto final para cada caso em estudo.

Os valores dos custos dos equipamentos que se apresentam, foram fornecidos pelos respetivos fabricantes ou pelos seus representantes no País.

6.1.1. Câmaras de refrigerados

Nos quadros seguintes, para cada caso, são apresentados os custos dos equipamentos principais selecionados.

Solução 80 mm

Tabela 40 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 80 mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total equipamentos
Evaporadores	Centauro MTB/E 6T2/100	9.646,00 €	12	115.752,00 €	229.636,20 €
Compressores	Bitzer OSK 8561 –K	12.607,00 €	4	50.428,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1291/844 T	31.728,10 €	2	63.456,20 €	

Solução 100 mm

Tabela 41 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 100 mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total equipamentos
Evaporadores	Centauro MTB/E 6T2/100	9.646,00 €	12	115.752,00 €	229.636,20 €
Compressores	Bitzer OSK 8561 –K	12.607,00 €	4	50.428,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1291/844 T	31.728,10 €	2	63.456,20 €	

Solução 120 mm

Tabela 42 – Custo dos equipamentos das C.R. para a solução 120 mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total da instalação
Evaporadores	Centauro MTB/E 6S3/186	9.559,40 €	12	114.712,80 €	228.597,00 €
Compressores	Bitzer OSK 8561 –K	12.607,00 €	4	50.428,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1291/844 T	31.728,10 €	2	63.456,20 €	

6.1.2. Câmaras de congelados

Solução 150 mm

Tabela 43 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 150 mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total da instalação
Evaporadores	Centauro DDC/E 8T2/94	10.423,60 €	12	125.083,20 €	295.273,00 €
Compressores	Bitzer OSN 8591 –K	16.590,00 €	6	99.540,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1291/938 T	35.324,90 €	2	70.649,80 €	

Solução 200 mm

Tabela 44 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 200mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total da instalação
Evaporadores	Centauro DDC/E 8T2/94	10.423,60 €	12	125.083,20 €	295.273,00 €
Compressores	Bitzer OSN 8591 –K	16.590,00 €	6	99.540,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1291/938 T	35.324,90 €	2	70.649,80 €	

Solução 240 mm

Tabela 45 – Custo dos equipamentos das C.C. para a solução 240 mm

	Modelo	Valor unitário	Quantidade	Valor total	Custo total da instalação
Evaporadores	Centauro DDC 8S3/80	10.248,50 €	12	122.982,00 €	265.748,20 €
Compressores	Bitzer OSN 8591 –K	16.590,00 €	5	82.950,00 €	
Condensador	Centauro VACD 1091/766 T	29.908,10 €	2	59.816,20 €	

É de notar que quanto maior for a espessura de isolamento dos painéis isotérmicos, menores serão os equipamentos e consequentemente menor será o seu custo, isto é, aumentando a espessura do isolamento aumenta a resistência térmica total, e diminui o coeficiente global de transmissão de calor o que resultará numa diminuição da carga térmica através das paredes, teto e pavimento.

6.2. Custo dos painéis isotérmicos

Apresentam-se de seguida os valores dos custos dos painéis, que são função da respetiva espessura e da área das paredes, teto e pavimento que é constante para todos os casos.

Os preços são apenas dos painéis, pois não incluem o transporte e a respetiva montagem.

6.2.1. Câmaras de refrigerados

Para as câmaras de refrigerados os painéis são com junta seca.

Tabela 46 – Custo dos painéis isotérmicos para C.R.

Espessura	Preço de painel isotérmico [€/m ²]	Área total das paredes, teto e pavimento [m ²]	Valor total [€]
80 mm	28,00 €	10.800	302.400,00 €
100 mm	31,30 €		338.040,00 €
120 mm	34,40 €		371.520,00 €

6.2.2. Câmaras de congelados

Para as câmaras de refrigerados os painéis são com junta injetada.

Tabela 47 – Custo dos painéis isotérmicos para C.C.

Espessura	Preço de painel isotérmico [€/m²]	Área total das paredes, teto e pavimento [m²]	Valor total [€]
150 mm	44,40 €	10.800	479.520,00 €
200 mm	53,90 €		582.120,00 €
240 mm	60,80 €		656.640,00 €

Estes valores foram obtidos através de especialistas de câmaras frigoríficas (Empresa Consulfrío, Lda). É de observar que esses preços não incluem o transporte e a montagem. Nota-se que para as câmaras de refrigerados e de congelados, cada espessura de isolamento, quanto maior for a espessura de isolamento maior será o preço dos painéis isotérmicos.

6.3. Custos de exploração das câmaras frigoríficas

Nos quadros seguintes, são apresentados os custos de exploração das câmaras frigoríficas, em termos de consumos elétricos dos respetivos equipamentos. Não são tidos em conta, os custos de manutenção e de condução das câmaras.

O valor do custo da energia considerado é o de Portugal, pois o custo da energia em Angola varia conforme a zona do País, podendo, em alguns casos, ser necessário recorrer a geradores de energia, o que iria aumentar significativamente o seu valor.

6.3.1. Câmaras de refrigerados

Solução 80 mm

Tabela 48 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 80 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço energia [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Facto de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Vent.	3,6	22	12	950,4	0,15 €	142,56 €	4.276,80 €	0,91	3.897,42 €	44.353,40 €	532.240,80 €
	Resistências elétricas	37,95	2	12	910,8	0,15 €	136,62 €	4.098,60 €	0,91	3.735,03 €		
Compressores		110	18	4	7.920	0,15 €	1.188,00 €	35.640,00 €	0,97	34.495,95 €		
Condensador		13,8	18	2	496,8	0,15 €	74,52 €	2.235,60 €	1,00	2.224,99 €		

Solução 100 mm

Tabela 49 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 100 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço do [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Factor de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Ventilação	3,6	22	12	950,4	0,15 €	142,56 €	4.276,80 €	0,89	3.796,02 €	43.257,32 €	519.087,84 €
	Resistências elétricas	37,95	2	12	910,8	0,15 €	136,62 €	4.098,60 €	0,89	3.637,85 €		
Compressores		110	18	4	7.920	0,15 €	1.188,00 €	35.640,00 €	0,94	33.598,45 €		
Condensador		13,8	18	2	496,8	0,15 €	74,52 €	2.235,60 €	1,00	2.224,99 €		

Solução 120 mm

Tabela 50 – Consumo elétrico das C.R. para a solução 120 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço do [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Facto de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Ventilação	2,82	22	12	744,48	0,15 €	111,67 €	3.350,16 €	0,98	3.280,29 €	41.339,77 €	496.077,24 €
	Resistências elétricas	34,8	2	12	835,2	0,15 €	125,28 €	3.758,40 €	0,98	3.680,02 €		
Compressores		110	18	4	7.920	0,15 €	1.188,00 €	35.640,00 €	0,90	32.154,47 €		
Condensador		13,8	18	2	496,8	0,15 €	74,52 €	2.235,60 €	1,00	2.224,99 €		

6.3.2. Câmaras de congelados

Solução 150 mm

Tabela 51 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 150 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço do [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Facto de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Ventilação	3,6	22	12	950,4	0,15 €	142,56 €	4.276,80 €	0,92	3.955,18 €	62.203,68 €	746.444,16 €
	Resistências elétricas	45,54	2	12	1.092,96	0,15 €	163,94 €	4.918,32 €	0,92	4.548,45 €		
Compressores		132	16	6	12.672	0,15 €	1.900,80 €	57.024,00 €	0,89	50.618,84 €		
Condensador		22,08	16	2	706,56	0,15 €	105,98 €	3.179,52 €	0,97	3.081,21 €		

Solução 200 mm

Tabela 52 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 200 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço do [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Facto de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Ventilação	3,6	22	12	950,4	0,15 €	142,56 €	4.276,80 €	0,88	3.756,71 €	59.237,00 €	710.844,00€
	Resistências elétricas	45,54	2	12	1.092,96	0,15 €	163,94 €	4.918,32 €	0,88	4.320,22 €		
Compressores		132	16	6	1.2672	0,15 €	1.900,80 €	57.024,00 €	0,84	48.078,86 €		
Condensador		22,08	16	2	706,56	0,15 €	105,98 €	3.179,52 €	0,97	3.081,21 €		

Solução 240 mm

Tabela 53 – Consumo elétrico das C.C. para a solução 240 mm

Equipamentos		Potência elétrica [kW]	Nº de horas de funcion.	Nº de equip.	Energia elétrica consumida [kWh]	Preço do [€/kWh]	Custo diário [€]	Custo mensal [€]	Facto de Ponderação	Custo mensal final [€]	Custo total mensal [€]	Custo total anual [€]
Evapor.	Ventilação	2,82	22	12	744,48	0,15 €	111,67 €	3.350,16 €	0,97	3.263,52 €	55.936,35 €	671.236,20 €
	Resistências elétricas	43,5	2	12	1.044	0,15 €	156,60 €	4.698,00 €	0,97	4.576,51 €		
Compressores		132	16	5	10.560	0,15 €	1.584,00 €	47.520,00 €	0,96	45.476,14 €		
Condensador		18,4	16	2	588,8	0,15 €	88,32 €	2.649,60 €	0,99	2.620,18 €		

6.4. Período de recuperação do investimento

Apresentam-se em seguida os valores do investimento inicial para os diferentes casos em estudo e os custos de exploração das respetivas instalações. Assim, é possível determinar o período de recuperação do investimento tendo por base os casos de menor espessura dos painéis isotérmicos considerados.

6.4.1 Investimento inicial

Tabela 54 – Investimento inicial

Câmaras de refrigerados	
Espessura	Equipamento +Painéis isotérmicos
80 mm	532.036,20 €
100 mm	567.676,20 €
120 mm	600.117,00 €
Câmaras de congelados	
150 mm	774.793,00 €
200 mm	877.393,00 €
240 mm	922.388,20 €

6.4.2. Custos de exploração das câmaras frigoríficas

Como referido anteriormente, os custos de exploração das instalações frigoríficas referem-se apenas ao consumo elétrico dos equipamentos selecionados.

Câmaras de refrigerados

Tabela 55 – Custos de exploração das C.R.

Espessura	1º Ano	2º Ano	3º Ano	4º Ano	5º Ano
80 mm	532.240,80 €	1.064.481,60 €	1.596.722,40 €	2.128.963,20 €	2.661.204,00 €
100 mm	519.087,84 €	1.038.175,68 €	1.557.263,52 €	2.076.351,36 €	2.595.439,20 €
120 mm	496.077,24 €	992.154,48 €	1.488.231,72 €	1.984.308,96 €	2.480.386,20 €

Na tabela e gráfico seguintes, podemos determinar o período de recuperação do investimento para as câmaras de refrigerados.

Tabela 56 – Período de recuperação do investimento para as C.R.

Espessura	1º Ano	2º Ano	3º Ano	4º Ano	5º Ano
80 mm	1.064.285,00 €	1.596.517,80 €	2.128.758,60 €	2.660.999,40 €	3.193.240,20 €
100 mm	1.086.764,24 €	1.605.851,88 €	2.124.939,72 €	2.644.027,56 €	3.163.115,40 €
120 mm	1.096.194,24 €	1.592.271,48 €	2.088.348,72 €	2.584.425,96 €	3.080.503,20 €

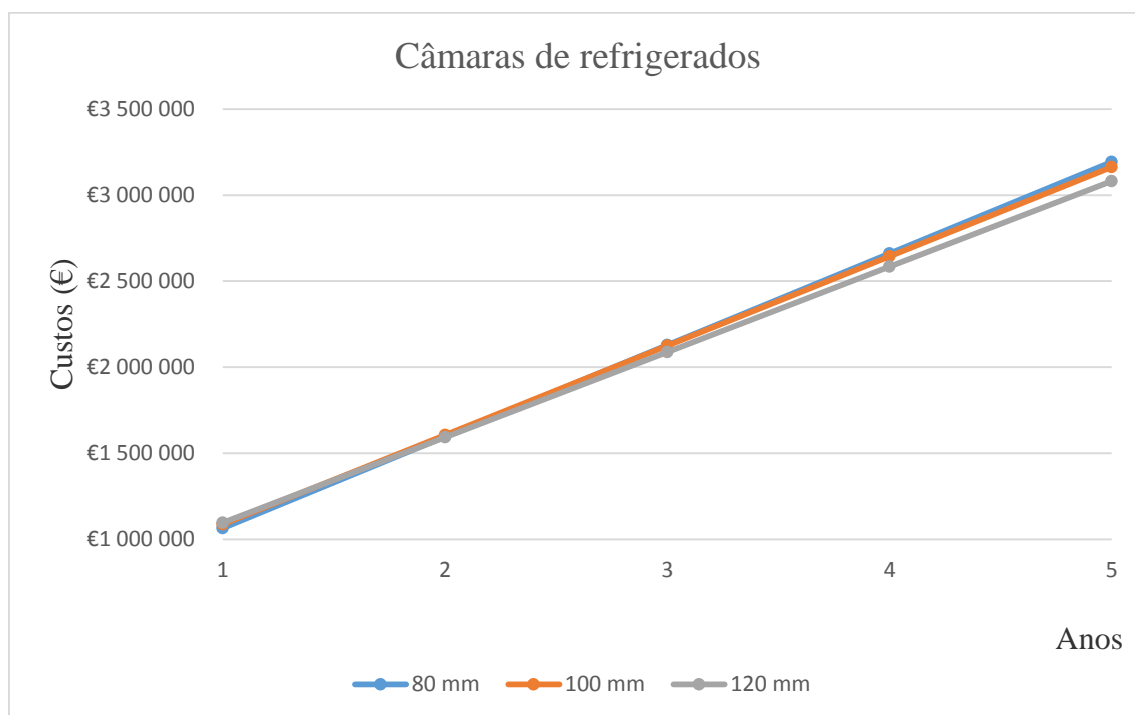


Figura 34 – Período de recuperação do investimento para as C.R.

Para as câmaras de refrigerados, a aplicação de uma espessura de isolamento dos painéis isotérmicos de 100 mm em relação aos painéis com uma espessura de 80 mm, o investimento inicial é recuperado em 3 anos. No caso dos painéis isotérmicos com uma espessura de 120 mm, o investimento inicial é recuperado em 2 anos.

Câmaras de congelados

Tabela 57 – Custos de exploração das C.C.

Espessura	1º Ano	2º Ano	3º Ano	4º Ano	5º Ano
150 mm	746.444,16 €	1.492.888,32 €	2.239.332,48 €	2.985.776,64 €	3.732.220,80 €
200 mm	710.844,00 €	1.421.688,00 €	2.132.532,00 €	2.843.376,00 €	3.554.220,00 €
240 mm	671.236,20 €	1.342.472,40 €	2.013.708,60 €	2.684.944,80 €	3.356.181,00 €

O período de recuperação de investimento para as câmaras de congelados é apresentado na tabela e gráfico seguinte.

Tabela 58 – Período de recuperação do investimento para as C.C.

Espessura	1º Ano	2º Ano	3º Ano	4º Ano	5º Ano
150 mm	1.521.237,16 €	2.267.681,32 €	3.014.125,48 €	3.760.569,64 €	4.507.013,80 €
200 mm	1.588.237,00 €	2.299.081,00 €	3.009.925,00 €	3.720.769,00 €	4.431.613,00 €
240 mm	1.593.624,40 €	2.264.860,60 €	2.936.096,80 €	3.607.333,00 €	4.278.569,20 €

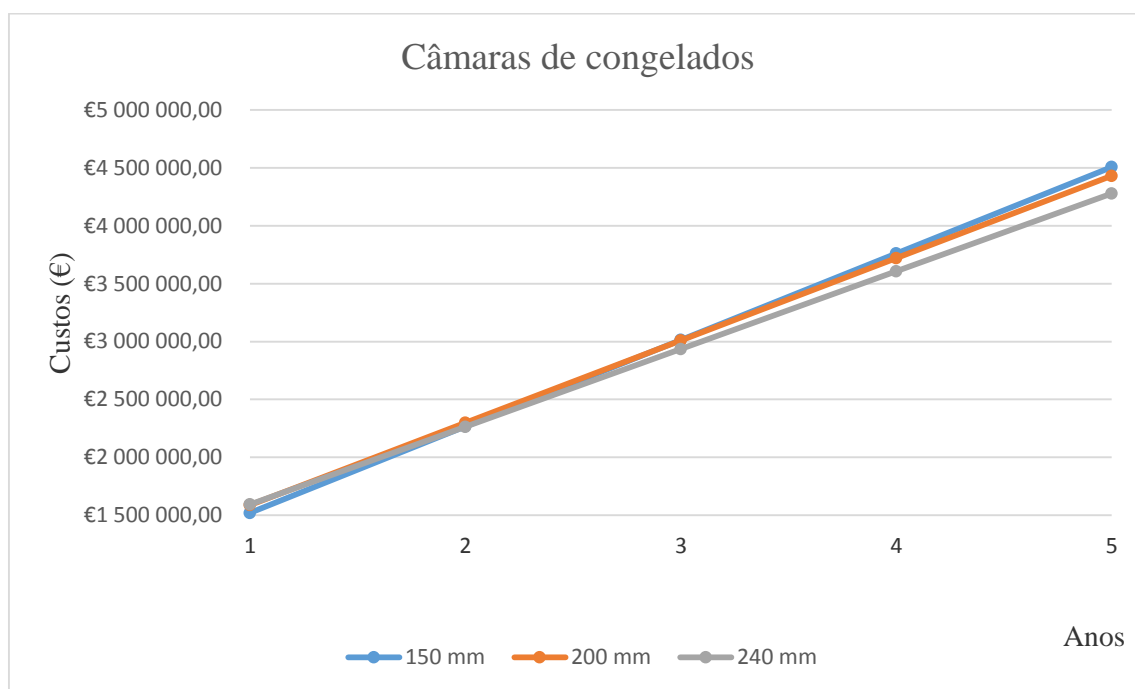


Figura 35 – Período de recuperação do investimento para as C.C.

Para as câmaras de congelados, a aplicação de uma espessura de isolamento dos painéis isotérmicos de 200 mm em relação aos painéis com uma espessura de 150 mm, o investimento inicial é recuperado em 3 anos. No caso dos painéis isotérmicos com uma espessura de 240 mm, o investimento inicial é recuperado em 2 anos.

Deste modo podemos inferir que quanto maior for a espessura dos painéis isotérmicos que considerarmos, mais rapidamente recuperamos o investimento inicial e menores são os custos de exploração das instalações ao longo dos anos.

De referir que as espessuras dos painéis isotérmicos consideradas tanto nas câmaras de refrigerados como nas câmaras de congelados são as que se utilizam no mercado para cada tipo de câmara.

7. Conclusões

O cálculo das cargas térmicas de uma instalação frigorífica é fundamental para o dimensionamento de todos os equipamentos que constituem o respetivo sistema de produção de frio. Como podemos verificar, tanto nas câmaras de refrigerados como nas câmaras de congelados, a maior carga térmica é a do produto. A carga térmica da envolvente, paredes, teto e pavimento, apresenta um valor elevado, sendo nas câmaras de refrigeração o segundo valor mais alto. Nas câmaras de congelados, as cargas térmicas devido à abertura de portas, os ventiladores dos evaporadores e as suas resistências de descongelação, apresentam valores significativos.

A intenção deste trabalho é tentar minimizar as cargas térmicas da envolvente, aplicando painéis isotérmicos de maior espessura e verificar as consequências no dimensionamento dos equipamentos e respetiva redução do investimento inicial e dos custos de exploração das instalações.

Foram selecionadas três espessuras de isolamento dos painéis isotérmicos para cada uma das câmaras frigoríficas: nas câmaras de refrigeração consideraram-se as espessuras de 80 mm, 100 mm e 120 mm; nas câmaras de congelação selecionaram-se as espessuras de 150 mm, 200 mm e 240 mm. Para cada câmara e para cada espessura de isolamento, foram calculadas as cargas térmicas e dimensionados os respetivos equipamentos dos sistemas de produção de frio, nomeadamente os evaporadores, compressores e condensadores. Foram também dimensionados os depósitos de líquido e os troços principais das tubagens de fluído frigorífero.

Em seguida foi efetuada uma análise económica simplificada de modo a poder determinar o período de recuperação do investimento dos painéis isotérmicos com maior espessura relativamente ao de menor espessura, para cada tipo de câmara frigorífica. Assim, conhecendo os equipamentos principais, foi determinado o investimento inicial para cada câmara e espessura de isolamento considerada, que é composto pelos custos dos equipamentos e dos painéis isotérmicos. Foram também calculados os custos de exploração das instalações em função apenas dos consumos elétricos dos equipamentos. Como se pode verificar, quanto maior for a espessura do isolamento, menor o período de recuperação do investimento. Para as câmaras de refrigerados, com uma espessura de 100 mm recupera-se o investimento inicial em três anos em relação à espessura de 80 mm; para uma espessura de 120 mm o investimento inicial é recuperado em dois anos relativamente à espessura de 80 mm. Nas câmaras de congelados, o resultado é

semelhante, para uma espessura de 200 mm o investimento inicial é recuperado em três anos em relação à espessura de 150 mm; no caso da espessura de 240 mm o investimento é recuperado em dois anos.

Assim, podemos concluir que quanto maior for a espessura do isolamento, teremos menores custos em termos de investimento inicial dos equipamentos e também na exploração das instalações, o que compensa bastante o aumento dos custos dos painéis de maior espessura.

As espessuras de isolamento consideradas tanto nas câmaras de refrigeração como nas câmaras de congelação são as espessuras que se utilizam normalmente no mercado.

Na análise económica realizada, não se consideraram os custos da construção das câmaras, dos equipamentos auxiliares tais como depósitos, filtros, válvulas, tubagens, etc., bem como os custos de manutenção e de condução das instalações. Se estes valores fossem tidos em conta, o período de recuperação das instalações seria superior mas os valores relativos manter-se-iam, isto é, as câmaras com painéis de maior espessura teriam um período de recuperação do investimento inicial mais curto.

8. Referências bibliográficas

- [1] DOSSAT, Roy J., *Princípios de Refrigeração*, 4ª edição, Hemus editora, 1997
- [2] COSTA, Ênnio Cruz, *Refrigeração*, 3ª edição Editora Edgard Blücher Ltda., 1982.
- [3] CREUS, J. Alarcon, *Tratado Prático de Refrigeração Automática*, 8ª edição Dinalivro, 1978.
- [4] Centro de Distribuição Perdigão, Rio Verde (2009).
- [5] www.tche.pini.com.br.
- [6] <http://www.ambientegegado.com.br/v21/compressor-mainmenu-45.html>
- [7] [pt.wikipedia.org/wiki/Luanda_\(província\)](http://pt.wikipedia.org/wiki/Luanda_(província))
- [8] <http://www.arneg.pt/produtos/portas-isotermicas/portas-pivotantes/pvt-isothermaldoors/pt?FILTRO>
- [9] http://www.daytonashrae.org/psychrometrics_si.html#view
- [10] Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica (INAMET)-Angola
- [11] <https://www.bitzer.de/websoftware/>
- [12] <http://wiki.sj.cefetsc.edu.br/wiki/images/9/98/Projetcamaras.pdf>
- [13] CUNHA, *Guia prática da Utilização do Frio nas Pequenas, Médias e Grandes Superfícies*, 1999.
- [14] MONTEIRO V, *Novas Técnicas de Refrigeração Comercial em Hotelaria*, Volume II, 2002.
- [15] ARNEG PORTUGUESA, *Câmaras Frigoríficas*, Sintra – Portugal, 1996, Catálogos Comerciais.
- [16] CASTEL, *Produto para R134a e R404A*, Pessano – Itália, 1996, Catálogo Geral.
- [17] CENTAURO, *Documentos e Tabelas Técnicos, Castelo Branco* – Portugal, 1988, Catálogo Técnicos e Comerciais.
- [18] DOSSAT, ROY, *Manual de Refrigeração, Volumes I, II, III e IV*, 1980, Hemus Editora.
- [19] LENOUEAU POHLMANN. *Manuel Technique Du Froid*, 1983.
- [20] Guerra, Matos, *Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas*, ISEL.

[21] Sánchez, M. Teresa, et al, *INGENIERIA DEL FRIO: TEORIA Y PRÁCTICA AMV EDICIONES*; 2001.

LISTA DE ANEXOS

Anexo I

Cálculo das cargas térmicas para as câmaras de refrigeração com espessuras de 100 e 120 mm e para as câmaras de congelados com espessuras de 200 e 240 mm

Anexo II

Dimensionamento das tubagens para a câmaras de refrigerados e câmaras de congelados

Anexo III

Dimensionamento dos depósitos de líquidos para câmaras de refrigerados e câmaras de congelados

Anexo IV

Desenho das câmaras