



Departamento
de Engenharia Mecânica

Otimização do processo de seleção de equipamento de frio para câmaras frigoríficas positivas

Relatório apresentado para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, especialização em Projeto, Instalação e
Manutenção de Sistemas Térmicos

Autor

Nuno Miguel Fernandes Gomes

Orientador

Prof. Doutor João Manuel Nogueira Malça de Matos Ferreira

Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Coimbra, julho, 2017

Relatório de estágio

apresentado para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica

Especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Sistemas
Térmicos

Autor

Nuno Miguel Fernandes Gomes

Orientador

Doutor João Manuel Nogueira Malça de Matos Ferreira

Professor do Departamento de Engenharia Mecânica
Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Supervisores

Doutora Olga Castro

Engenheiro Alberto Morais

SKK – Refrigeração e Climatização, Lda

Coimbra, julho, 2017

“O sucesso é o produto de três fatores: talento, trabalho e sorte”

Valtour

Dedicatória

Aos meus pais e irmão.

Resumo

Existem hoje em dia inúmeras aplicações de frio industrial distribuídas por áreas de negócio diversificadas como sejam a agricultura, a indústria do pescado, as frutarias, o sector dos lacticínios, as panificadoras, a indústria das carnes, etc... A crescente exigência do mercado dos produtos pode ser vista a vários níveis, como sejam a automatização e a modernização dos negócios, a qualidade no armazenamento dos produtos, o investimento nos equipamentos de frio industrial, o consumo elétrico dos equipamentos de frio, a eficiência energética associada às soluções de frio industrial, requerendo, portanto, uma resposta célere e eficaz por parte dos projetistas de refrigeração.

Foi com o objetivo de auxiliar os projetistas do setor de refrigeração que se desenvolveu este estágio curricular, estando as atividades descritas neste relatório as atividades desenvolvidas durante o mesmo. O estágio está integrado no currículo do mestrado em eng.^a mecânica do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra (ISEC) e decorreu na empresa SKK[®], sediada em Guifões, Matosinhos.

No estágio foi feita uma análise em detalhe ao cálculo das cargas térmicas, pois estas são a base de todos os projetos. Se as cargas térmicas forem mal calculadas, teremos toda a instalação mal projetada e os danos podem ser enormes, desde o desgaste acentuado dos equipamentos, ao aumento dos consumos dos equipamentos, podendo levar à alteração das propriedades dos produtos armazenados (a alteração dos diferenciais de temperatura Δt 's, implica alterações na humidade relativa no interior das câmaras frigoríficas).

Neste relatório, descreve-se a metodologia de cálculo utilizada, bem como a folha de cálculo desenvolvida. Esta folha de cálculo surge com o intuito de permitir ao projetista selecionar os vários equipamentos sem necessitar de consultar várias ferramentas de cálculo, pois frequentes vezes os projetistas têm de consultar 3 ou 4 softwares para concluírem um projeto.

Foi no sentido de colmatar essa perda de tempo (consulta de vários softwares, procura dos códigos dos artigos, elaboração de lista de encomenda, etc...), que foi desenvolvida a folha de cálculo, outra vantagem da folha de cálculo é o fato de existir uma folha de orçamentação que permite ao utilizador manipular os preços de acordo com as suas necessidades. Por fim, a folha de cálculo elabora automaticamente uma lista de encomenda, onde se encontram todos os equipamentos selecionados, com os respetivos códigos da empresa.

No entanto, a folha de cálculo desenvolvida não apresenta só vantagens. Por exemplo, a seleção de um componente específico (válvula de solenoide) só é possível recorrendo a outro software.

Outra desvantagem prende-se com o facto de a folha de cálculo não apresentar sugestões automáticas, ou seja, o utilizador tem de ir alterando os modelos dos equipamentos até estes estarem de acordo com as condições estabelecidas. A folha de cálculo necessita ainda de alguns ajustes, em relação a alguns pressupostos, mas isso apenas será possível recorrendo à vasta experiência dos projetistas da empresa SKK[®]. Apesar destas limitações, a ferramenta está funcional, pois foi testada em diversos projetos, sendo os resultados satisfatórios.

Foram ainda efetuadas duas simulações de casos práticos, que servem para demonstrar que não existe um consenso nos resultados obtidos. Cada software tem os seus pressupostos, daí os resultados serem diferentes. O mais importante é que o projetista consiga interpretar bem os resultados e entenda as diferenças.

Por fim, resta-me referir que esta experiência foi deveras enriquecedora e estimulante, na medida em que permitiu um contato direto com a realidade da refrigeração industrial através do vasto Know-how da empresa SKK[®].

Palavras-chave: Conservação, Equipamentos, Fluidos frigoríficos, Folha de cálculo, Potência frigorífica, Projeto, Refrigeração.

Abstract

This report describes the activities I have developed during my curricular internship at SKK[®], a company based in Guifões, Matosinhos, that designs and supplies components and systems for the refrigeration industry. This internship was integrated in the Master's Degree in Mechanical Engineering of ISEC, Polytechnic Institute of Coimbra.

Nowadays, there are several applications for the cold industry, namely in food manufacturing and processing, transportation and distribution, pharmaceutical, plastics, electronics and other industries. Applications can be seen at different levels, such as automation and modernization of businesses, improvement of the quality of storage and of the energy efficiency of industrial cold solutions, thus demanding a quick and efficient response from refrigeration engineers and technicians.

Very often, designers have to use three or four different software packages to perform the task of designing refrigeration solutions for a specific application, which is very time consuming. In this way, the main goal of my internship was to create a software tool that allows the integrated selection and sizing of refrigeration systems, from main components to single accessories, which, as a whole, respond to the specific requirements of the customer. Moreover, the tool is linked to the sales department of the company, enabling the quick filling of order forms and the simulation of prices and profit for the company. Finally, with each simulation a comprehensive report is generated, with all the equipment and accessories selected and the respective company codes. The tool has been fully tested using real world projects, with satisfying results. Of course, there may be adjustments in the future, based on the vast experience of the engineers and technicians at SKK[®].

To conclude, I would like to say that this was a very stimulating and enriching experience, which allowed me to directly contact with the real world at the professional level.

Key-words: Calculation sheet, Conservation, Equipment, Project, Refrigeration, Refrigeration power, Refrigerant gas.

Agradecimentos

Mais do que um trabalho individual, este relatório é o resultado da colaboração e contributo de diversas pessoas num processo que foi tudo menos solitário. Por esta razão quero expressar os meus sinceros agradecimentos.

Em primeiro lugar aos meus pais e irmão, pelo estímulo e apoio incondicional desde o início desta etapa, pela paciência e grande amizade com que sempre me aconselharam.

Ao Professor Doutor João Malça, por todo o seu contributo, disponibilidade e amizade.

Ao Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, instituição à qual me orgulho de pertencer.

Ao Sr. João e à Sr.^a Noémia, pela paciência e pelo sentido de companheirismo que sempre demonstraram ao longo dos seis meses que passamos em LAVRA.

Aos colegas da empresa SKK[®], pela forma respeitosa e generosa com que me acolheram e orientaram ao longo dos seis meses que passei na empresa, em especial à Dr.^a Olga Castro e ao Eng. Alberto Morais.

Aos colegas da FEUP e do ISEP, por partilharem os seus conhecimentos.

Às restantes pessoas que partilharam comigo os seus conhecimentos ao longo deste percurso académico. Sem elas, o resultado final não seria tão satisfatório e completo como acabou por ser.

Índice

Resumo	ix
Abstract.....	xi
Agradecimentos	xiii
Abreviaturas e Acrónimos	xxiii
Simbologia.....	xxv
1. Introdução.....	1
1.1 A empresa SKK®	2
1.2 O relatório em ambiente empresarial	3
1.3 Metodologia de trabalho	3
1.4 Estrutura do relatório	4
2. Projeto.....	5
2.1 Conceção do projeto – Três pontos de vista	5
2.2 Os custos da câmara frigorífica	6
2.3 Cálculo e dimensionamento	6
2.4 Pressupostos de projeto	7
2.5 Balanço térmico	9
2.6 Cálculo da carga térmica	10
3. Ferramenta de cálculo desenvolvida na SKK®	29
3.1 Cargas térmicas.....	29
3.2 Seleção do evaporador	39
3.3 Seleção da válvula termostática de expansão	44
3.4 Seleção da válvula de solenoide	47
3.5 Seleção de compressor.....	49
3.6 Seleção de condensador.....	52
3.7 Seleção de grupo de condensação	54
3.8 Seleção de tubagem	56
3.9 Seleção de componentes.....	60
3.10 Seleção de sistemas de controlo	71
3.11 Orçamento	73
3.12 Proposta Comercial	73
3.13 Lista de encomenda	73
3.14 Fluidos frigorigéneos e o meio ambiente	74

3.15 Esquema de instalação.....	78
3.16 Relatório completo	78
4. Aplicação da ferramenta desenvolvida a 2 casos práticos.....	79
4.1 Conservação de cogumelos	79
4.2 Conservação de frutos vermelhos.....	87
5. Conclusões.....	93
6. Referências	95
7. Anexos.....	97
7.1 Caso prático 1 (conservação de cogumelos).....	99
7.2 Caso prático 2 (conservação de frutos vermelhos).....	109
7.3 Relatório final completo produzido pela ferramenta NGCALC	115
7.4 Valores médios da temperatura do solo a diferentes profundidades	121

Índice de Figuras

<i>Figura 1 - Principais componentes de uma instalação de uma câmara frigorífica. Adaptado de blogdesenhotecnico.wordpress.com</i>	1
<i>Figura 2 - Instalações da SKK®. Adaptado de Google Earth</i>	2
<i>Figura 3 - Localização geográfica da empresa SKK®. Adaptado de Google Earth</i>	2
<i>Figura 4 - Fluxograma para realização do projeto</i>	8
<i>Figura 5 - Balanço Térmico</i>	10
<i>Figura 6 - "Perdas de calor" numa câmara frigorífica. Adaptado de Mega Carrier</i>	11
<i>Figura 7 – Condutividade térmica para diversos materiais (ASHRAE, 2014)</i>	13
<i>Figura 8 - Espessuras mínimas recomendadas Adaptado de POLYCALHA</i>	14
<i>Figura 9 – Detalhe de uma placa de isolamento. Adaptado de ISOPOR</i>	14
<i>Figura 10 - Esquema gráfico para calor sensível e calor latente (Danfoss, 2011)</i>	16
<i>Figura 11 - Tipos de produtos. Adaptado de oblogdakaren.com</i>	17
<i>Figura 12 – Interface localização geográfica</i>	30
<i>Figura 13 - Detalhe de seleção do local da instalação</i>	30
<i>Figura 14 – Interface referente à constituição da câmara frigorífica</i>	31
<i>Figura 15 - Detalhe de seleção do tipo de isolamento</i>	31
<i>Figura 16 - Detalhe de seleção da espessura do isolamento</i>	31
<i>Figura 17 - Interface referente ao tipo de produto</i>	32
<i>Figura 18 - Detalhe da seleção do tipo de produto e de produto</i>	32
<i>Figura 19 - Detalhe de seleção de método pretendido para o acondicionamento</i>	33
<i>Figura 20 - Interface de ventilação e renovações de ar</i>	33
<i>Figura 21 - Detalhe de seleção da temperatura no interior da câmara</i>	33
<i>Figura 22 - Detalhe de seleção de volume da câmara</i>	34
<i>Figura 23 - Interface de introdução do tipo de embalagem</i>	34
<i>Figura 24 - Detalhe de seleção de material da embalagem</i>	34
<i>Figura 25 – Opção de considerar ou não as embalagens no cálculo</i>	34
<i>Figura 26 - Interface de paletes</i>	35
<i>Figura 27 – Opção de considerar ou não as paletes no cálculo</i>	35
<i>Figura 28 - Interface de Ocupação</i>	35
<i>Figura 29 - Detalhe sobre seleção de grau de atividade</i>	36
<i>Figura 30 - Interface de iluminação</i>	36
<i>Figura 31 - Detalhe de seleção sobre o que pretende fazer</i>	36
<i>Figura 32 - Interface de outras cargas</i>	37
<i>Figura 33 - Detalhe de seleção do tipo de descongelação</i>	37
<i>Figura 34 - Interface de motoventiladores</i>	37
<i>Figura 35 - Interface de outros equipamentos</i>	38
<i>Figura 36 - Cargas térmicas no espaço refrigerado</i>	38
<i>Figura 37 – Evaporador. Adaptado de Recrusul</i>	39
<i>Figura 38 - Gráfico Δt em função da humidade relativa (Castillo, s.d.)</i>	41
<i>Figura 39 - Interface de seleção de evaporadores</i>	42
<i>Figura 40 - Detalhe de funcionalidade que permite calcular o $\Delta t_{\text{Corrigido}}$</i>	43
<i>Figura 41 - Outputs de evaporador</i>	43
<i>Figura 42 - Características de apoio à seleção do evaporador</i>	44
<i>Figura 43 - Interface de seleção de válvulas termostáticos de expansão</i>	45
<i>Figura 44 -Interface de VTE</i>	45
<i>Figura 45 - Interface de seleção de VTE para a marca A</i>	46
<i>Figura 46 - Interface de seleção de VTE para a marca B</i>	46

<i>Figura 47 - Interface de válvula solenoide (Marca A)</i>	48
<i>Figura 48 - Interface de válvula solenoide (Marca B)</i>	48
<i>Figura 49 - Interface de seleção de compressor para R134a</i>	50
<i>Figura 50 - Interface de seleção de compressor para R404A</i>	51
<i>Figura 51 - Interface de seleção de compressor</i>	51
<i>Figura 52 - Seleção de marca de compressor</i>	51
<i>Figura 53 - Consumos de compressores</i>	52
<i>Figura 54 - Seleção do fator de correção na seleção do condensador</i>	53
<i>Figura 55 - Interface de seleção de condensador</i>	54
<i>Figura 56 - Interface de seleção de grupo de condensação para R134a</i>	54
<i>Figura 57 - Interface de seleção de grupo de condensação para R404A</i>	55
<i>Figura 58 - Interface de seleção de unidade condensadora Bitzer</i>	55
<i>Figura 59 - Seleção de marca de grupo de condensação</i>	56
<i>Figura 60 - Consumos de grupo de condensação</i>	56
<i>Figura 61 - Linhas de fluido de uma instalação de refrigeração. Adaptado de (Monteiro, 2015)</i>	56
<i>Figura 62 - Interface de software Coolselector2</i>	58
<i>Figura 63 - Interface de introdução de valores de diâmetros (a partir de ábacos e softwares)</i>	58
<i>Figura 64 - Interface de seleção de diâmetros (usando valores tabelados)</i>	59
<i>Figura 65 - Interface de seleção final de diâmetros das várias linhas</i>	59
<i>Figura 66 - Interface com informação sobre diâmetros selecionados</i>	60
<i>Figura 67 - Interface de seleção de válvula de seccionamento</i>	60
<i>Figura 68 - Interface de seleção de visores de líquido</i>	61
<i>Figura 69 - Interface de seleção de válvulas de retenção</i>	62
<i>Figura 70 - Interface de seleção de válvulas reguladoras de pressão (Evaporador)</i>	63
<i>Figura 71 - Esquema com válvula KVP (adaptado de Danfoss®)</i>	63
<i>Figura 72 - Interface de seleção de filtros secadores</i>	63
<i>Figura 73 - Interface de seleção de acumuladores de sucção/separação de líquido</i>	64
<i>Figura 74 - Interface de seleção de eliminadores de vibrações</i>	65
<i>Figura 75 - Interface de seleção de filtros de impurezas</i>	65
<i>Figura 76 - Interface de seleção de filtros de óleo</i>	66
<i>Figura 77 - Interface de seleção de filtros de aspiração</i>	66
<i>Figura 78 - Interface de seleção de separadores de óleo</i>	67
<i>Figura 79 - Seleção de volume em função da potência (Bitzer)</i>	68
<i>Figura 80 - Interface de seleção de líquido</i>	68
<i>Figura 81 - Interface de seleção de isolamento</i>	70
<i>Figura 82 - Detalhe, com opção do tipo de compra</i>	70
<i>Figura 83 - Interface de seleção de controlador</i>	71
<i>Figura 84 - Interface de seleção de pressostatos de alta e de baixa</i>	71
<i>Figura 85 - Interface de seleção de pressostato duplo</i>	72
<i>Figura 86 - Interface de seleção de termostato de baterias de resistências</i>	72
<i>Figura 87 - Interface de interruptor de fim de curso</i>	73
<i>Figura 88 - Interface de orçamento</i>	73
<i>Figura 89 - Interface de lista de encomenda</i>	73
<i>Figura 90 - Efeito de estufa (http://blog.enciclo.com.br)</i>	74
<i>Figura 91 - Esquema final da instalação (folha de cálculo NGCALC)</i>	78
<i>Figura 92 - Gráfico de Cargas térmicas nos vários softwares</i>	80
<i>Figura 93 - Detalhe da instalação de câmaras com painel de solo (Muoz, 2010)</i>	82
<i>Figura 94 - Infiltrações de ar (ASHRAE, 2014)</i>	83
<i>Figura 95 - Infiltração de ar, com indicação do sentido dos fluxos de ar (Becker&Fricke, 2005)</i>	84

<i>Figura 96 - Potências térmicas dissipadas pelo corpo humano (ASHRAE, 2014)</i>	85
<i>Figura 97 - Gráfico de Cargas térmicas nos vários softwares</i>	88
<i>Figura 98 - Detalhes da instalação de câmara frigorífica "sem solo" (Muoz, 2010)</i>	90
<i>Figura 99 - Relatório de simulação Intarcon 1/2</i>	99
<i>Figura 100 - Relatório de simulação Intarcon 2/2</i>	100
<i>Figura 101 - Relatório de simulação Riedel 1/5</i>	101
<i>Figura 102 - Relatório de simulação Riedel 2/5</i>	101
<i>Figura 103 - Relatório de simulação Riedel 3/5</i>	102
<i>Figura 104 - Relatório de simulação Riedel 4/5</i>	102
<i>Figura 105 - Relatório de simulação Riedel 5/5</i>	103
<i>Figura 106 - Relatório de simulação folha de cálculo Victor Monteiro 1/2</i>	104
<i>Figura 107 - Relatório de simulação folha de cálculo Victor Monteiro 2/2</i>	105
<i>Figura 108 - Relatório de simulação Zanotti</i>	106
<i>Figura 109 - Relatório de simulação NGCALC</i>	107
<i>Figura 110 - Relatório de simulação Centauro</i>	108
<i>Figura 111 - Relatório de simulação Intarcon 1/2</i>	109
<i>Figura 112 - Relatório de simulação Intarcon 2/2</i>	110
<i>Figura 113 - Relatório de simulação Zanotti 1/2</i>	111
<i>Figura 114 - Relatório de simulação Zanotti 2/2</i>	111
<i>Figura 115 - Relatório de simulação Centauro 1/2</i>	112
<i>Figura 116 - Relatório de simulação Centauro 2/2</i>	113
<i>Figura 117 - Relatório de simulação em NGCALC</i>	114
<i>Figura 118 - Relatório final completo 1/5</i>	115
<i>Figura 119 - Relatório final completo 2/5</i>	116
<i>Figura 120 - Relatório final completo 3/5</i>	117
<i>Figura 121 - Relatório final completo 4/5</i>	118
<i>Figura 122 - Relatório final completo 5/5</i>	119

Índice de tabelas

<i>Tabela 1 – Cronograma das várias fases de estágio</i>	4
<i>Tabela 2 – Coeficientes U's para diversos materiais isolantes (Monteiro, 2016)</i>	13
<i>Tabela 3 - Densidade de carga. Adaptado (Monteiro, 2016)</i>	17
<i>Tabela 4 - Calores específicos dos produtos. Adaptado (Monteiro, 2016)</i>	18
<i>Tabela 5 - Calor de respiração de produtos. Adaptado (Monteiro, 2016)</i>	19
<i>Tabela 6 - Quantidade de ar renovado (Monteiro, 2016)</i>	21
<i>Tabela 7 - Infiltrações de ar (Monteiro, Refrigeração II, 2016)</i>	22
<i>Tabela 8 - Resultados finais da folha de cálculo das cargas térmicas</i>	39
<i>Tabela 9 – Diferenciais de temperatura $\Delta t_{(s)}$ em função da humidade relativa pretendida no espaço. Adaptado de SKK®</i>	40
<i>Tabela 10 - Significado de cores no visor de líquido</i>	61
<i>Tabela 11 - Alternativas ao fluido R404A (Linde, s.d.)</i>	75
<i>Tabela 12 - Comparação de desempenho de vários fluidos frigorigéneos alternativos ao R404A.</i>	76
<i>Tabela 13 - Alternativas ao fluido R134a (Linde, s.d.)</i>	77
<i>Tabela 14 - Fluidos alternativos ao R134a</i>	77
<i>Tabela 15 – Comparação dos resultados obtidos para o caso prático 1</i>	80
<i>Tabela 16 - Coeficientes de transmissão térmica de vários fabricantes</i>	81
<i>Tabela 17 - Potência dissipada pelo corpo humano adaptado de (Monteiro, 2016)</i>	85
<i>Tabela 18 - Cargas térmicas referentes ao caso 2</i>	87
<i>Tabela 19 - Valores médios da temperatura do solo a 10 m de profundidade</i>	121
<i>Tabela 20 - Valores médios da temperatura do solo a 5 m de profundidade</i>	121

Abreviaturas e Acrónimos

AP	Alta Pressão
BP	Baixa Pressão
COP	Coefficient of Performance
EE	Energia Elétrica
F&B	Food & Beverage (o mesmo que GAB)
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
GAB	Gestão de Alimentos e Bebidas
GWP	Global Warming Potential
HACCP	Hazard Analysis Critical Control Points
HC	Hidrocarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HR	Humidade relativa
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ODP	Ozone Depletion Potencial
PAG	Potencial de Aquecimento Global
PFC	Perfluorcarbonetos
PSV	Pressure Safety Valve
RSP	Reservatório sob pressão
TIM	Técnico de Instalação e Manutenção

USA	United States of America
VAL	Valor Atual Líquido
VTE	Válvula de Expansão Termostática

Simbologia

C	Comprimento da câmara	[m]
C_p	Calor específico	[J/kg°C]
$C_{p_{emb}}$	Calor específico de embalagens	[J/kg°C]
CTR	Calor total de rejeição	[W]
D_c	Densidade da carga	[kg/m ³]
d_{ton}	Duração média da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto	[min/ton]
F_c	Fator de circulação de ar no interior	[adm]
$FC1$	Fator de correção em função do fluido refrigerante	[adm]
$FC2$	Fator de correção em função do material das alhetas	[adm]
$FC3$	Fator de correção em função da temperatura ambiente	[adm]
$FC4$	Fator de correção em função de altitude	[adm]
f_d	Fluxo diário de produto	[ton]
F_p	Fator de circulação de pessoas e cargas no interior	[adm]
f_p	Fator de correção de perda de carga	[W]
FR	Fator de correção	[adm]
f_{sub}	Fator de correção de subarrefecimento	[adm]
h_{ext}	Entalpia específica do ar exterior	[kJ/kg]
h_{func}	Horas de funcionamento	[h]
h_{int}	Entalpia específica do ar interior	[kJ/kg]
L	Largura da câmara	[m]

\dot{m}	Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara	[kg/s]
m_{emb}	Massa da embalagem	[kg]
m_{max}	Carga máxima admissível	[kg]
m_{total}	Massa total	[kg]
$N.^\circ_{pess}$	Número de pessoas	[adm]
Q	Carga térmica devida à renovação de ar	[W]
$Q_{@DT=15}$	Capacidade nominal do condensador	[W]
Q_{0m}	Capacidade corrigida	[W]
Q_{0mp}	Capacidade corrigida do condensador	[W]
$\dot{Q}P$	Potência térmica dissipada pelas pessoas	[W]
$Q_{ren(ar)}$	Calor introduzido por abertura de portas	[J/m ³]
qv_{ren-ar}	Quantidade de ar renovado	[m ³ /24h]
Q_{sm}	Capacidade nominal do evaporador	[W]
RCm	Fator de correção para dados em DTm	[adm]
t_1	Tempo em que o utilizador permanece no interior da câmara	[h]
t_{ab}	Tempo de abertura da porta expresso	[min/hora]
t_{func}	Tempo de funcionamento	[s]
U	Coefficiente global de transmissão de calor	[W/m ² .°C]
V	Volume	[m ³]
$V_{diário}$	Caudal volúmico diário de ar exterior	[m ³ /dia]
v_{ext}	Volume específico do ar exterior	[m ³ /kg]
v_{int}	Volume específico do ar interior	[m ³ /kg]
V_{int}	Volume interior da câmara frigorífica	[m ³]

Δh	Diferença de entalpias entre o ar exterior e o ar no interior da câmara frigorífica	[J/kg]
ΔT	Diferença de temperatura entre o interior e o exterior da câmara	[°C]

1. Introdução

No mundo atual de alta competitividade técnica e económica, as empresas necessitam de adotar métodos eficientes, tendo como objetivo apresentar aos seus clientes um produto que melhor se adequa às suas necessidades, a um preço competitivo.

Uma empresa tem de se posicionar no mercado seguindo uma determinada orientação, onde os seguintes fatores se destacam pela positiva:

- ✓ Compreender o que o cliente necessita;
- ✓ Apresentar uma proposta ao cliente no mais curto espaço de tempo;
- ✓ Expor a proposta ao cliente, explicando qual a opção mais adequada às suas necessidades, tendo em conta o preço que este se dispõe a pagar.

O presente relatório inclui-se na área da refrigeração e tem como objetivo principal a obtenção de uma ferramenta capaz de ajudar a selecionar os principais equipamentos para câmaras frigoríficas (temperaturas positivas) que utilizem o ciclo de compressão a vapor (Figura 1), tendo sempre em conta os custos, os impactes ambientais e a eficiência. Enquadra-se, por isso, numa tentativa de posicionar a empresa em que decorreu o estágio, a SKK[®], numa posição privilegiada na satisfação dos seus clientes.

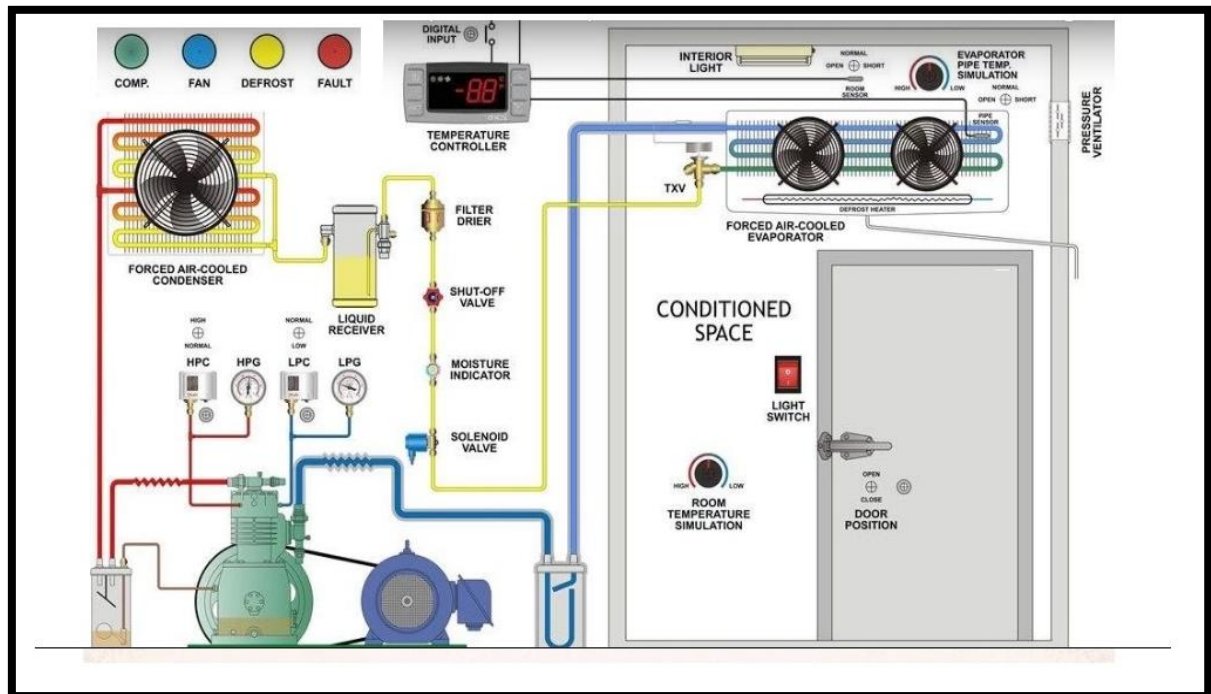


Figura 1 - Principais componentes de uma instalação de uma câmara frigorífica. Adaptado de blogdesenhotecnico.wordpress.com

1.1 A empresa SKK®

O estágio curricular decorreu na empresa SKK®, sediada em Guifões, Matosinhos. A marca SKK® foi criada em 1998, com o objetivo de efetuar a seleção e distribuição de equipamentos e componentes de sistemas de frio e ar condicionado. A empresa SKK® também projeta os sistemas de frio e seleciona os equipamentos adequados para cada situação. Existe, da parte da empresa, um sentido de responsabilidade para que se desenvolvam soluções com benefícios ambientais.



Figura 2 - Instalações da SKK®. Adaptado de Google Earth

A sede e o centro logístico da empresa, encontram-se localizados em Guifões, Matosinhos.



Figura 3 - Localização geográfica da empresa SKK®. Adaptado de Google Earth

Neste momento a empresa conta com 15 colaboradores e a sua faturação anual é de 5 milhões de euros. A SKK[®], encontra-se associada às seguintes entidades: IIF - International Institute of Refrigeration, APIRAC - Associação Portuguesa da Indústria de Refrigeração e Ar Condicionado, APGEI - Associação Portuguesa de Gestão e Engenharia Industrial.

Por fim resta mencionar o facto da empresa possuir os seguintes certificados: Qualidade pela ISO 9001, Higiene e Segurança OHSAS 18000 e Gestão Ambiental ISO 14001.

1.2 O relatório em ambiente empresarial

Num mundo industrial em constante evolução, o saber desenvolver/produzir algo, torna-se por si só limitado; logo, é extremamente importante aliar ao saber, a eficiência e uma boa capacidade para se relacionar com o próximo. Todas estas capacidades foram desenvolvidas durante o estágio curricular na empresa SKK[®].

1.3 Metodologia de trabalho

No início do estágio curricular o orientador clarificou os objetivos para os 6 meses seguintes. Os objetivos passaram pelo planeamento, desenvolvimento e melhoramento de aplicações em MS Excel, que permitissem um rápido e simples dimensionamento dos principais equipamentos aplicados a câmaras frigoríficas.

O estágio dividiu-se em várias fases:

- Fase 1: Preparação do estágio e estudo das atividades desenvolvidas pela empresa;
- Fase 2: Integração na empresa e início da colaboração nas diversas atividades;
- Fase 3: Estudo das câmaras positivas e identificação dos fatores chave para a seleção de equipamento de frio;
- Fase 4: Criação da base de dados para o equipamento de frio positivo;
- Fase 5: Desenvolvimento da ferramenta de seleção de equipamento de frio em MS Excel;
- Fase 6: Aplicação da ferramenta a 2 casos práticos e elaboração de metodologia em Excel que permita otimizar a opção do cliente em função dos fatores: custo de investimento, eficiência energética e potencial de aquecimento global (global warming potential, GWP);
- Fase 7: Redação do relatório final.

Assim sendo, apresenta-se o cronograma das diferentes fases:

Tabela 1 – Cronograma das várias fases de estágio

	Dez.16	Jan.17	Fev.17	Março.17	Abril.17	Maió.17	Jun.17	Jul.17	Ago.17
Fase 1	X	X							
Fase 2			X						
Fase 3			X	X					
Fase 4				X	X				
Fase 5				X	X	X	X		
Fase 6					X	X	X	X	
Fase 7				X	X	X	X	X	X

1.4 Estrutura do relatório

Para além deste capítulo inicial, o relatório tem mais quatro capítulos, sendo eles os seguintes:

- Projeto;
- Ferramenta de cálculo desenvolvida;
- Aplicação da ferramenta desenvolvida a 2 casos práticos;
- Conclusões

2. Projeto

2.1 Conceção do projeto – Três pontos de vista

A conceção das instalações frigoríficas possui, quase sempre, três pontos de vista distintos que convém começar por identificar:

1. O do **responsável pelas compras** e aprovisionamento dos alimentos e bebidas: ponto de vista do utilizador;
2. O do **projetista e responsável** pela seleção dos equipamentos e seu bom funcionamento: ponto de vista técnico;
3. O do **investidor e responsável** pelo pagamento: ponto de vista financeiro.

O primeiro pugna por conhecer genericamente a localização, as necessidades espaciais e a posição relativa da “sua” dispensa de frio no empreendimento, mas, com profundidade, a capacidade, o tipo de carga (quantidade) de produtos alimentares que necessita de armazenar e a respetiva rotação semanal/mensal para o sucesso do “seu” negócio.

O segundo necessita de todas as informações do primeiro para conceber, projetar, efetuar o balanço térmico e selecionar, convenientemente, os equipamentos adequados ao bom funcionamento da instalação.

Para ambos será importante conhecer os custos de aquisição, funcionamento e manutenção, de modo a tornar aceitável a compra, a sustentabilidade e a sua exploração comercial, sem encargos e surpresas ambientais para apresentação ao terceiro.

Caso não exista a circulação da informação no sentido biunívoco, a conceção e o projeto da dita dispensa fria (câmaras frigoríficas) correrão sérios riscos de ser mal dimensionados ou funcionar de modo deficiente. Para evitar estas situações, é necessário empenhamento, gestão e partilha de informação das três entidades (players) fundamentais na conceção, projeto, instalação e funcionamento de uma “dispensa” fria constituída por uma ou várias câmaras frigoríficas e que são:

- O responsável F&B (Food&Beverage), a quem cabe definir espaços, cargas e rotação de produtos, de acordo com as regras do HACCP (Hazard Analysis Critical Control Points), sem quebra da cadeia de frio;
- O engenheiro especialista em refrigeração, que, após conhecer os dados fornecidos pelo responsável F&B, concebe e projeta para o espaço disponibilizado pelo investidor as

várias soluções de câmaras e os respetivos sistemas frigoríficos que melhor servem os interesses de gestão e rentabilidade do empreendimento;

- O investidor que, na posse das várias soluções e propostas técnico-económicas, optará por aquela que melhor documentada estiver, sob o ponto de vista dos custos de aquisição, funcionamento e manutenção, visando a rentabilidade de processos produtivos.

2.2 Os custos da câmara frigorífica

Num tempo em que a informação circula quase à “velocidade da luz”, qualquer pessoa pode perder-se “num mar de informação”, cuja quantidade só “atrapalha” quem pretende e tem a responsabilidade de tomar decisões. Nesta situação, convém optar pela qualidade, em detrimento da quantidade de informação.

Serve esta breve introdução para alertar aqueles que tomam decisões importantes para o facto de que as suas preocupações não se devem focalizar apenas em determinados custos, nomeadamente os custos de aquisição. Poderá dar-se o caso de que um “bom negócio” venha a revelar-se ruinoso sob o ponto de vista do funcionamento, uma vez que a fatura de eletricidade necessária ao bom funcionamento é incomportável devido à incorporação de tecnologias pouco eficientes e elevados custos de manutenção.

A decisão deverá assentar no conhecimento de três custos importantes, que hoje são comuns e imputados aos equipamentos de frio para um ciclo de vida útil de 20 anos e que, em média, se repartem do seguinte modo:

- ✓ Custos de aquisição: 15%;
- ✓ Custos de funcionamento: 80%;
- ✓ Custos de manutenção: 5%.

Convém aprofundar os custos e conhecer melhor as propostas e o seu conteúdo. Raramente o projetista documenta os restantes custos (funcionamento e manutenção), no pressuposto de que o investidor os conhece, o que, em boa verdade, nem sempre acontece. Pretende-se, então, documentar e fundamentar uma decisão irreversível, a qual terá uma “duração de 20 anos”.

Convém lembrar que os equipamentos não se compram todos os dias e, uma vez feita a opção, deverá ter-se perfeita noção das consequências que a mesma acarreta, de modo a corresponder às “exigências” dos processos produtivos, sendo que o investidor espera retorno num curto espaço de tempo (de $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$ de ciclo de vida).

2.3 Cálculo e dimensionamento

A princípio, os cálculos poderão parecer complexos. Mas com a sistematização dos exemplos dos cálculos passo a passo, rapidamente se entenderá e compreenderá toda a mecanização do cálculo, que salvo raras exceções, é idêntica para todas as situações. Uma boa prática consiste

em comparar os dados obtidos com as diferentes propostas de vários fabricantes, para idênticas capacidades volumétricas, de carga e condições termo-higrométricas de funcionamento (Monteiro, 2016).

2.4 Pressupostos de projeto

Existe um conjunto de informações que devem ser conhecidas antes de se avançar para o cálculo. As informações corretas e precisas – inputs – são vitais para o rigor da solução encontrada, pois sem elas aumenta-se o risco da incerteza dos resultados. Por isso, a primeira fase do processo encontra-se na recolha de dados. Posteriormente é efetuada a introdução dos dados recolhidos e consistentes com o funcionamento pretendido pela instalação. Esta introdução de dados (inputs) pressupõe a existência de uma ferramenta de cálculo, que pode ser uma simples folha em MS Excel.

Pode acontecer que com a introdução de valores incorretos o resultado do cálculo – outputs – cause dúvidas, seja incoerente e/ou inconsistente. Portanto, se oferece dúvidas, carece de validação. Esta perceção só se ganha com a experiência e com o conhecimento da execução passo a passo do cálculo parcelar dos diversos fluxos energéticos em jogo na elaboração do balanço térmico.

Inicialmente, convém efetuar um balanço térmico utilizando ferramentas distintas. A proximidade dos resultados é um bom indicador da sua coerência e consistência. Após serem validados, passa-se ao dimensionamento da instalação. Esta parte prende-se com os tipos/modelos de compressor, condensador e evaporador, bem como com os diâmetros das tubagens e suas distâncias e outras canalizações, e não com marcas, como erradamente se possa pensar. Esta parte pertence à fase seguinte, ou seja, a seleção de componentes, cujo custo irá resultar na elaboração de uma proposta credível, aceitável e que, eventualmente, será comparada com as de outros potenciais fornecedores. Nesta situação, convém ter um “plano B”, ou seja, uma proposta alternativa com marcas e modelos, cujo custo final seja mais competitivo.

Finalmente em caso de aceitação, os TIM/TMFG (técnicos de instalação e manutenção/técnicos de manuseamento de gases fluorados) irão efetuar, posteriormente, a realização da instalação com observância das normas de higiene de segurança e de proteção ambiental a contento do cliente/investidor. O que acaba de ser exposto pode resumir-se no seguinte fluxograma da Figura 4.

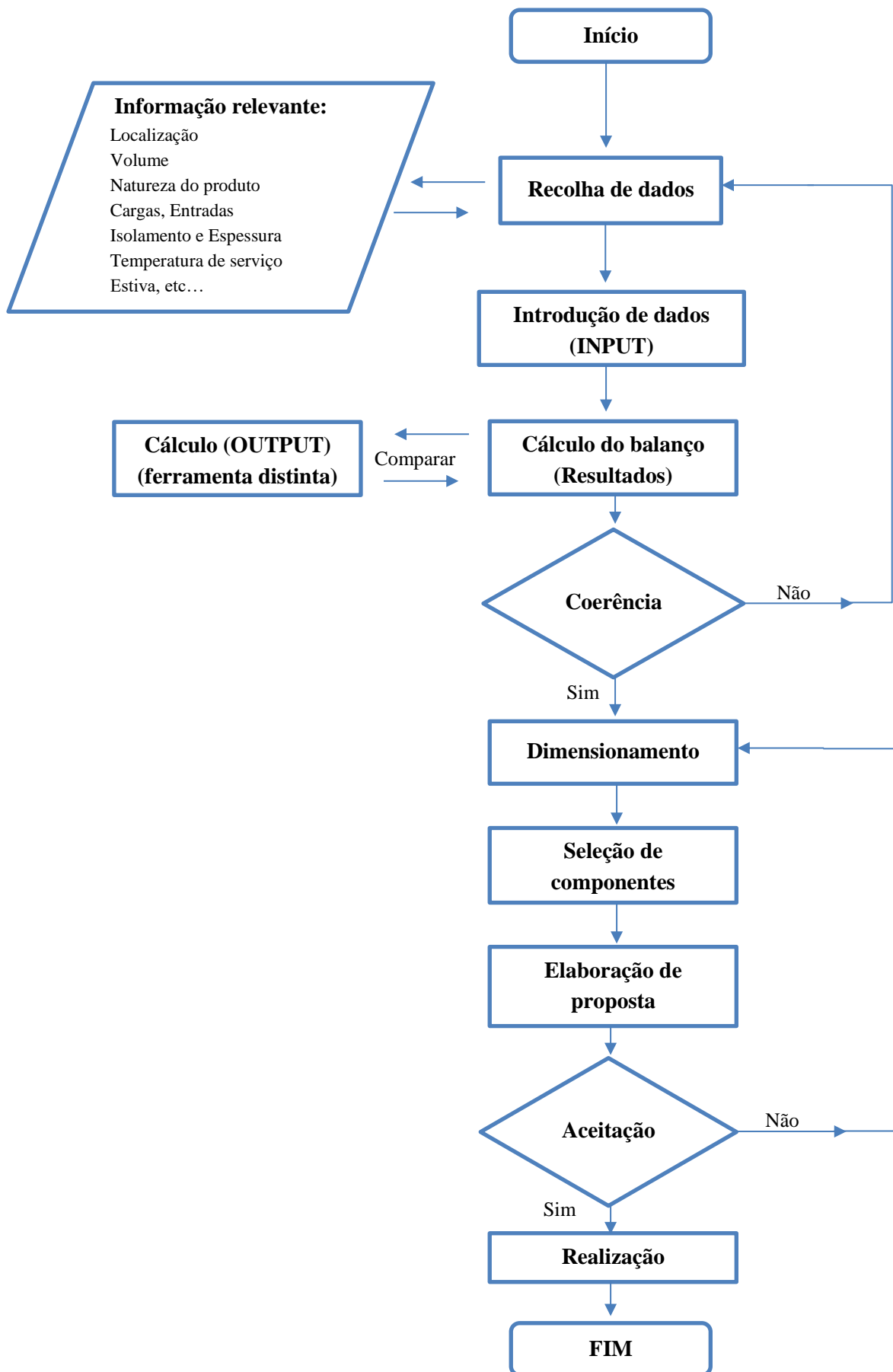


Figura 4 - Fluxograma para realização do projeto

2.5 Balanço térmico

Quando se opera com transferência de calor e, no presente caso, para se ter a correta noção do dimensionamento e posterior definição/seleção dos equipamentos a instalar, é necessário efetuar um balanço térmico (Figura 5), que não é mais do que a execução de determinados cálculos matemáticos que indiquem:

- ✓ A quantidade de energia elétrica a fornecer;
- ✓ A quantidade de ar a movimentar;
- ✓ A quantidade de água a fornecer para arrefecimento;
- ✓ A capacidade frigorífica a produzir pelo fluido frigorigéneo;
- ✓ A quantidade de energia perdida por convecção e condução;
- ✓ O rendimento da instalação (COP).

Na refrigeração o balanço térmico é usualmente composto:

- i. Pela quantidade de energia a fornecer, distribuída nas formas de:
 - ✓ Eletricidade, para movimentar motores elétricos, bombas circuladoras, ventiladores, resistências elétricas, entre outros órgãos de acionamento;
 - ✓ Água, necessária ao arrefecimento de condensadores, torres de evaporação e outros permutadores de calor;
 - ✓ Ar, necessário ao arrefecimento de condensadores, motores, salas de máquinas e outros locais quentes.

- ii. Pela quantidade de calor perdido devido:
 - ✓ À espessura do isolamento do recinto a refrigerar (perdas por condução);
 - ✓ À utilização e à frequência da abertura de portas e eventual fornecimento de ar novo não refrigerado (perdas por convecção).

- iii. Pela quantidade de energia frigorífica necessária para promover o arrefecimento de funções complementares, como:
 - ✓ A redução da temperatura das embalagens dos produtos;
 - ✓ O aquecimento promovido pela respiração dos produtos armazenados e das pessoas que trabalham no seu interior;
 - ✓ O trabalho humano e mecânico efetuado no interior do recinto refrigerado (estiva);
 - ✓ O aquecimento produzido pela iluminação necessária para a execução do trabalho interior. Ao somatório desta parcela com a anterior pode chamar-se trabalho interno.

Faz parte do balanço térmico a determinação da capacidade e do caudal do fluido frigorigéneo no estado líquido necessário para arrefecer e manter o recinto e respetiva carga nas temperaturas de projeto, para que o compressor funcione entre 16 e 18 horas por dia.

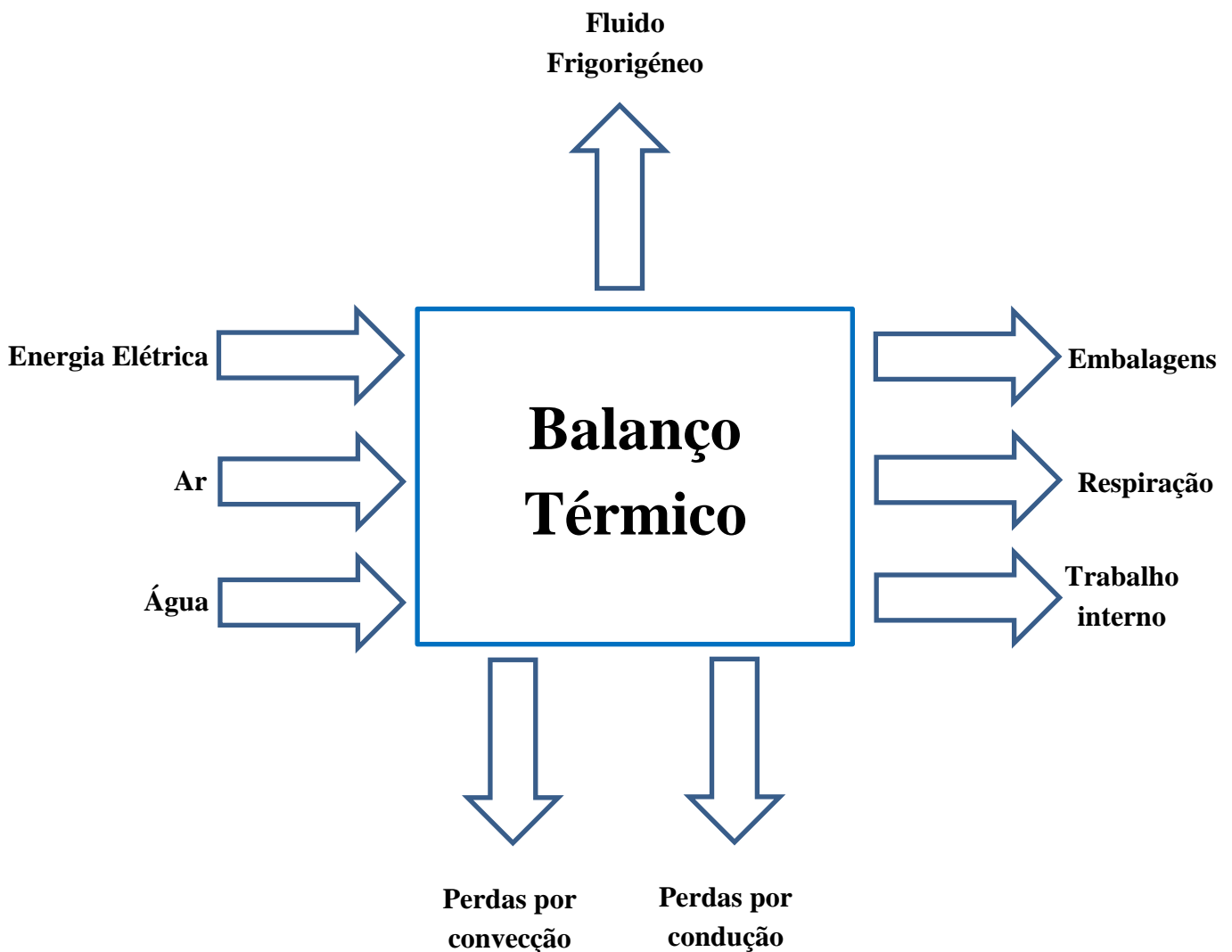


Figura 5 - Balanço Térmico

2.6 Cálculo da carga térmica

Quando um produto alimentar é arrefecido (acima do ponto de congelação) ou congelado (abaixo do ponto de congelação), isso resultará numa carga térmica que incide, basicamente, na extração de calor sensível e latente, de modo a reduzir a sua temperatura até à temperatura adequada/desejada. Já na armazenagem do produto, a carga térmica é função do isolamento térmico, número e tempo de abertura de porta, iluminação, estiva (pessoas e monta cargas), tipo e funcionamento do evaporador. Recorda-se que no caso dos frutos, verduras e legumes frescos, também deverá ter-se em consideração o calor da respiração. Faz-se notar que a parcela referente ao arrefecimento ou congelação é bem maior quando comparada com as de armazenagem, iluminação ou estiva, podendo mesmo estas duas últimas ser negligenciadas nas capacidades mais baixas.

Pelo que fica referido, o cálculo da carga térmica de uma câmara frigorífica envolve basicamente sete fontes de calor a que se chamarão “Perdas de Calor”, em lugar de verdadeiros ganhos de calor como mostra a Figura 6.

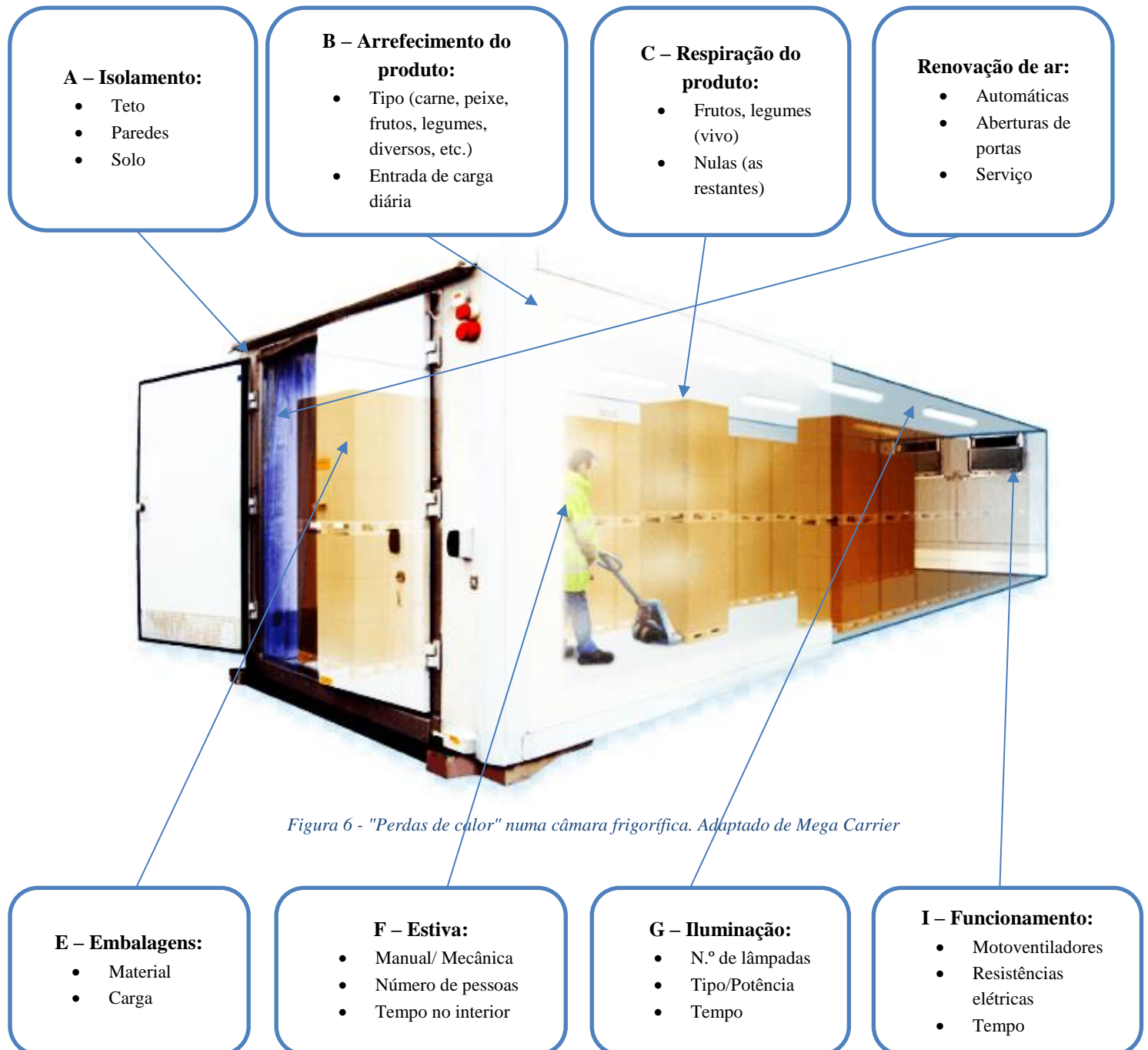


Figura 6 - "Perdas de calor" numa câmara frigorífica. Adaptado de Mega Carrier

Cálculo

ENTRADA DE DADOS – INPUT

Depois da recolha de dados elabora-se uma lista resumida dos mesmos:

- Local de instalação;
- Condições higrotérmicas exteriores (Temperatura, Humidade Relativa);
- Construção;
- Dimensões da câmara;
- Tipo de porta (de abrir ou de correr);
- Tipo e espessura de isolamento;
- Alimentação (Monofásica ou Trifásica);
- Estiva;
- Produto alimentar a conservar;
- Carga total de produto;
- Carga de embalagens;
- Entrada máxima diária de produto;
- Condições higrotérmicas interiores (Temperatura, Humidade Relativa)

Após a recolha dos dados estamos em condições iniciar o nosso cálculo.

A – Perdas por isolamento

Tendo em consideração os dados de entrada, começa-se a elaboração do balanço térmico com o cálculo das perdas que se dão durante o dia (24 horas) através dos painéis e considerando-se 16 horas de funcionamento do compressor. O mais correto seria dizer ganhos em potência térmica, sendo este o termo mais comum e que se vai utilizar durante a realização dos balanços térmicos. Nesta situação, a diferença de temperatura a utilizar será a diferença entre a temperatura interior da câmara e a temperatura exterior da envolvente. Necessitamos também de seleccionar o tipo de material da câmara e a sua espessura (Figura 9). Estes valores são tabelados, como podemos observar através da Tabela 2 ou através da Figura 7.

Tabela 2 – Coeficientes U's para diversos materiais isolantes (Monteiro, 2016)

Espessura	COEFICIENTES U PARA ISOLAMENTOS (W/m ² .°C)				
	mm	Cortiça AN (1)	Fibra de vidro	Poliestireno	Lã de Mineral
50	0,81	0,8	0,77	0,72	0,38
60	0,79	0,72	0,69	0,65	0,32
75	0,77	0,6	0,57	0,55	0,26
85	0,69	0,52	0,49	0,48	0,23
100	0,58	0,41	0,38	0,36	0,19
120	0,47	0,36	0,33	0,31	0,16
150	0,38	0,31	0,29	0,27	0,13
200	0,29	0,21	0,2	0,19	0,08

Nota (1) – Cortiça Negra já descontinuada

Nota (2) – Isolante mais utilizado

Insulation	Thermal Conductivity ^a k, W/(m·K)
Polyurethane board (R-11 expanded)	0.023 to 0.026
Polyisocyanurate, cellular (R-141b expanded)	0.027
Polystyrene, extruded (R-142b)	0.035
Polystyrene, expanded (R-142b)	0.037
Corkboard ^b	0.043
Foam glass ^c	0.044

^aValues are for a mean temperature of 24°C, and insulation is aged 180 days.
^bSeldom used. Data are only for reference.
^cVirtually no effects from aging.

Figura 7 – Condutividade térmica para diversos materiais (ASHRAE, 2014)

Note-se que não existem diferenças de temperatura entre solo e teto, se a câmara for montada sobre perfis especiais de alumínio que formam o vazio sanitário e que evitam o contacto direto da superfície externa do solo com o pavimento, evitando a sua degradação e apodrecimento devido às águas residuais e de limpeza. Caso não exista vazio sanitário teremos de ter em conta que a temperatura do solo da câmara será diferente da do teto. Esta temperatura será inferior à do teto.

Algumas sugestões de espessuras de isolamento em função da temperatura da câmara:

Recomendações de medidas									
	Temperatura (°C)								
	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-40	-50
Espessura recomendada (mm)	65	75	90	100	115	125	140	165	190

Figura 8 - Espessuras mínimas recomendadas Adaptado de POLYCALHA

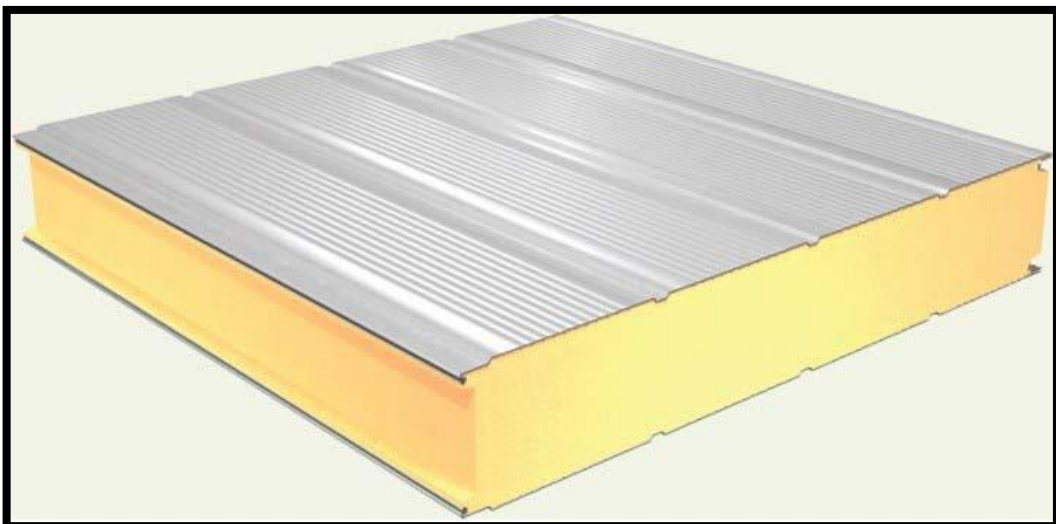


Figura 9 – Detalhe de uma placa de isolamento. Adaptado de ISOPOR

O algoritmo de cálculo simplificado para a determinação das perdas por transmissão e por condução através de cada superfície interna da câmara:

$$\dot{Q}A = \left(C \times L \times U \times \Delta T \times \frac{24}{h_{func}} \right) \quad (1)$$

$\dot{Q}A$ – Cargas térmicas associadas à envolvente [W]

C – Comprimento da câmara [m];

L – Largura da câmara [m];

U – Coeficiente de transmissão global [$W/m^2 \cdot ^\circ C$];

ΔT – Diferença de temperatura entre o interior e exterior da câmara [$^\circ C$];

h_{func} – Horas de funcionamento do compressor [h].

B – Perdas por arrefecimento do produto

Trata-se de determinar as perdas de calor sensível, se o arrefecimento se faz acima do ponto de congelação do produto. Nos cálculos do balanço térmico, é usual considerar 10% da capacidade máxima como a entrada diária de massa de produto (em kg) para armazenagem refrigerada, quando nada é referido sobre esta matéria. No entanto, na prática, tal não sucede. Os valores ultrapassam, quase sempre, a quantidade máxima de cálculo, obrigando o compressor a um esforço suplementar. Para minimizar esta situação, o valor considerado poderá ser de 15% (entrada máxima diária).

Para o cálculo da carga máxima admissível numa câmara recorreremos à equação (2) (Monteiro, 2016)

- Recorrendo à Tabela 3, retiramos a densidade da carga;
- Necessitamos também de saber o volume da câmara e os fatores F_c e F_p (que varia em função do volume da câmara).

$$m_{max} = \frac{V \times D_c}{(F_c \times F_p)} \quad (2)$$

onde

m_{max} – Carga máxima admissível [kg];

V – Volume da câmara [m^3];

D_c – Densidade da carga [kg/m^3];

F_c – Fator de circulação de ar no interior [adimensional];

F_p – Fator de circulação de pessoas e cargas no interior [adimensional].

O fator F_p é um valor empírico experimental que é aplicado unicamente a câmaras frigoríficas e é variável entre 2,25 e 2,85 (adimensional), sendo:

- Câmaras com $V \geq 50 m^3$: $F_p = 2,25$;
- Câmaras com $V > 25 m^3$ e $< 50 m^3$: $F_p = 2,50$;
- Câmaras com $V \leq 25 m^3$: $F_p = 2,85$.

Por norma o valor adotado para o fator Fc é 1,33 (Monteiro, 2016).

$$m_{diária} = 10\% \times m_{max} \quad (3)$$

Neste momento, já estamos em condições de calcular as perdas por arrefecimento do produto (\dot{Q}_B):

$$\dot{Q}_B = \frac{m_{diária} \times C_p \times \Delta T}{t_{func} \times 3600} \quad (4)$$

onde

\dot{Q}_B – Cargas térmicas associadas ao arrefecimento do produto [W];

$m_{diária}$ – Massa de produto introduzido no interior da câmara [kg];

C_p – Calor específico do produto [J/kg.°C];

ΔT – Diferença de temperatura entre o interior da câmara e a de entrada do produto [°C];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

Para a conservação de congelados, o processo será idêntico. O valor do calor específico (C_p) a considerar será o que se encontra abaixo do ponto de congelação.

No caso de congelação de alimentos por túnel de congelação, devem ser consideradas duas parcelas correspondentes às temperaturas de arrefecimento, os valores do C_p serão, respetivamente, acima e abaixo do ponto de congelação, não esquecendo de acrescentar o respetivo calor latente de congelação.

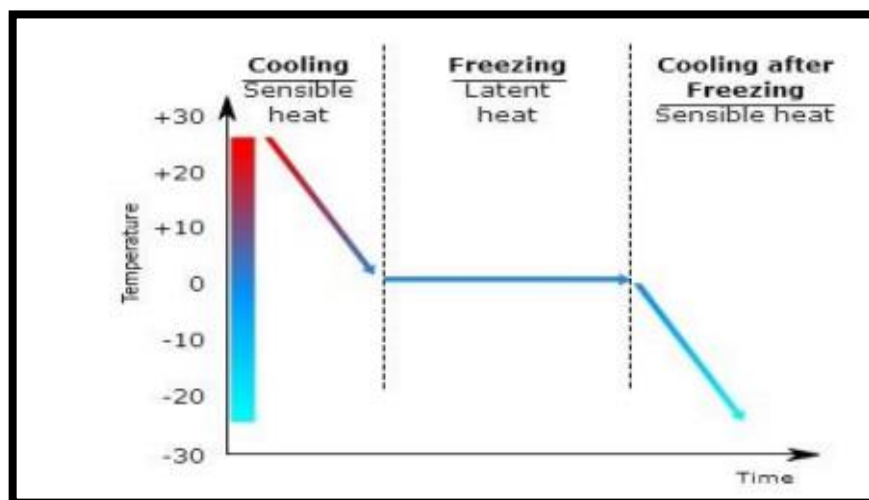


Figura 10 - Esquema gráfico para calor sensível e calor latente (Danfoss, 2011)



Figura 11 - Tipos de produtos. Adaptado de oblogdakaren.com

Tabela 3 - Densidade de carga. Adaptado (Monteiro, 2016)

Produto	T. ótima (°C) / HR	Quantidade	Unidade
Carne:			
Vaca e Vitela (1/4 carcaça: peças penduradas)	0/90%	350 - 450	kg/m ³
Porco (carcaça: peças penduradas)	0/87%	400 - 500	kg/m ³
Cabrito, cordeiro e afins (peças inteiras)	0/87%	250 - 300	kg/m ³
Carneiros, porcos e afins (peças médias)	0/87%	250 - 300	kg/m ³
Vitelos esquartejados (peças médias)	0/90%	300 - 350	kg/m ³
Embalada	-1/80%	300 - 350	kg/m ³
Aves	-1/90%	300 - 350	kg/m ³
Fruta (em caixas perfuradas rígidas)	+1/85%	150 - 250	kg/m ³
Legumes (em caixas perfuradas rígidas)	+1/95%	300 - 350	kg/m ³
Produtos hortícolas embalados	+1/95%	200 - 250	kg/m ³
Produtos hortícolas a granel	+1/95%	150 - 200	kg/m ³
Peixe:			
Em gelo	-1/97%	300 - 350	kg/m ³
Amanhado e embalado	+0/92%	350 - 450	kg/m ³
Batata preparada	+4/90%	500 - 600	kg/m ³
Produtos transformados	+2/87%	350 - 450	kg/m ³
Lacticínios	+3/80%	300 - 400	kg/m ³
Fumados	+2/82%	300 - 500	kg/m ³
Diversos	+2/85%	250 - 350	kg/m ³
Alimentos prontos	+1,5/85%	300 - 350	kg/m ³
Nota: nesta tabela encontram-se os produtos alimentares refrigerados mais comuns na HORECA. Para os produtos alimentares omissos nesta tabela, considerar a densidade de carga dos "Diversos".			
Fonte: POULIN (1997), adaptado			

Tabela 4 - Calores específicos dos produtos. Adaptado (Monteiro, 2016)

PRODUTOS		CARACTERÍSTICAS			
		Conteúdo em H ₂ O	Ponto congelação	Cp acima ponto congelação	Cp abaixo ponto congelação
		[%]	°C	kJ/kg. °C	kJ/kg. °C
CARNE	Vaca	65	-2	3,2	1,7
	Porco	42	-2	2,13	1,3
	Carneiro	70	-2	2,51	1,7
	Frango	74	-2,7	3,3	1,8
	Fiambre	54	-2	2,53	1,5
	Diversos			3,34	
	Presunto	42	-2	2,31	1,9
FRUTA	Maçã	84,4	-1,5	3,64	1,9
	Pera	82,7	-1,5	3,6	1,9
	Cereja	80,4	-1,8	3,64	1,9
	Morango	89,9	-0,8	3,85	1,8
	Laranja	87,2	-2,2	3,78	1,9
	Tangerina	87,3	-1	3,77	1,9
	Uva	88,8	-2,2	3,6	1,8
	Melão	87	-1,7	4,07	2
VEGETAIS	Espargos	93	-0,5	3,94	2
	Pepinos	96,1	-0,5	4,06	2
	Cogumelos	91,1	-1	3,91	2
	Batata	81,2	-0,6	3,86	1,5
	Alface	94,8	-0,1	4,02	2
	Feijão-Verde	88,9	-0,7	3,91	1,8
	Ervilhas	82,7	-0,6	3,31	1,8
	Couve-flor	91,7	-0,8	3,89	2
	Cenouras	88,2	-1,7	3,76	1,9
PEIXE	Mariscos	80	-2,2	3,4	1,8
	Peixe Gordo	80	-1,5	3,44	1,8
	Peixe Magro	80	-2,2	3,26	1,7
DIÁRIOS	Queijo Fresco	60	-1	2,69	1,5
	Manteiga	15	-1,1	1,38	1,1
	Leite	88	-0,6	3,77	2,5
	Ovos	66	-2,2	3,39	1,8
DIVERSOS	Gelado	61	-1	3,28	1,9
	Cerveja	90,2	-2,2	3,85	1,9
	Pão (massa)	34	-6,7	2,86	1,6
	Transformados			3,34	

Fonte: Centauro (2013) e Dossat (1980), adaptado.

C – Perdas por respiração do produto

Dever-se-á ter em consideração que certos produtos vivos respiram. Exemplos como as frutas, legumes e tubérculos respiram e, portanto, produzem CO₂ e calor. Para calcularmos as perdas associadas à respiração do produto temos de recorrer à Tabela 5 e à equação (5), (Monteiro, 2016)

Tabela 5 - Calor de respiração de produtos. Adaptado (Monteiro, 2016)

PRODUTOS		Calor de Respiração
		kJ/kg.dia
FRUTA	Maçã	1,92
	Pera	0,93
	Cereja	1,8
	Morango	3,78
	Laranja	1
	Tangerina	1,5
	Uva	0,4
	Melão	0
VEGETAIS	Espargos	11,1
	Pepinos	4
	Cogumelos	3
	Batata	3
	Alface	3,87
	Feijão-Verde	11,6
	Ervilhas	9,08
	Couve-flor	4,5
	Cenouras	1,4

Fonte: Centauro (2013) e Dossat (1980), adaptação.

$$\dot{Q}_c = \frac{m_{total} \times Q_{resp} \times 1000}{t_{func} \times 3600} \quad (5)$$

\dot{Q}_c – Cargas térmicas associadas à respiração [W];

m_{total} – Massa total [kg];

Q_{resp} – Calor da respiração [kJ/kg.dia];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

D – Perdas por renovação de ar

As perdas por renovação do ar interior da câmara podem possuir duas parcelas:

- ✓ Parcela referente à renovação automática do ar, necessária quando os produtos alimentares respiram;
- ✓ Parcela referente à abertura de portas, para armazenar e retirar produtos.

Algumas considerações sobre valores tabelados a extrair:

Definição do fator de serviço f_s

f_s – Fraco: 0,6

f_s – Normal: 1

f_s – Forte: 1,5

f_s – Muito Forte: 2

Para o cálculo necessitamos de recorrer à Tabela 6 (quantidade de ar renovado).

Tabela 6 - Quantidade de ar renovado (Monteiro, 2016)

Volume de recinto refrigerado (m ³)	QUANTIDADE DE AR RENOVADO (m ³ /24 horas)							
	Recinto refrigerado - Temperatura > 0°C				Recinto refrigerado - Temperatura < 0°C			
	Fraco 0,6N	Norma 1N	Forte 1,5N	M. Forte 2N	Fraco 0,6N	Norma 1N	Forte 1,5N	M. Forte 2N
2	53	83	132	176	46	76	114	152
3	75	125	188	250	65	108	162	216
4	95	159	235	318	82	137	285	274
5	114	190	239	380	97	161	242	322
6	130	216	324	432	110	184	275	368
7	144	240	360	480	121	192	303	404
8	157	262	392	524	131	218	327	436
9	166	280	420	560	139	232	348	464
10	178	297	446	594	146	243	364	486
11	187	311	467	622	152	254	381	508
12	195	325	488	650	158	264	396	528
13	204	339	509	678	165	274	411	548
14	210	350	525	700	171	284	426	568
15	216	360	540	720	176	293	439	596
16	222	370	554	740	180	300	450	600
17	227	378	567	756	185	308	462	616
18	232	387	581	774	189	315	473	630
19	237	394	591	788	193	321	482	642
20	243	405	608	810	196	325	489	652
21	248	414	621	828	198	331	496	662
22	254	424	635	848	202	337	505	674
23	259	431	647	862	206	343	514	686
24	265	442	662	884	209	348	522	696
25	270	450	675	900	214	356	534	712
26	276	460	690	920	220	367	550	734
27	284	473	709	946	224	373	559	746
28	289	482	722	964	228	381	571	762
29	296	493	740	986	235	392	587	784
30	302	503	754	1006	239	398	596	796
40	348	580	870	1160	271	452	678	904
50	375	625	938	1250	300	500	750	1000
75	473	788	1181	1576	360	600	900	1200
100	540	900	1350	1800	408	680	1020	1360
125	600	1000	1500	2000	450	750	1125	1500
150	630	1050	1575	2100	486	810	1215	1620
175	683	1138	1706	2276	515	358	1286	1716
200	720	1200	1800	2400	552	920	1380	1840
300	864	1440	2160	2880	666	1110	1665	2220
400	984	1640	2460	3280	744	1240	1860	2480
500	1080	1800	2700	3600	840	1400	2100	2800
700	1260	2100	3150	4200	1008	1680	2520	3360
800	1344	2240	3360	4480	1056	1760	2640	3520

Fonte: BONNET(1971), adaptado

Necessitamos também de consultar a Tabela 7 (calor introduzido pela abertura de portas).

Tabela 7 - Infiltrações de ar (Monteiro, Refrigeração II, 2016)

RENOVAÇÃO DE AR NAS CÂMARAS FRIGORÍFICAS - kJ A FORNECER PARA REFRIGERAR 1m ³ DE AR RENOVAADO									
Temperatura interior do recinto refrigerado (°C)	Temperatura e Humidade relativa ao Ar Exterior								
	20	23	25	28	30	33	35	38	40
	70%			65%			60%		
10	20,10	30,50	38,90	48,50	58,50	71,10	81,90	98,20	108,30
8	25,10	35,50	43,90	52,30	63,50	76,50	87,40	103,70	114,10
7	27,60	38,00	46,00	57,70	66,50	79,00	89,90	106,20	116,60
6	30,10	40,50	48,50	60,20	69,00	81,90	92,80	109,10	119,50
5	32,20	43,10	50,60	62,70	71,90	84,40	95,30	112,00	122,50
4	34,70	45,10	53,10	64,80	74,00	86,90	97,80	113,70	124,60
3	36,80	47,70	55,20	67,30	67,70	89,50	99,90	115,80	126,20
2	38,90	49,70	57,70	69,80	78,20	92,00	102,40	118,30	129,20
1	41,40	52,30	60,20	71,50	81,10	94,50	104,50	120,80	131,70
0	43,90	54,30	62,70	73,60	83,60	97,00	107,00	123,30	133,80
-1	46,00	56,40	65,20	76,90	85,70	99,50	109,10	125,40	135,90
-2	48,50	58,90	67,30	79,00	87,80	102,00	111,60	127,90	137,50
-3	50,60	61,00	69,40	81,10	89,90	104,50	113,70	130,40	139,60
-4	52,70	63,50	71,50	83,60	92,00	106,20	116,20	132,90	142,10
-5	54,80	65,60	73,60	85,70	94,10	107,80	118,30	135,00	144,60
-6	56,80	67,70	75,70	87,80	96,10	109,90	120,40	137,10	147,10
-8	61,00	71,90	80,30	92,40	100,30	114,10	125,00	141,70	155,10
-10	65,20	78,20	84,40	96,60	104,50	118,30	129,20	145,90	160,10
-15	75,70	86,50	94,50	107,00	115,00	129,20	140,00	158,00	171,80
-18	81,90	92,80	100,70	112,90	121,20	134,60	146,70	164,70	176,80
-20	85,70	96,60	104,90	117,00	125,40	138,80	150,90	169,70	183,50
-23	91,50	102,40	110,80	122,90	131,70	145,50	157,60	176,40	186,00
-25	95,30	106,60	115,00	127,10	135,40	149,20	161,80	180,60	195,20
-28	100,30	112,00	120,80	132,90	141,70	155,50	168,50	188,10	201,50
-30	104,10	115,80	125,80	137,10	145,90	158,80	172,60	192,30	206,10
-33	109,50	121,20	131,30	142,50	151,30	166,80	178,90	198,10	212,80
-35	112,90	124,60	135,90	147,10	155,50	169,70	183,10	202,30	217,80

Fonte: BONNET(1971), adaptado

Para cálculo das perdas por renovação automática de ar quando a câmara se destina unicamente a produtos que respiram (verduras, legumes, tubérculos ou frutos), considera-se um número compreendido entre 4 a 6 renovações em cada 24 horas, sendo usual utilizar-se o número 4.

Quando se trata de verduras, legumes, tubérculos ou frutos aplicamos a seguinte fórmula:

$$\dot{q}v_{\text{ren-ar}} = 4 \times V \quad (6)$$

Para determinar as perdas por renovações de ar ($\dot{Q}D$) da câmara, teremos de recorrer à seguinte equação:

$$\dot{Q}D = \frac{Q_{\text{ren(ar)}} \times \dot{q}v_{\text{ren-ar}} \times Fs}{t_{\text{func}} \times 3600} \quad (7)$$

$\dot{Q}D$ – Cargas térmicas associadas às renovações de ar e infiltrações [W];

$Q_{\text{ren(ar)}}$ – Calor introduzido por abertura de portas [J/m³];

$\dot{q}v_{\text{ren-ar}}$ – Quantidade de ar renovado [m³/24h];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

Existem outras formas de calcular as cargas térmicas associadas às renovações de ar e infiltrações:

$$Q = \dot{m} \times \Delta h \quad (8)$$

Q – Carga térmica devido à renovação de ar [W];

\dot{m} - Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara [kg/s];

Δh - Diferença de entalpias entre o ar exterior e do ar interior da câmara frigorífica [J/kg].

Para calcular o caudal mássico (\dot{m}) utiliza-se a seguinte expressão:

$$\dot{m} = \frac{V_{\text{diário}}}{v \times 86400} \quad (9)$$

$V_{\text{diário}}$ - Caudal volumétrico diário de ar exterior [m³/dia];

v - Volume específico do ar exterior [m³/kg].

Para determinar o caudal volumétrico diário de ar exterior, é necessário calcular a taxa de renovação de ar exterior (n). Esta taxa de renovação de ar depende da movimentação de

produtos, máquinas e pessoas, entre o exterior e o interior da câmara frigorífica, e do volume da câmara. O cálculo da taxa de renovação é obtido através da seguinte expressão (Ângelo, 2009):

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (10)$$

O valor 70 na expressão da taxa de renovação de ar exterior é usado caso se trate de uma movimentação normal, caso se trate de uma movimentação intensiva o valor a adotar é 100. O caudal volumétrico diário de ar exterior é obtido através da seguinte expressão:

$$V_{diário} = n \times V_{int} \quad (11)$$

em que V_{int} corresponde ao volume interior da câmara frigorífica.

A expressão usada para o cálculo da carga térmica devido à abertura de portas é a seguinte (Ângelo, 2009):

$$Q = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_{int}} \times L \times H \times A \times C \quad (12)$$

onde

$$A = (h_{ext} - h_{int}) \times \left[H \times \left(1 - \frac{v_{int}}{v_{ext}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

ΔT – Diferença de temperatura entre as duas faces da porta [°C];

t_{ab} – Tempo de abertura da porta [min/hora];

L – Largura da porta [m];

H – Altura da porta [m].

$C = 1$ (porta sem cortina de ar ou lamelas)

$C = 0,9$ (porta com lamelas)

$C = 0,4$ (porta com cortina de ar)

h_{ext} – Entalpia específica do ar exterior [kJ/kg];

h_{int} – Entalpia específica do ar interior [kJ/kg];

v_{int} – Volume específico do ar interior [m^3/kg];

v_{ext} – Volume específico do ar exterior [m^3/kg].

$$T_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_d}{24} \quad (14)$$

T_{ab} – Tempo de abertura de porta [min/h];

d_{ton} – Duração média da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto [min/ton];

f_d – Fluxo diário de produto [t].

E – Perdas por arrefecimento das embalagens

Quando está envolvida uma grande quantidade de embalagens e, principalmente, com elevado calor específico, Cp_{emb} , torna-se necessário ter em conta os ganhos de calor sensível associado às mesmas, na proporção diária. Muitas vezes a massa das embalagens é negligenciada.

$$\dot{Q}_E = \frac{m_{emb} \times Cp_{emb} \times \Delta T}{t_{func}} \quad (15)$$

\dot{Q}_E – Cargas térmicas associadas às embalagens [W];

m_{emb} – Massa da embalagem [kg];

Cp_{emb} – Calor específico [J/kg°C];

ΔT – Diferença de temperatura entre temperatura de entrada das embalagens e a temperatura no interior da câmara [°C];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

A mesma fórmula pode ser aplicada para as paletes.

F – Perdas por estiva e entrada de pessoas na câmara

Nas câmaras frigoríficas de grande capacidade, a estiva dá origem a perdas que se operam na forma de trabalho mecânico, sobretudo quando se recorre à utilização de empilhadores movidos, usualmente, a bateria elétrica. De outro modo, a estiva será efetuada manualmente, recorrendo a carrinhos, e aí entra-se com o calor dissipado pela atividade humana. Algumas considerações sobre valores tabelados a extrair:

- A potência térmica dissipada (\dot{Q}_p) por cada pessoa, encontra-se disponível na literatura, sendo também necessário considerar o tempo que o utilizador permanece no interior da câmara;
- Necessitamos também de saber a potência dissipada pelo empilhador (caso exista), bem como o tempo em que este permanece no interior da câmara;
- Normalmente nas câmaras pequenas as perdas por estiva são negligenciadas.

$$\dot{Q}_F = \frac{N.^{\circ}_{pess} \times \dot{Q}_P \times t_1}{t_{func}} \quad (16)$$

\dot{Q}_F – Cargas térmicas associadas às pessoas [W];

$N.^{\circ}_{pess}$ – Número de pessoas;

\dot{Q}_P – Potência térmica dissipada pelas pessoas [W];

t_1 – Tempo que o utilizador permanece no interior da câmara [h];

t_{func} – Tempo de funcionamento [h].

$$\dot{Q}_{Fe} = \frac{N.^{\circ}_{Equip} \times \dot{Q}_E \times t_1}{t_{func}} \quad (17)$$

\dot{Q}_{Fe} – Cargas térmicas associadas aos equipamentos [W];

$N.^{\circ}_{Equip}$ – Número de equipamentos;

\dot{Q}_E – Potência dos equipamentos [W];

t_1 – Tempo em que o equipamento permanece ligado no interior da câmara [h];

t_{func} – Tempo de funcionamento [h].

G – Perdas por iluminação

A iluminação, quando não devidamente cuidada, pode contribuir para o aquecimento interno e, portanto, significar perdas por iluminação. Nas pequenas câmaras, estas perdas são quase sempre negligenciadas. Estas podem ser calculadas através da equação (18):

$$\dot{Q}_G = \frac{n_{lamp} \times \dot{Q}_{ilum} \times t}{t_{func}} \quad (18)$$

\dot{Q}_G – Cargas térmicas associadas à iluminação [W];

n_{lamp} – Número de lâmpadas;

\dot{Q}_{illum} – Potência das lâmpadas [W];

t – Tempo de utilização [h];

t_{func} – Tempo de funcionamento por dia [h].

H - Balanço Térmico provisório

O balanço térmico a que a câmara se encontra sujeita durante 24 horas será o somatório de todos os valores parciais de A e G indicados pelos respectivos subtotaís, ou seja:

$$\dot{Q}_{evap} = \sum \dot{Q}_{A-G} \quad (19)$$

Considerando que o compressor funcionará entre 14 e 18 horas por cada 24 horas, para o balanço provisório e afinações dos resultados, opta-se pelo valor intermédio (16 horas), ou seja, determina-se a capacidade frigorífica \dot{Q}_0 que o compressor necessita produzir, com o compressor a funcionar 16 horas por dia.

I – Pré-Dimensionamento do evaporador (perdas por funcionamento)

Com o valor de \dot{Q}_{evap} e, através de um catálogo técnico, seleciona-se o evaporador com a capacidade aproximada, por excesso, e retiram-se os valores da potência dos ventiladores e das resistências de descongelação. Para temperaturas de funcionamento positivas, as resistências são desnecessárias, porque a descongelação do evaporador é efetuada pela circulação do ar quando o compressor está parado. Então, para adição ao cálculo do balanço térmico final, apenas conta a parcela referente ao funcionamento dos ventiladores.

J – Balanço térmico final

Agora, verifica-se que todos os valores que constituem o balanço térmico foram encontrados. Então, efetua-se o balanço térmico final através do somatório de todos os resultados ($\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_1$), sendo este valor afetado por um coeficiente de segurança usado neste tipo de cálculos (10%).

Análise crítica

Após a obtenção deste resultado, algum criticismo deverá ser efetuado.

Será sempre uma boa política questionar os resultados obtidos. Uma introdução de dados errada poderá originar um resultado incoerente. O melhor procedimento a seguir enquanto não se ganha “experiência numérica” é compará-lo com o resultado obtido por outros programas informáticos ou, então, compará-lo com a potência térmica aconselhada em tabelas de seleção rápida com dados aproximados que relacionam a temperatura da câmara, o volume e a capacidade frigorífica necessária (Monteiro, 2016).

3. Ferramenta de cálculo desenvolvida na SKK®


Conforme se referiu na introdução, com a chegada à empresa foi requerido o desenvolvimento de um programa que tornasse o fluxo de trabalho mais rápido. Inicialmente seria uma folha de cálculo que permitisse seleccionar os diversos componentes de um sistema de refrigeração: evaporador, válvula termostática de expansão, válvula solenoide, compressor e condensador. Mas com o passar do tempo, verificamos que seria importante que a folha de cálculo fosse um pouco mais completa. Assim sendo a folha de cálculo evoluiu e, na versão atual, encontra-se dividida da seguinte forma:

- Cargas térmicas;
- Seleção de evaporador;
- Seleção da válvula termostática de expansão;
- Seleção da válvula de solenoide;
- Seleção de compressor;
- Seleção de condensador;
- Seleção de grupo de condensação;
- Seleção de tubagem;
- Seleção de componentes;
- Seleção de sistemas de controlo;
- Orçamento;
- Lista de encomenda;
- Relatório final

Sempre que possível, a direção da empresa reunia para dar o seu feedback sobre a ferramenta, contribuindo para o seu desenvolvimento progressivo.

3.1 Cargas térmicas

Como podemos visualizar através da Figura 12, o utilizador apenas terá de introduzir o local da instalação. Após a escolha do local (Figura 13), o utilizador tem acesso a várias informações sobre o local, que vão ser necessárias para o cálculo das cargas térmicas. As informações sobre o local são: temperatura de verão, humidade relativa no verão, temperatura de inverno, humidade relativa no inverno, altitude do local e temperatura média de Verão.



SKK
Refrigeração | Engenharia | Eficiência

Cálculo das Cargas Térmicas

Nome

Projecto

Data

Localização Geográfica

Local

Viana do Castelo

Características do local

Temperatura Verão	35	°C
HR Verão	35 - 40	%
Temperatura de Inverno	-1	°C
HR Inverno	85 - 95	%
Altitude	8	m
Temperatura média Verão	25,5	°C




Figura 12 – Interface localização geográfica

Local

Lisboa

Tem

Tempe

HR Inverno

Altitude

Temperatura média Verão

34	°C
40 - 35	%
3	°C
85 - 95	%
57	m
27,9	°C

Figura 13 - Detalhe de seleção do local da instalação

Na secção referente à dimensão da câmara frigorífica, o utilizador terá de inserir as dimensões interiores da câmara, escolher o tipo de isolamento e a espessura do mesmo (Figura 14). Terá ainda de escolher uma das seguintes opções: câmara com solo ou câmara sem solo (Figura 14).

As figuras (Figura 15 e Figura 16) são de detalhe e são referentes à seleção do tipo de isolamento e respetiva espessura.

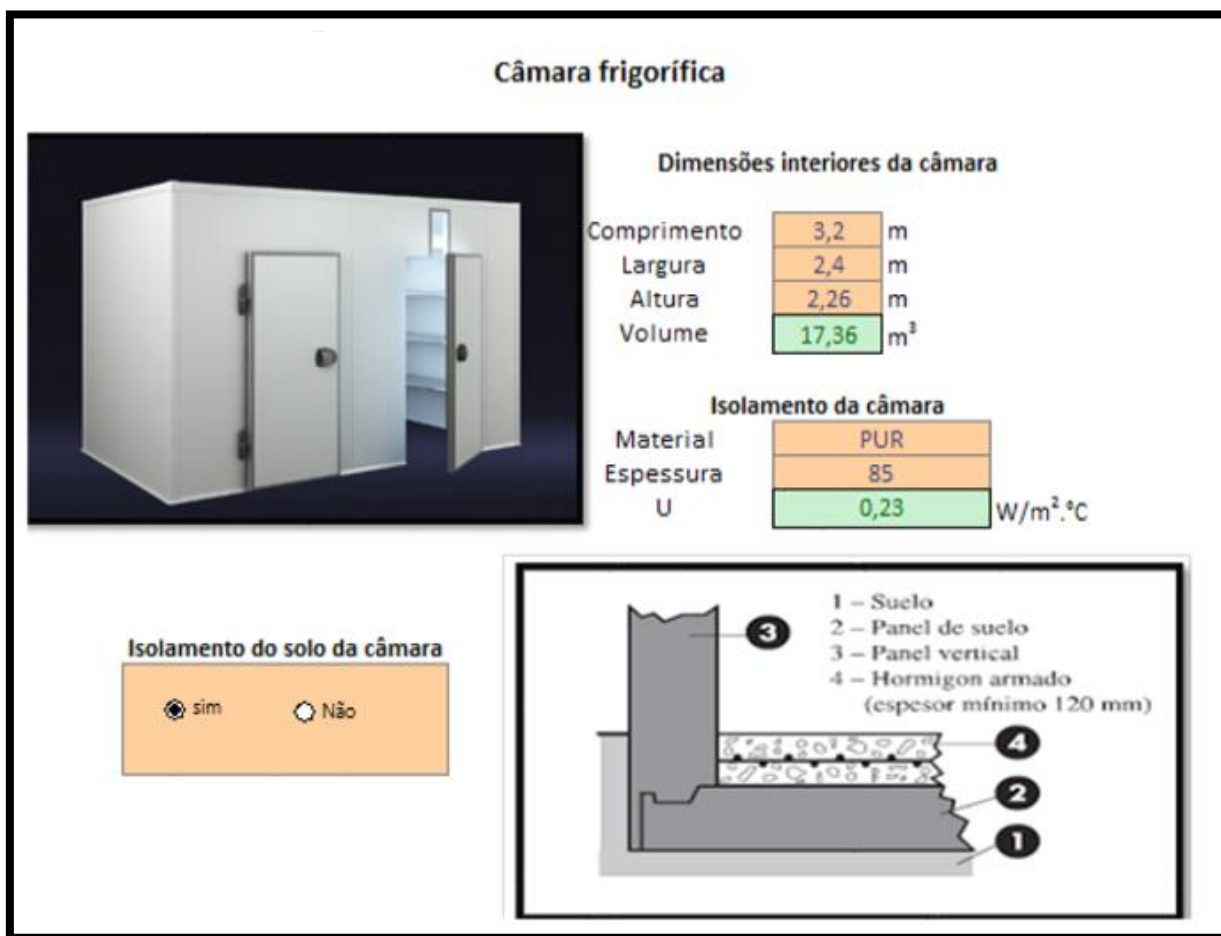


Figura 14 – Interface referente à constituição da câmara frigorífica

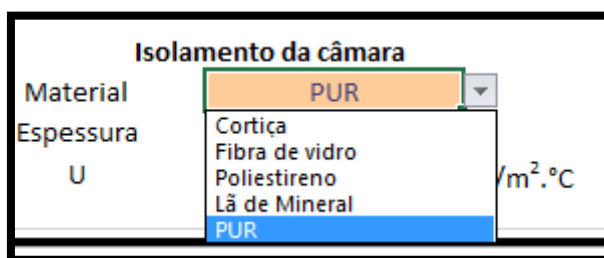


Figura 15 - Detalhe de seleção do tipo de isolamento

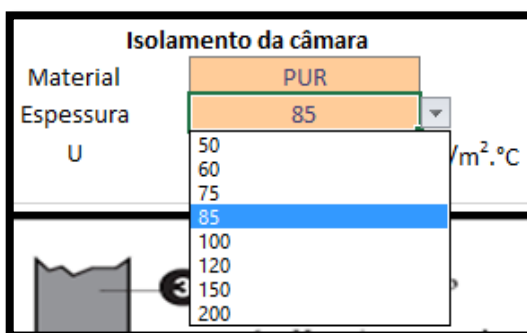


Figura 16 - Detalhe de seleção da espessura do isolamento

Na secção referente ao produto, o utilizador terá de seleccionar o tipo de produto (fruta, vegetais, diversos, etc...) e só depois selecciona o produto. Terá de introduzir a temperatura de entrada do produto, temperatura de conservação, densidade de carga e, por fim, a taxa de rotatividade (Figura 17).


Tipo de produto		Produto		Características do produto	
Fruta		Morango		Tcon.	1 °C
		Tentrada Produto		HR	85 %
		20 °C		Cp	3,85 kJ/kg.°C
				Qresp	5 kJ/kg.dia
Acondicionamento		Densidade de carga aconselhada			
Introdução manual de dados		Fruta		150 - 250	
Armazenamento	3600 kg	Densidade	400	kg/m ³	
Taxa de rotação diária	10,00%	T. conservação	3	°C	
Movimentação diária	360 kg	Fp	2,25	adim	
		Cálculo automático			
		Armazenamento	239149,4	kg	
		Taxa de rotação diária	10,00%	Md1	
		Movimentação diária 1	23914,94	kg	
		Movimentação diária 2	7991,63	kg	
Qual o método que pretende utilizar?		Tipo de conservação			
Automático		<input type="checkbox"/> Conservação negativa <input checked="" type="checkbox"/> Conservação positiva			

Figura 17 - Interface referente ao tipo de produto

Apesar de não ser pedido, foi adicionada uma opção que permite calcular as cargas térmicas para câmaras de conservação negativa.

Esta opção permite:

- ✓ Contabilizar a carga da câmara (considerando a câmara totalmente preenchida Md1);
- ✓ Contabilizar a carga da câmara (considerando que a câmara não está totalmente preenchida Md2).

Tipo de produto	
Fruta	
Carne	
Fruta	
Vegetais	
Peixe	
Diários	
Diversos	

Produto	
Morango	
Maçã	
Pera	
Cereja	
Morango	
Laranja	
Tanjerina	
Uva	
Melão	

Figura 18 - Detalhe da seleção do tipo de produto e de produto

No caso do acondicionamento, o utilizador pode escolher dois métodos alternativos: manual e automático. Pode inserir os dados manualmente ou então selecionar a opção automático, em que a folha de cálculo efetua o cálculo automaticamente (Figura 19).

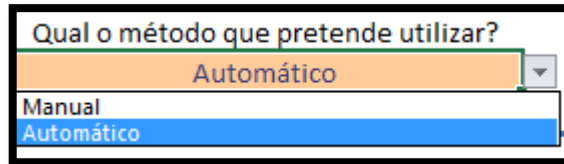


Figura 19 - Detalhe de seleção de método pretendido para o acondicionamento

Na secção referente à ventilação e renovação do ar, o utilizador poderá aceitar o cálculo automático, em que a folha de cálculo efetua o cálculo com base nos dados do local. Alternativamente, o utilizador pode introduzir manualmente os dados com auxílio de valores tabelados (Figura 20). As células a amarelo são informações sobre os dados a inserir para efetuar a seleção.

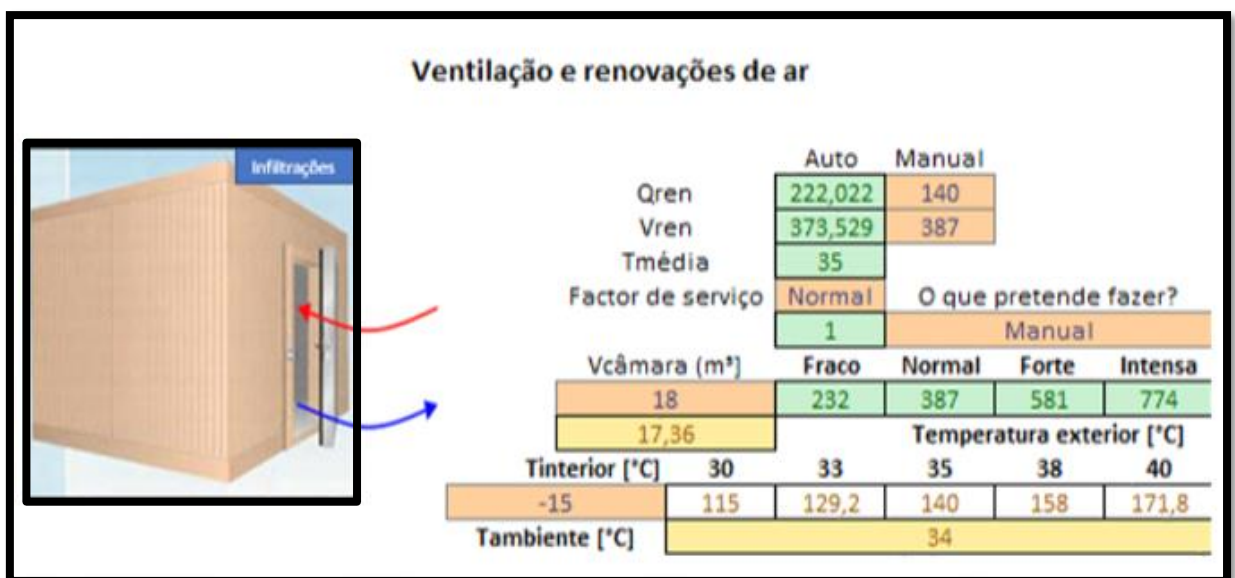


Figura 20 - Interface de ventilação e renovações de ar

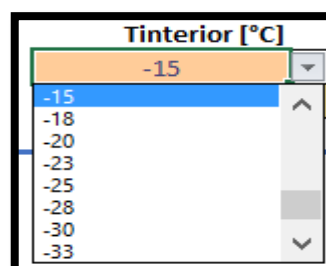


Figura 21 - Detalhe de seleção da temperatura no interior da câmara

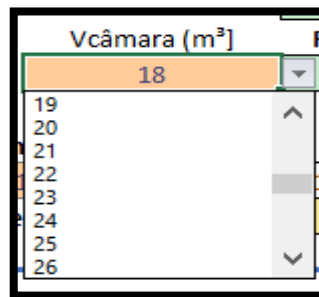


Figura 22 - Detalhe de seleção de volume da câmara

Na secção referente às embalagens, o utilizador apenas terá de seleccionar o tipo de material da embalagem (Figura 24) e a massa total da embalagem (Figura 23). Poderá ainda utilizar a opção desprezar (Figura 25), caso decida não entrar em conta com este fator no cálculo das cargas térmicas.


Embalagens			
Material da embalagem	CP embalagem [kJ/kg.K]	Massa total embalagens [kg]	
Polietileno	2,3	1440	
	Comp [m]	0,495	Massa total de embalagens [kg]
	Larg [m]	0,385	1440,00
	Altu [m]	0,195	O que pretende fazer?
	Peso [Kg]	2,1	Desprezar
			Plástico
			0,08

Figura 23 - Interface de introdução do tipo de embalagem

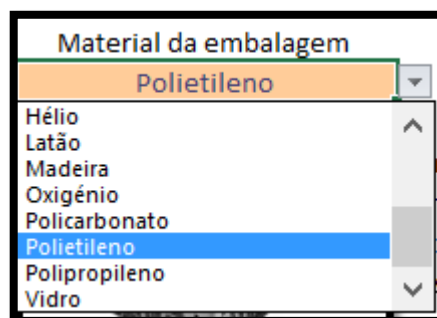


Figura 24 - Detalhe de seleção de material da embalagem

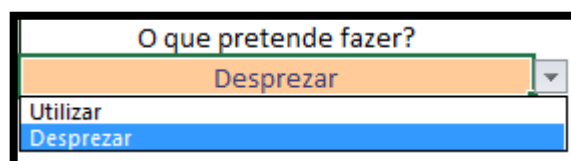


Figura 25 – Opção de considerar ou não as embalagens no cálculo

Na secção referente às paletes, o utilizador apenas terá de considerar ou não a contabilização das paletes e, em caso afirmativo terá de introduzir a massa das paletes (Figura 26 e Figura 27).


Paletes		
Material da paleta	CP madeira [kJ/kg.K]	Massa paletes [kg]
Madeira	1,38	260,35
	Comp [m]	1,2
	Larg [m]	0,8
	Alt [m]	0,144
	Peso [Kg]	25,8
		O que pretende fazer?
		Desprezar

Figura 26 - Interface de paletes

O que pretende fazer?

Desprezar

Utilizar

Desprezar

Figura 27 – Opção de considerar ou não as paletes no cálculo

Na secção referente à ocupação, o utilizador terá de seleccionar o grau de atividade, o tempo de operação e o número de pessoas (Figura 28).


Ocupação	
	
Trabalho moderado	
Potência libertada [W]	Tempo de operação [h]
134	2
Número de pessoas	
3	

Figura 28 - Interface de Ocupação

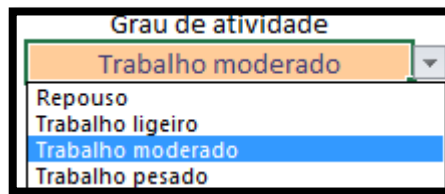


Figura 29 - Detalhe sobre seleção de grau de atividade

Na secção referente à iluminação, o utilizador terá de seleccionar um dos métodos de introdução: automático ou manual. No caso do modo automático, a ferramenta considera uma determinada potência por unidade de área. Quanto à opção manual, o utilizador terá de introduzir a potência das lâmpadas, o número de lâmpadas e, por fim, o tempo de funcionamento (Figura 30).

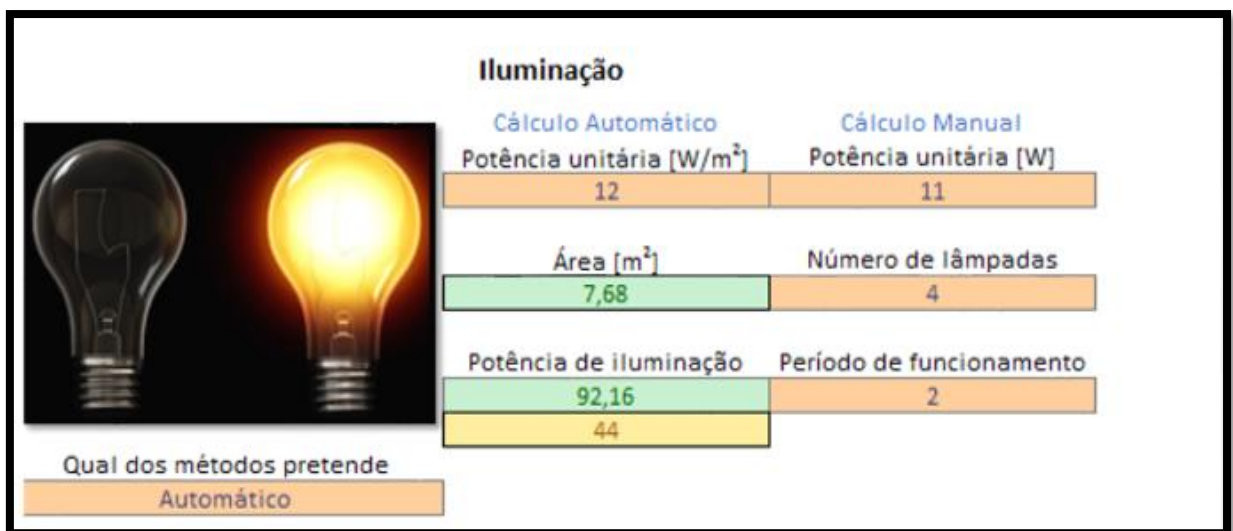


Figura 30 - Interface de iluminação

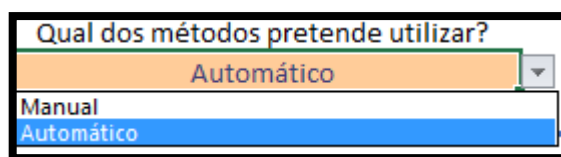


Figura 31 - Detalhe de seleção sobre o que pretende fazer

Na secção referente a outras cargas, encontram-se as resistências elétricas, os motoventiladores e os empilhadores. No que diz respeito às resistências elétricas, o utilizador apenas terá de seleccionar o tipo de descongelação, o período de funcionamento e a potência das resistências. A opção que se encontra a verde é uma sugestão de acordo com a escolha do evaporador (Figura 32).

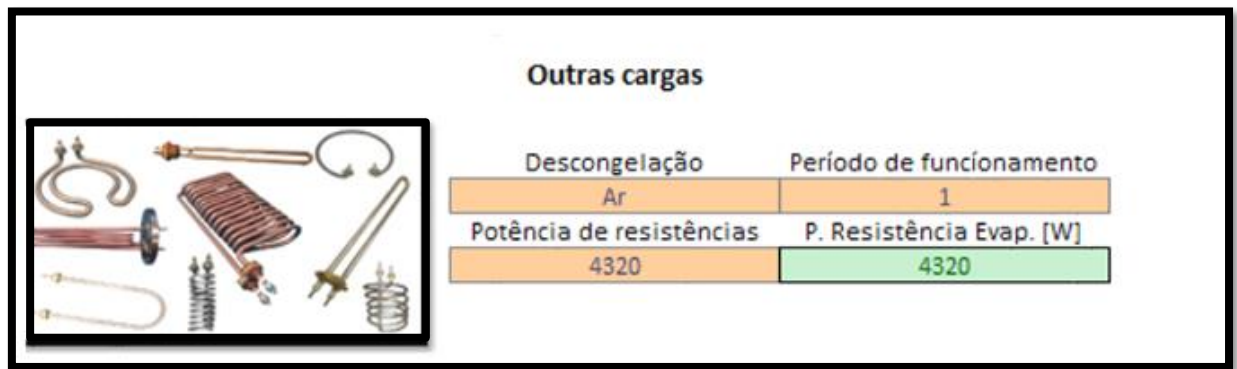


Figura 32 - Interface de outras cargas

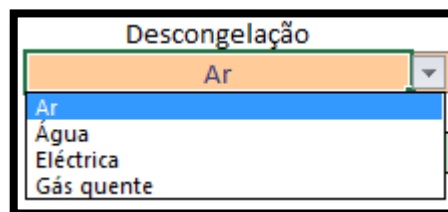


Figura 33 - Detalhe de seleção do tipo de descongelação

Quanto aos motoventiladores, o utilizador apenas terá de escolher um dos métodos a utilizar manual ou automático e inserir a potência dos motoventiladores (Figura 34). No cálculo automático, a ferramenta calcula um valor aproximado em função da carga total; na opção manual, o utilizador deve inserir o valor.



Figura 34 - Interface de motoventiladores

No caso dos empilhadores, o utilizador terá de inserir a potência do empilhador, o período de funcionamento e por fim o número de empilhadores (Figura 35).

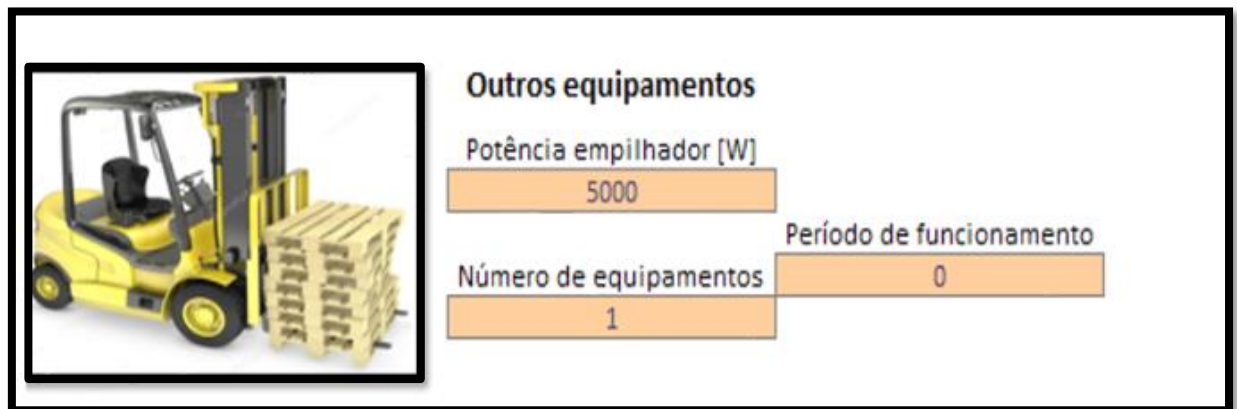


Figura 35 - Interface de outros equipamentos

Depois de selecionar todas as opções descritas anteriormente, obtemos os resultados finais.

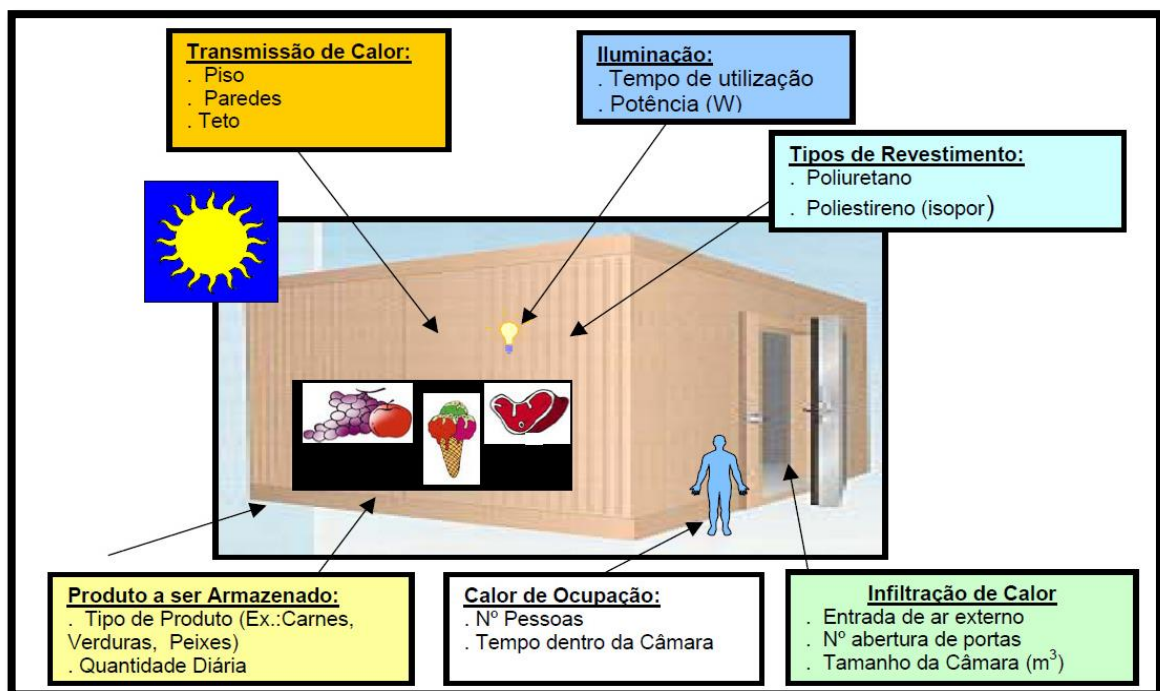


Figura 36 - Cargas térmicas no espaço refrigerado

Os resultados finais são apresentados sob a forma de tabela, com as várias cargas térmicas (Tabela 8).

Resultados finais

Tabela 8 - Resultados finais da folha de cálculo das cargas térmicas

Potências em jogo	Balanço Térmico		
	Potências Parciais W	%	Potência W
A - Perdas por Isolamento	687,56	24,98%	
B - Perdas por arrefecimento do produto	156,62	5,69%	
C - Perdas por respiração do produto	452,00	16,43%	
D - Perdas por renovação de ar	940,63	34,18%	
E - Perdas por arrefecimento de embalagens e paletes	0,00	0,00%	
F - Perdas por estiva (pessoas e trabalhos mecânicos)	36,25	1,32%	
G - Perdas por iluminação	12,67	0,46%	
I - Perdas por funcionamento do evaporador	216,00	7,85%	
J-Perdas por equipamentos	0,00	0,00%	
Cálculo para % de coeficiente de segurança	250,17	9,09%	
Capacidade frigorífica do compressor, Q0 - 16/24 horas		100%	2751,90

3.2 Seleção do evaporador

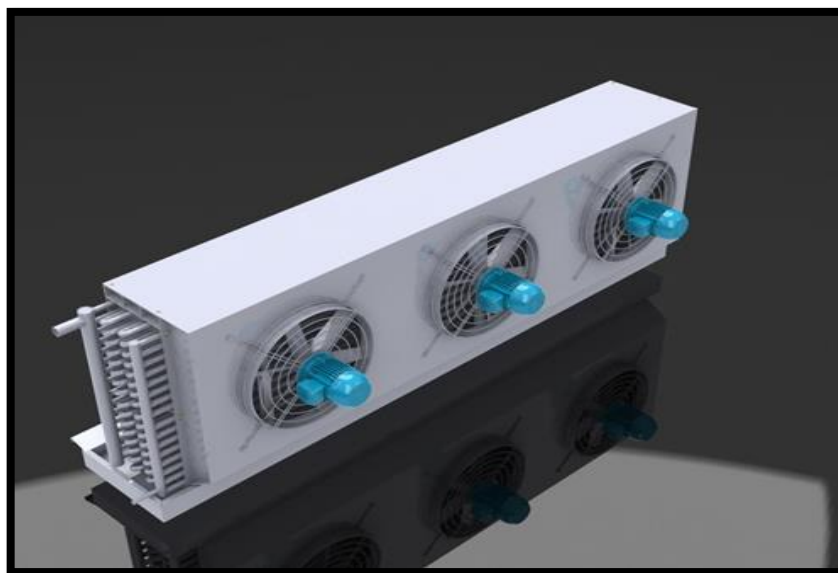


Figura 37 – Evaporador. Adaptado de Recrusul

Um fluido frigorigéneo no estado líquido absorve calor quando se evapora. Esta é a condição fundamental para que o processo de arrefecimento ocorra. Se o líquido se puder expandir a uma determinada temperatura ambiente e pressão correspondente, a evaporação ocorrerá com a consequente absorção de calor do ambiente que envolve o local onde aquela expansão se dá.

Se tal situação ocorresse à pressão atmosférica, verificar-se-ia a diferente temperatura. Assim, a temperatura de evaporação depende sempre da pressão a que se encontra o líquido. Quanto mais baixa for a pressão, menor será a temperatura de evaporação. Ao componente onde ocorre este fenómeno, dá-se o nome de evaporador (Figura 37). A sua função é remover o calor do ambiente envolvente e, portanto, “produzir frio”.

Após a folha das cargas térmicas estar elaborada e funcional, o estágio prosseguiu com a criação de uma folha de cálculo que seleccionasse os evaporadores em função das devidas correções. Para efetuar a seleção do evaporador é necessário ter em conta os seguintes aspetos:

- ✓ Tipo de fluido;
- ✓ Material das alhetas;
- ✓ Diferencial de temperatura Δt ;
- ✓ Humidade relativa.

O primeiro passo consistiu em escolher uma tabela de referência (Tabela 9) com as diversas humidades relativas e correspondentes $\Delta t_{(s)}$. Após esta seleção, através de uma regressão linear chegamos a um polinómio que nos permite definir o Δt a partir da humidade relativa.

Tabela 9 – Diferenciais de temperatura $\Delta t_{(s)}$ em função da humidade relativa pretendida no espaço. Adaptado de SKK®

DT - Valor prático			
Aplicação	Humidade relativa	DTm [°C]	DT1 [°C]
Câmara de refrigerados	70% - 75%	8,5 - 9,0	10,0 - 11,0
	75% - 80%	7,5 - 8,0	9,0 - 10,0
	80% - 85%	6,5 - 7,0	8,0 - 9,0
	85% - 90%	5,6 - 6,0	7,0 - 8,0
	90% - 95%	4,7 - 5,0	6,0 - 7,0
	95% - 98%	4,0 - 5,0	5,0 - 6,0

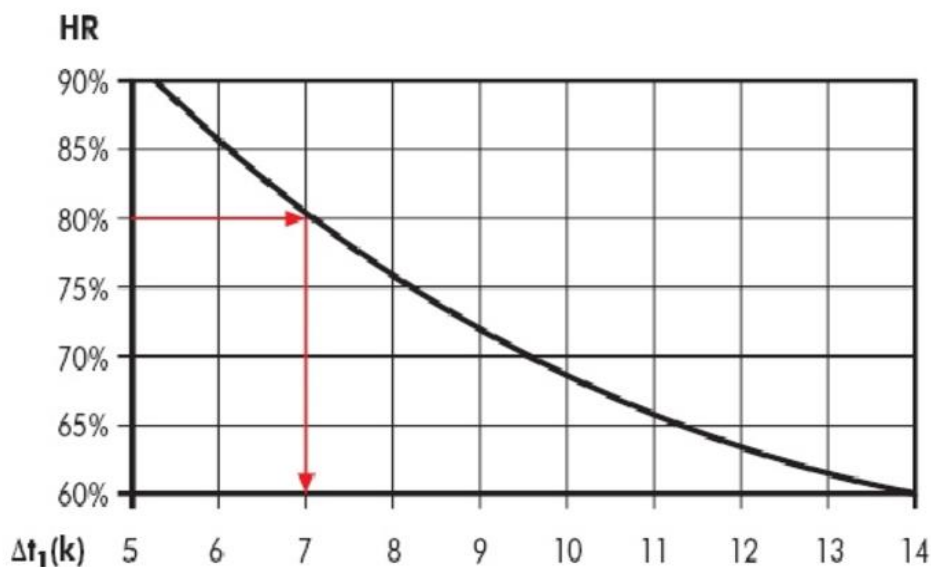


Figura 38 - Gráfico Δt em função da humidade relativa (Castillo, s.d.)

O passo seguinte foi criar uma base de dados com todas as características dos evaporadores mais utilizados nas câmaras frigoríficas positivas.

Os modelos utilizados, da marca Centauro, foram os seguintes: MT, DD, DF, DFL, RWK, TA, CBN, MTB (Centauro, 2014).

O passo seguinte foi criar uma opção que permita efetuar o cálculo da potência corrigida em função do evaporador selecionado.

O cálculo baseia-se na seguinte fórmula (Centauro, 2014):

$$Q_{0m} = Q_{sm} \times RCm \times FC1 \times FC2 \quad (20)$$

Q_{0m} – Capacidade corrigida [W];

Q_{sm} – Capacidade nominal do evaporador [W];

RCm – Fator de correção para dados em DTm [adm];

$FC1$ – Fator de correção em função do fluido refrigerante [adm];

$FC2$ – Fator de correção em função do material das alhetas.

Mais uma vez recorrendo às regressões lineares, obtivemos o polinómio que nos permite retirar o valor referente ao RCm .

Para obter o valor referente ao RCm, necessitamos de introduzir os seguintes dados:

- temperatura da câmara;
- Δt .

Por fim apenas necessitamos de atribuir os fatores de correção para o tipo de fluido e para o material das alhetas.

Os coeficientes referentes ao tipo de fluido são os seguintes:

R134a – 0,94

R404A – 1

Os coeficientes referentes ao tipo de alhetas são os seguintes:

Alumínio – 1

Alumínio revestido – 0,97

Cobre – 1,03

O aspeto da folha de cálculo é o seguinte (Figura 39):


SELECÇÃO DE EVAPORADORES

INPUTS

Dimensões da câmara [m]		
6	4	3
Dividir potência ?	Não	7,60
Potência Frigorífica [kW]	Qtd	TC [°C]
7,60	1	0,00
HR [%]	DTm [°C]	Dtcorrigido
90	5,02	93,07
91,57	4,92	4,67
Potência Corrig. [kW]		
7,75	OK	
Fluido Refrigerante	Material	2%
R404A	Aluminio	
1,00	1,00	
BAT. RES.	Correcção do Dt	
Sem resistências	Grupo	
Descarga de gás	Chaparia em inox	Adaptador condutas
DFR	não	não
Sem		
Alhetas Revestidas	Tabuleiro de esgoto isolado	Baterias de resistências
não	não	não
		Resistências de gola
		não


Modelo 1

MT



Modelo 2

DD



Equipamento	Equipamento
MT 4E3/13	DD 7E3/11
Potência Nominal [kW]	Potência Nominal [kW]
13,39	10,58
	Potência Corrig. [kW]
	6,66
	Selecione outro equipamento

DD	
-34	5 °C
2,34 - 53,17	kW

Ajuda ao utilizador:

- Gama de temperatura;
- Gama de potência.

Figura 39 - Interface de seleção de evaporadores

Como existem vários modelos disponíveis, optamos por inserir uma segunda opção (Figura 39), para que exista um termo de comparação, que nos permita seleccionar o modelo mais adequado. Inserimos ainda uma opção que permite ao utilizador saber se o modelo serve ou não para o projeto em curso. Caso sirva, aparece uma mensagem a dizer OK e a célula da potência corrigida fica preenchida com a cor verde. Se por acaso a potência corrigida for inferior à potência frigorífica, aparece uma mensagem a dizer seleccione outro e a célula da potência corrigida fica preenchida a cor vermelha.

Existe ainda uma funcionalidade importante, que permite calcular o $\Delta t_{Corrigido}$ em função do tipo de compressor. Este aspeto é importante, porque dele depende a humidade relativa no interior da câmara (Figura 40).

HR [%]	DTm [°C]	Dtcorrigido
90	5,02	93,07
91,57	4,92	4,67

Figura 40 - Detalhe de funcionalidade que permite calcular o $\Delta t_{Corrigido}$

Após a comparação, o utilizador pode seleccionar uma das duas opções para seguir para a folha de orçamentação. Podemos visualizar o aspeto através da Figura 41.

Outputs 1							
Modelo	Potência corrig. [kW]	Dtc [°C]	Dimensões do evaporador [mm]				Preço [€]
			A	B	C	D	
MT 4E3/13	7,75	4,95	449	1833	1525	540	1321,5
N.º de ventiladores		Diâmetro ventil. [mm]					
3,00		350,00		<input checked="" type="radio"/> Seleccionar opção			

Outputs 2							
Modelo	Potência corrig. [kW]	Dtc [°C]	Dimensões do evaporador [mm]				Preço [€]
			A	B	C	D	
DD 7E3/11	6,66	0,00	449	1833	1525	540	1393,6
N.º de ventiladores		Diâmetro ventil. [mm]					
3,00		350,00		<input type="radio"/> Seleccionar opção			

Opção Final	Descrição	Modelo	Preço [€]	REF SKK
Opção1	Evaporador Centauro	MT 4E3/13	1321,5	5211770

Figura 41 - Outputs de evaporador

Existe ainda um campo de apoio ao utilizador (Figura 42) que permite visualizar com mais detalhe todas as características dos modelos seleccionados.

Características de equipamento 1			
Caudal de ar [m ³ /h]	5700		
Rotação [rpm]	1300		
Nº de ventiladores	3		
Diâmetro vent. [mm]	350	Ligações	
Alcance [m]	14	Entrada	5/8
Ruído [dB]	62	Saída	1 3/8
Ventilador		Esgoto	3/4 BSP
Potência Eléctrica [W]	390	Dimensões [mm]	
Corrente Eléctrica [A]	1,71	A	449
Alimentação	230/1/50	B	1833
Resistências		C	1525
Potência Eléctrica [kW]	6,48	E	540
Corrente Eléctrica [A]	9,35	Peso [kg]	74
Alimentação	400/3/50	Volume [m ³]	0,88

Características de equipamento 2			
Caudal de ar [m ³ /h]	5820		
Rotação [rpm]	1300		
Nº de ventiladores	3		
Diâmetro vent. [mm]	350	Ligações	
Alcance [m]	16	Entrada	1/2
Ruído [dB]	62	Saída	1 1/8
Ventilador		Esgoto	3/4 BSP
Potência Eléctrica [W]	390	Dimensões [mm]	
Corrente Eléctrica [A]	1,71	A	449
Alimentação	230/1/58	B	1833
Resistências		C	1525
Potência Eléctrica [kW]	6,48	E	540
Corrente Eléctrica [A]	9,35	Peso [kg]	79
Alimentação	400/3/51	Volume [m ³]	0,88

Figura 42 - Características de apoio à seleção do evaporador

3.3 Seleção da válvula termostática de expansão

O líquido condensado é recolhido num depósito. Neste, a pressão é muito mais elevada do que a pressão no evaporador, uma vez que está diretamente sob influencia do compressor. Para efetuar a redução de pressão para que a evaporação ocorra, será necessário inserir entre estes dois componentes um dispositivo (válvula de expansão termostática, VTE) que mantenha aquela diferença de pressão, enquanto a temperatura de serviço exigida no evaporador não for alcançada.

Para melhorar a expansão, a montante da válvula de expansão o líquido deverá encontrar-se a uma temperatura ligeiramente abaixo do ponto de saturação, isto é, subarrefecido.

$$\frac{Q}{f_{sub} \times f_p} = \text{Selected capacity} \quad (21)$$


Q – Capacidade frigorífica [W];

f_{sub} – Factor de correcção de subarrefecimento [adm];

f_p – Factor de correcção de perda de carga [W].

Inicialmente a folha de cálculo funcionava apenas como base de dados e era necessário recorrer a outro software para seleccionar a válvula termostática de expansão. Mas, depois de alguma pesquisa, decidimos optar por elaborar uma folha de cálculo que nos permitisse efetuar o cálculo e seleccionar a válvula termostática de expansão. O utilizador apenas terá de introduzir a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, o grau de subarrefecimento, e por fim, a queda de pressão (Figura 43).

SELECÇÃO DE VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSÃO

Qtd EVAP	Qtd	Potência de frio [kW]		
1	1	5,33		
T Evaporação [°C]		T Condensação [°C]		
-4,98		45,00		
Marca		Fluido		
Confidencial		R134a		

Seleção

Temperatura de condensação [°C]	Temperatura de evaporação [°C]	Sub. [K]	DP [bar]
45	-10	2	0

TE2				
Orifício	Capacidade nominal [kW]	Capacidade corrigida [kW]	Load %	
03	3,25	3,32	161%	Outro

TE5				
Orifício	Capacidade nominal [kW]	Capacidade corrigida [kW]	Load %	
0,5	5,49	5,60	95%	OK

Figura 43 - Interface de seleção de válvulas termostáticas de expansão

Após introdução dos parâmetros referidos anteriormente, o utilizador apenas terá de ir alterando o diâmetro do orifício até obter uma potência corrigida superior à potência frigorífica pretendida. Isto é facilmente identificável, pois existe uma célula preenchida a amarelo, que auxilia o utilizador. Sempre que a potência corrigida for superior à potência frigorífica, aparece “OK”, caso esta condição não se verifique, aparece “Outro”.

Type	NS	Range	Nominal capacity [kW]	Minimal Capacity [kW]	Load [%]	DP [Bar]	Velocity [m/s]	
TE2-5	10	N	11,2	2,8	69,00%	15,27	1,53	Seleção
								TE5-TE12-TE20-TE55

Figura 44 - Interface de VTE

O ideal será sempre recorrer a outro software para se confirmar a seleção efetuada. Para o efeito foi criado um campo a amarelo (Figura 44), que o utilizador que deverá preencher com as informações obtidas de outros softwares.

Componentes								
TE2								
Elem + Corp	Tipo	Equalização	SS [K]	Entrada	T. Entrada	Fluido R134a Saída	Fluido R134a REF SKK	Preço [€]
TN2	R/R	-	5	ROS	3/8	ROS 1/2	12713000	46,2
TEN2.2	S	SOLD	5	S	-	-	12718000	48,6
Orifício	Capacidade nominal R134a N		Capacidade nominal R404A		REF SKK	Preço [€]		
OX.1	0,68		0,64		12920580	18,6		
			0,62	R404A B				
TE 5 - TE12 - TE20 - TE55								
Eeemento	REF SKK	Equalização	Gama [°C]	Preço [€]	Fluido utilizado		Fluido	
TEN5	12724150	ROSCAR	-40 - 10 °C	121,60 €	R134a		R134a	
Corpo da válvula	Entrada		Entrada	Saída	Saída	REF		
TE 5.1 Ang/Sold	SOLDA, ODF		0	1/2 in	SOLDA, ODF	5/8 in	067B4009	
					REF SKK	Preço [€]		
					12724032	39,10 €		
kW								
Orifício	Capacidade nominal R134a N		Capacidade nominal R404A N		REF SKK	Preço [€]		
TE5 0.5	6,68		8,17		n/a	45,40 €		
			4,2	R404A B				

Figura 45 - Interface de seleção de VTE para a marca A

Componentes								
Fuido utilizado								
R134a								
Modelo	REF	Conexão	Intervalo	Entrada	Saída	Equalização	Preço [€]	REF SKK
RFKA04-4.0-23	RFK-24019	SAE/SAE	-40 - 10 °C	3/8 - 1/2		-	37,90 €	12736030
kW								
Modelo Orifício	REF	R404A	R507A	R134a	Preço [€]	REF SKK		
RFKA-023-0X	RFK-24036	0,76	0,76	0,62	8,48 €	12932007		




Figura 46 - Interface de seleção de VTE para a marca B

A seleção do elemento termostático tem por base a temperatura de evaporação. O utilizador tem de escolher uma das seguintes faixas:

Faixa N	→	- 40°C a + 10°C
Faixa NM	→	- 40°C a - 5°C
Faixa NL	→	- 40°C a - 15°C
Faixa B	→	- 60°C a - 25°C
Faixa A	→	+ 10 °C a + 50°C

O corpo da válvula é escolhido em função do tipo de conexões (roscadas, soldadas ou flangeadas). Quanto ao orifício, a sua seleção é feita em função da potência frigorífica e do tipo de fluido. O utilizador no final apenas terá de escolher uma marca de válvulas, para que esta possa seguir para a folha de orçamentação.

3.4 Seleção da válvula de solenoide

As válvulas de solenoide são dispositivos de abertura e fecho automáticos e são bastante usadas nas linhas que compõem os circuitos de refrigeração, com fluidos frigoríficos, água e brine (salmoura), em lugar das válvulas manuais de passagem. Permitem o controlo automático (estabelecer ou interromper) do fluxo do fluido frigorífico, no estado líquido, para o dispositivo expensor, respondendo “à ordem direta” do termostato ou pressostato. Deste modo, evita a entrada de líquido no evaporador durante a paragem do compressor, uma vez que se atingiu a temperatura requerida no interior do recinto a refrigerar. A válvula de solenoide é montada a montante do dispositivo expensor. As válvulas podem ainda ser de duas ou três vias e a função de ambas é controlar o fluxo de líquido frigorífico que chega à válvula de expansão.

Para as aplicações na refrigeração comercial as válvulas são constituídas por um corpo em latão ou bronze com ligações para soldas no mesmo metal ou cobre. Sob uma armadura (haste metálica cilíndrica) é montada uma bobine elétrica (solenoide), facilmente extraível.

A válvula de solenoide pode ser normalmente aberta ou normalmente fechada.

1. **ABERTURA (ON):** a válvula de solenoide é alimentada eletricamente. A bobina, que consiste num enrolamento de cobre isolado e de núcleo de ferro (armadura), é atraída e move-se para cima, em direção ao centro do campo magnético da bobina, quando está energizada. O circuito elétrico de alimentação fecha-se e a bobina fica alimentada. Deste modo, a **válvula abre**.
2. **FECHO (OFF):** quando o circuito elétrico é interrompido, a energização cessa. Deste modo, o peso da armadura e a força da mola obrigam a válvula a obstruir a passagem de fluido e, deste modo, a **válvula fecha**.

O Comando elétrico é, normalmente, efetuado a 230 Vca, embora também disponível a 12 e a 24 Vcc, e pode ser acionado por um termostato, pressostato, controlador ou interruptor. A instalação das válvulas de solenoide centra-se, prioritariamente, nas linhas de líquido, mas também é vulgar a sua instalação nas linhas de aspiração e de descongelação por gás quente.

Para seleccionar uma válvula de solenoide, será necessário conhecer os seguintes requisitos do local da montagem:

- ✓ O caudal de fluido que passa pela válvula;
- ✓ A diferença máxima de pressão permitida ($P_c - P_o$);
- ✓ A perda de carga causada pela válvula (Δp).

A folha de cálculo das válvulas de solenoide funciona em paralelo com o software Coolselector2 da Danfoss[®].

Para o efeito, foi criada uma base de dados com os vários modelos de válvulas. O utilizador, após a simulação efetuada no Coolselector2, vai à base de dados e selecciona o modelo de acordo com os resultados obtidos.

SELECÇÃO DE VÁLVULA SOLENÓIDE

Qtd EVAP	Qtd	Potência de frio [kW]						
1	1	7,43						
T Evaporação [°C]		T Condensação [°C]						
-4,98		45,00						
Marca		Fluido						
Confidencial		R134a						
Tipo de EVR								
NFECHADA								
Opção								
Conexão solda Cu S/B								
Preço [€]	REF SKK	Operação	Kv [m³/h]	PMT [bar]				
40,20 €	12740005	Não	16,00	45,2 bar				
DANFOSS	Orifício	Entrada	Entrada	Entrada	Saída	Saída	Saída	REF
EVR 3	3,30 mm	SOLDA, ODF	-	3/8 in	SOLDA, ODF	-	3/8 in	032F1204
Bobine	REF	REF SKK	Preço [€]					
BE230CS	018F6732	12920048	35,00 €					




Figura 47 - Interface de válvula solenoide (Marca A)

	REF SKK	Kv[m3/h]	Ligações	Preço[€]	
MADF-A03- 3L 003	12780953	0,23	ROSCAR 3/8	15,20 €	
Bobina	REF SKK	Ligações	Preço [€]		
MQ-A03024-000001	12780916	DIN/PLUG	14,63 €		




Figura 48 - Interface de válvula solenoide (Marca B)

O utilizador antes de optar pelo modelo, tem de escolher o tipo de válvula que quer utilizar, ou seja, se quer normalmente aberta ou normalmente fechada e o tipo de conexão (roscada, soldada ou flangeada).

3.5 Seleção de compressor

A refrigeração é um processo contínuo e, assim, implica a existência de um circuito fechado. Deste modo, o fluido frigorigéneo não pode expandir-se ao ar livre.

Quando o fluido frigorigéneo, no estado líquido, entra no evaporador, este será continuamente alimentado através de um reservatório fechado, enquanto as pressões no interior do evaporador não se igualem. Tal significa que, quando esta situação acontece, as temperaturas são também iguais, logo o processo de refrigerar cessou.

Então, para manter uma baixa pressão no evaporador, bem como uma baixa temperatura, será necessário introduzir um dispositivo que “extraia” o vapor entretanto formado durante a evaporação. Esta operação é efetuada pelo compressor, cuja função é aspirar o vapor gerado no evaporador pela absorção de calor.

Quando em circuito fechado e em repouso, prevalecem as condições de equilíbrio, de pressão e temperatura. Logo, não há processo de refrigeração, ou seja, o compressor está parado. Para provocar o desequilíbrio de pressão e temperatura, o compressor aspira todo o vapor formado no evaporador, de modo a baixar a pressão e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação. Por outro lado, o fluido frigorigéneo, no estado líquido, evapora-se mais rapidamente; logo, o comportamento da temperatura será idêntico.

O fluido frigorigéneo, agora na forma de vapor saturado ou vapor ligeiramente sobreaquecido, é aspirado pelo compressor e fortemente comprimido pelo movimento alternativo dos pistões. O vapor é, então, significativamente sobreaquecido. Para efetuar este trabalho, o compressor precisa de ser alimentado por energia elétrica.

Esta folha de cálculo teve especial relevância, pois os softwares utilizados apenas nos mostram o comportamento do equipamento para uma determinada temperatura de evaporação e de condensação. Caso o utilizador necessite de visualizar o desempenho noutros pontos, poderá fazê-lo. Assim sendo, desenvolveu-se uma ferramenta que permitisse saber a potência frigorífica para aquelas condições específicas, mas também para outras sem que o utilizador necessite de modificar os dados. Foi então criada uma base de dados com as características dos compressores e, através de regressões lineares, foi-nos permitido obter o polinómio que dá a potência frigorífica do equipamento selecionado para as condições especificadas. Como

existem vários tipos de compressores, foi-nos pedido que a base de dados fosse composta apenas por compressores semi-herméticos.

A folha de cálculo de seleção de compressores tem vários inputs que transitam das folhas de cálculo anteriores, como por exemplo, a potência frigorífica, temperatura de condensação, temperatura de evaporação e tipo de fluido. Estes inputs, que transitam automaticamente, estão marcados com a cor verde.

SELECÇÃO DE COMPRESSOR

Potência Frigorífica (W)

Tcond. [°C]

R134a R404A

Qtd

Tevap [°C]

Código Fluido Pré-definido Código Compressor

Tabela para refrigerante R134a

Pot. compressor[W] OK

Segurança Segurança 2

Modelo	Tcond. [°C]	Temperatura de evaporação [°C]										
		12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
Q5-25.1Y	30	23014	21009	19139	17398	14281	11613	9350	7445	5854	4531	3432
		2,85	2,91	2,94	2,95	2,91	2,8	2,65	2,46	2,26	2,04	1,84
	40	20508	18708	17030	15469	12676	10282	8244	6515	5051	3806	2735
		3,78	3,76	3,72	3,66	3,49	3,28	3,02	2,75	2,47	2,19	1,94
50	17980	16385	14901	13521	11053	8936	7125	5574	4238	3073	2033	
	4,66	4,57	4,45	4,33	4,03	3,7	3,35	2,98	2,62	2,29	1,98	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Figura 49 - Interface de seleção de compressor para R134a

Como podemos verificar na Figura 49, o utilizador ao mudar de modelo de compressor tem uma ajuda da folha de cálculo, ou seja, sempre que a potência do compressor num determinado instante for inferior à potência frigorífica, a célula fica automaticamente preenchida a vermelho.

Neste exemplo podemos observar que a potência frigorífica é de 9350,7W, o fluido utilizado é o R134a, a temperatura de condensação é 40°C e a temperatura de evaporação está compreendida entre 0 e -5°C.


A potência do compressor para o ponto exato é 10435,2W e nessas condições, temos uma margem de segurança de 10,4%. A mais valia desta tabela é o facto de podermos visualizar o que acontece à potência do compressor com o desvio da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação. Neste exemplo, se a temperatura de evaporação se alterar para -10°C e a temperatura de condensação subir até aos 50°C, sabemos que o compressor vai ter uma potência de 7125W, estando abaixo da potência frigorífica pretendida.

Fluido		Marca Compressor		Tcond. [°C]			Tevap [°C]						
cpUCPR404A		R404A		CPFrascold			30	45	50	-5	-5,58	-10	
Tabela para refrigerante R404A										Pot. Compressor [W]	segurança	segurança 2	
										9984,57	OK	15,36%	19%
Temperatura de evaporação [°C]													
Modelo	Tcond. [°C]	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
D4-16.1Y	30	18799	15745	13058	10713	8679	6931	5441	4180	0	0	0	
		3,83	3,79	3,68	3,52	3,3	3,04	2,76	2,45	0	0	0	
	40	16131	13488	11169	9147	7394	5882	4584	3471	0	0	0	
		4,66	4,49	4,26	3,99	3,67	3,33	2,97	2,6	0	0	0	
	50	13396	11181	9246	7563	6106	4846	3756	2808	0	0	0	
		5,42	5,12	4,78	4,4	3,99	3,57	3,13	2,7	0	0	0	
outputs													
Modelo	Potência [W]	T. Evap. [°C]	T. Amb. [°C]	A	B	C	D	Ø sucção	Ø S. Cond.	REF SKK	Preço [€]		
D4-16.1Y	9984,57	-4,68	42	401	242	317	234	1 1/8	3/4	4245160	924,63 €		

Figura 50 - Interface de seleção de compressor para R404A

Se o fluido for o R404A a tabela a utilizar será a da Figura 50. O output final pode ser visto no fundo da Figura 50.

Potência Frigorífica [W]		Potência Frigorífica [W]			
5850,00		6730			
Tcond. [°C]		Fluido frigorigéneo			
45		R404A			
Tevaporação [°C]		FS			
-5,80		13,08%			
Modelo	Potência [Cv]	N. cilindros	Vvarrido [m³/h]	REF SKK	Preço [€]
2EES-2(Y)	2	2	11,36	4226024	1 128,20 €



Semi-Herméticos Pistões

Figura 51 - Interface de seleção de compressor

O utilizador pode ainda fazer uma simulação no software da Bitzer.

Após a simulação, o utilizador terá de escolher o modelo e terá de preencher a potência frigorífica no campo assinalado a laranja na Figura 51.

Depois de analisar as características, o utilizador apenas terá de selecionar uma marca para avançar para orçamento (Figura 52).

Qual a marca a utilizar?

Frascold

Frascold
Bitzer

Figura 52 - Seleção de marca de compressor

No final da seleção do modelo de compressor, o utilizador consegue visualizar a potência do equipamento, assim como o consumo mensal e anual. Este consumo é calculado de acordo, com os seguintes tempos de funcionamento (ALMEIDA, 2015):

- ✓ 4h por dia durante seis meses;
- ✓ 10h por dia durante os restantes seis meses.

	Potência [W]	Consumo diário [kW]	Consumo mensal [kW]	Consumo anual [kW]
Q5-25.1Y	8500,00	59,50	1785,00	21420,00

Figura 53 - Consumos de compressores

3.6 Seleção de condensador

O fluido frigorigéneo, na forma de vapor sobreaquecido, rejeita calor no condensador.

Então este devolve ao meio ambiente todo o calor retirado pelo ambiente envolvente do evaporador (recinto fechado) durante a fase de evaporação. O meio ambiente do condensador poderá ser água, mas o mais vulgar, é o ar. À medida que o calor vai sendo transferido, o vapor deixa de estar sobreaquecido, para passar a vapor saturado, líquido + vapor saturado durante toda a fase de condensação, e, finalmente, líquido saturado. Este processo poderá ser comparado ao processo inverso da evaporação.

O primeiro passo foi inserir uma base de dados com todas as características dos principais condensadores utilizados. Posteriormente tivemos de efetuar a correção da potência, tendo em conta os seguintes fatores: tipo de compressor, fluido frigorigéneo, material das alhetas, temperatura ambiente, altitude e Δt . As fórmulas utilizadas foram:

$$CTR = Q + P_{abs} \quad (22)$$

$$CTR = Q \times FR \quad (23)$$

CTR – Calor total de rejeição [W];

Q – Capacidade frigorífica do compressor [W];

P_{abs} – Potência absorvida [W];

FR – Fator de correção.

FR		TC [°C]														
		+35			+40			+45			+50			+55		
		H	A	S	H	A	S	H	A	S	H	A	S	H	A	S
TE [°C]	+5	1,26	1,20	1,22	1,30	1,23	1,26	1,35	1,27	1,31	1,41	1,32	1,37	1,48	1,38	1,44
	0	1,31	1,23	1,26	1,35	1,27	1,30	1,40	1,31	1,35	1,47	1,36	1,42	1,55	1,43	1,49
	-5	1,36	1,26	1,30	1,41	1,30	1,34	1,47	1,35	1,40	1,55	1,41	1,47	1,64	1,48	1,55
	-10	1,43	1,30	1,34	1,49	1,35	1,39	1,56	1,40	1,45	1,65	1,46	1,52	1,76	1,55	1,61
	-15	1,52	1,34	1,39	1,59	1,39	1,44	1,67	1,45	1,51	1,77	1,52	1,59	1,90	1,62	1,68
	-20	1,64	1,39	1,44	1,71	1,44	1,50	1,80	1,51	1,57	1,91	1,60	1,66	2,01		
	-25	1,68	1,44	1,50	1,76	1,51	1,56	1,86	1,58	1,64	1,98	1,68	1,73	2,11		
	-30	1,75	1,51	1,57	1,84	1,58	1,64	1,95	1,67	1,72	2,08	1,79	1,82	2,21		
-35	1,83	1,58	1,65	1,92	1,67	1,73	2,04	1,79	1,82	2,18	1,94	1,93	2,32			

Figura 54 - Seleção do fator de correção na seleção do condensador

Tivemos de recorrer uma vez mais às regressões lineares e daí retirar um polinómio que nos permitisse calcular o FR em função da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação (Figura 54).

O utilizador apenas tem de selecionar o tipo de compressor (aberto, semi-hermético ou hermético) para obter o valor do FR, já que os outros valores referentes à temperatura de evaporação e condensação são automáticos e advêm das folhas de cálculo anteriores.

$$Q_{omp} = Q_{@DT=15} \times \frac{DT}{15} \times FC1 \times FC2 \times FC3 \times FC4 \quad (24)$$

Q_{omp} – Capacidade corrigida do condensador [W];

$Q_{@DT=15}$ – Capacidade nominal do condensador [W];

FC1 – Fator de correção de fluido frigorígeno [adm];

FC2 – Fator de correção do material das alhetas [adm];

FC3 – Fator de correção da temperatura ambiente [adm];

FC4 – Fator de correção de altitude [adm].

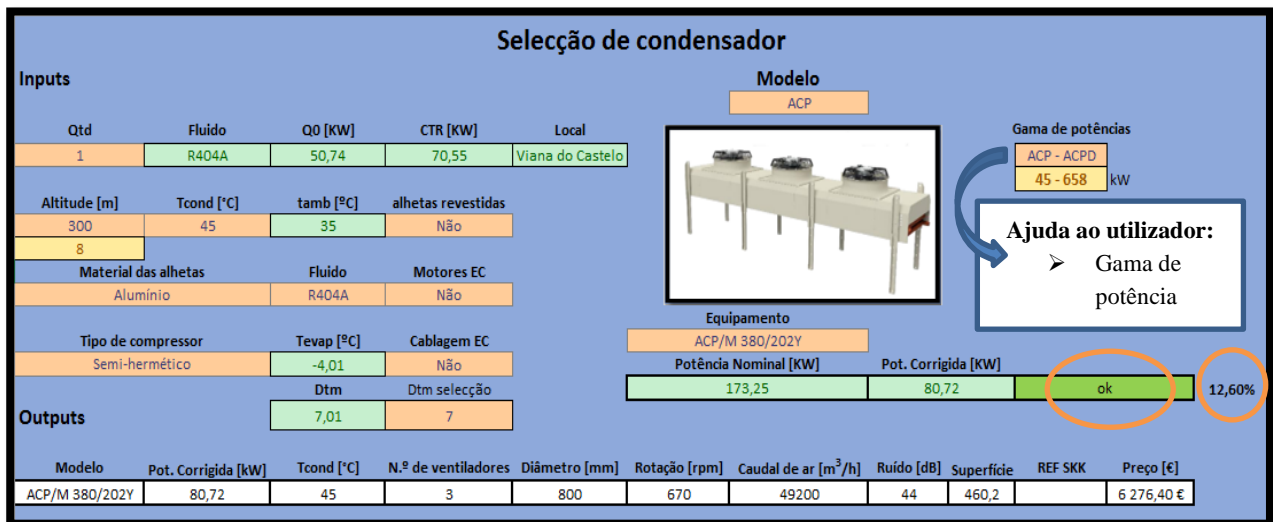


Figura 55 - Interface de seleção de condensador

Como se pode visualizar na Figura 55, o programa auxilia com o fator de segurança e a mensagem OK, se o condensador for adequado para o projeto.

3.7 Seleção de grupo de condensação

O grupo de condensação é constituído por um compressor, condensador, depósito de líquido com válvula, linha de descarga do compressor e estrutura de base, podendo ser equipado com mais opções.

A seleção do grupo de condensação tem por base o mesmo procedimento utilizado na seleção dos compressores. A única diferença é que no caso dos compressores o utilizador tem de seleccionar o tipo de fluido através de “radio buttons” e aqui a seleção é feita através da folha de cálculo dos evaporadores (Figura 56).

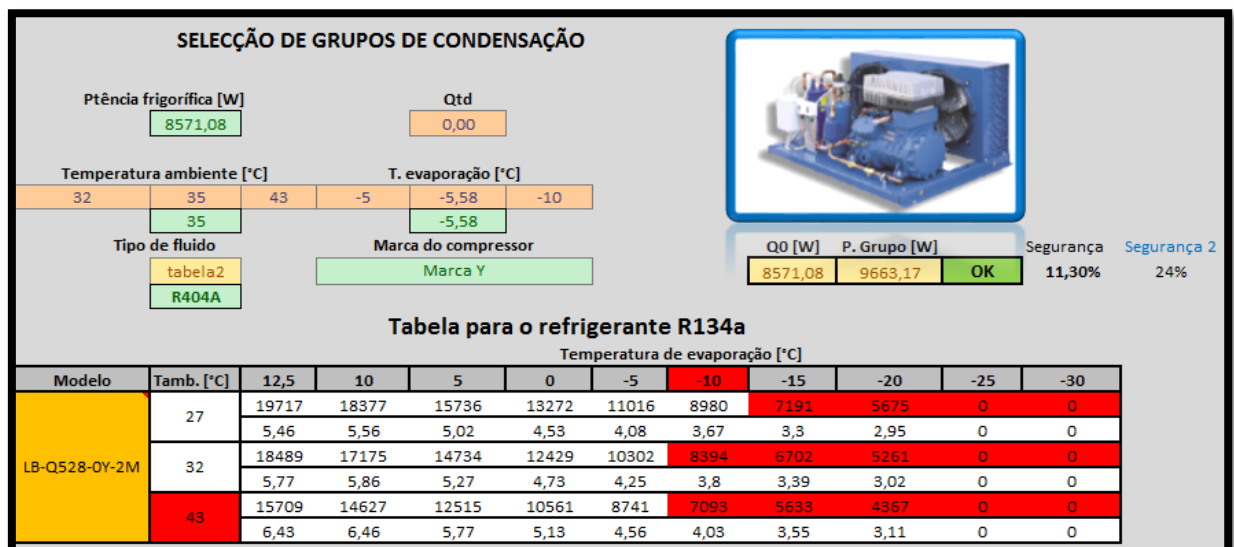


Figura 56 - Interface de seleção de grupo de condensação para R134a

Ou seja, quando seleccionamos o tipo de fluido na seleção dos evaporadores, esta informação transita automaticamente para esta folha de cálculo.

Tevap [°C]		Tamb [°C]			Q0 [W]		P. Grupo [W]		Segurança		
0 -3,26 -5		27 35 43			5780,64 7180,69		OK		19,50% 17%		
Tipo de fluido: R404A		Marca do compressor: Marca X									
Tabela para o refrigerante R404A											
Temperatura de evaporação [°C]											
Modelo	Tamb. [°C]	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
LB-D211-0Y-2M	27	9153	7810	6581	5454	4449	3559	2783	2115	1558	0
		3,29	3,07	2,85	2,63	2,41	2,19	1,98	1,78	1,59	0
	32	8394	7159	6032	5005	4076	3256	2535	1912	1380	0
		3,46	3,22	2,97	2,72	2,48	2,25	2,02	1,81	1,62	0
	43	6736	5737	4825	3998	3253	2581	1979	1453	0	0
		3,8	3,49	3,2	2,9	2,62	2,35	2,1	1,87	0	0
Potência Total [W]		Consumo mensal [kW]			Consumo anual [kW]		Consumo [€]				
LB-D211-0Y-2M 3170		665,7			7988,4		1 437,91 €				
OUTPUTS											
Dimensões [mm]											
Modelo	Potência [W]	T. Evap. [°C]	T. amb. [°C]	A	B	C	D	ø sucção	ø S. Cond.	REF SKK	Preço [€]
LB-D211-0Y-2M	7180,69	-3,26	35	987	700	506	506	7/8	1/2	4346601	1534,53

Figura 57 - Interface de seleção de grupo de condensação para R404A

O output será em função do fluido selecionado (pode ser visto no final da Figura 57). Se o fluido for R134a os dados importados serão referentes ao modelo da primeira tabela, caso seja R404A, serão importados os dados referentes à segunda tabela. Pode verificar-se que aparece uma célula a verde na coluna da temperatura ambiente e uma célula a vermelha na linha das temperaturas de evaporação. Esta opção ajuda o cliente a verificar o que acontece nos piores cenários, ou seja, se a temperatura de evaporação diminuir e se a temperatura ambiente aumentar.


Potência Frigorífica [W]	Potência Frigorífica						
8571,08	7530						
Tambiente [°C]	Fluido frigorigéneo						
35	R404A						
Tevaporação [°C]	FS						
-5,58	-13,83%						
Modelo	Potência abs [Cv]	N. Cilindros	Vvarrido [m³/h]	REF SKK	Preço [€]		
LH53E/2DES-2(Y)	2	2	13,42	0	2 011,15 €		
Dimensões Bitzer	A	B	C	D	ø sucção	ø S. Cond.	
	Potência [W]	Consumo [W]	Consumo mensal [kW]	Consumo anual [kW]			
LH53E/2DES-2(Y)	1471,00	10296,98	308,91	3706,91			

Figura 58 - Interface de seleção de unidade condensadora Bitzer

Nesta folha de cálculo, existe também a possibilidade de o utilizador seleccionar um grupo de condensação da Bitzer (Figura 58). Para isso basta utilizar o software online e seleccionar o

modelo e preencher a potência frigorífica (assinalada a laranja na Figura 58), para que depois essa informação possa transitar para o relatório final. Na Figura 58, podemos visualizar o Fator de segurança (FS), que nos indica que a potência frigorífica está 13,8% abaixo das necessidades, o que significa que o modelo selecionado não serve. Finalmente o utilizador apenas terá de selecionar uma marca para que esta siga para a folha de cálculo de orçamentação (Figura 59).

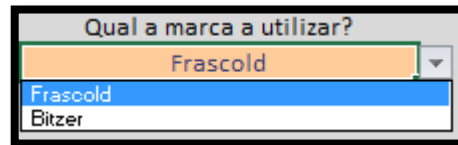


Figura 59 - Seleção de marca de grupo de condensação

No final da seleção do modelo de compressor, o utilizador consegue visualizar a potência do equipamento, assim como o consumo mensal e anual. Este consumo é calculado de acordo, com os seguintes tempos de funcionamento (ALMEIDA, 2015):

- ✓ 4h por dia durante seis meses;
- ✓ 10h por dia durante os restantes seis meses.

	Potência [W]	Consumo [W]	Consumo mensal [kW]	Consumo anual [kW]
LH53E/2DES-2(Y)	1471,00	10296,98	308,91	3706,91

Figura 60 - Consumos de grupo de condensação

3.8 Seleção de tubagem

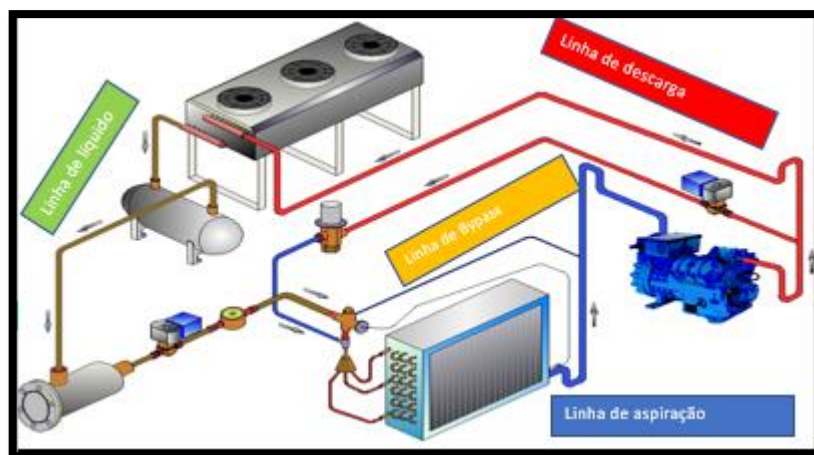


Figura 61 – Linhas de fluido de uma instalação de refrigeração. Adaptado de (Monteiro, 2015)

É fundamental que os diâmetros das linhas a selecionar mantenham um bom equilíbrio entre a perda de carga e o custo final e, ao mesmo tempo, mantenham as velocidades de fluidos frigoríficos adequadas para transportar o óleo para o(s) compressor(es). As linhas a selecionar podem ser visualizadas na (Figura 61).

Linha de descarga

De um modo geral, os fabricantes estabeleceram que as velocidades de projeto, nas linhas de descarga, já incluem parâmetros como a economia, perda de carga, nível de ruído e vibrações e outros que afetam a circulação do óleo. Independentemente do caudal, as velocidades de descarga nestas linhas devem estar compreendidas entre 2,50 e 17,50 m/s (Monteiro, 2015). No entanto, a (ASHRAE 2006) recomenda que para os fluidos fluorados as velocidades nas linhas de descarga se devam situar entre os 10 e 18 m/s.

Linha de líquido

Devem existir cuidados adicionais no dimensionamento desta linha que pode ser calculada através de fórmulas empíricas, tabelas, ábacos, gráficos ou através de programas informáticos. De qualquer modo, a teoria determina que a velocidade deve estar compreendida entre 0,65 e 2,3 m/s. Porém de modo a evitar o golpe de ariete, recomenda-se que se utilizem velocidades inferiores a 1,5 m/s (Monteiro, 2015).

Linha de aspiração

Uma regra simples para esta linha é garantir uma velocidade teórica mínima, $V_{\min} \geq 2,54$ m/s, nos troços horizontais e nas linhas de descongelação por gás quente. Porém a prática demonstrou que o sistema funcionará de um modo eficiente em velocidades compreendidas entre 5 e 20 m/s (Monteiro, 2015). Do mesmo modo, a ASHRAE (2006) recomenda, para os fluidos fluorados, que a velocidade nas linhas de aspiração se deva situar entre 4,5 e 20 m/s.

Linha de gás quente

Uma regra simples é usar o diâmetro imediatamente anterior ao que foi dimensionado para a linha de descarga. O comprimento desta linha deve ser o mais curto possível. Uma vez selecionado o diâmetro, a temperatura real e a perda de carga, devem ser verificadas.

Nesta folha de seleção, o utilizador pode recorrer ao Coolselector2 da Danfoss[®] (Figura 62) e determinar o diâmetro da tubagem de acordo com a potência frigorífica, temperatura de evaporação, temperatura de condensação, sobreaquecimento, subarrefecimento, comprimento da linha e critério a utilizar (queda de pressão ou velocidade).

The screenshot shows the Coolselector2 software interface with the following settings:

- Operating conditions:**
 - Capacity: Cooling capacity: 10,00 kW; Mass flow in line: 225,0 kg/h; Heating capacity: 12,51 kW
 - Evaporation: Temperature: -10,0 °C; Useful superheat: 8,0 K; Additional superheat: 0 K
 - Condensation: Temperature: 30,0 °C; Subcooling: 2,0 K; Additional subcooling: 0 K
 - Additional: Discharge temperature: 53,4 °C
- Selection criteria:**
 - Pressure drop: Default bar; Velocity: 1,00 m/s
 - Size: Connection: DIN-EN Butt weld; Size: DIN-EN 8 (1/4"); Saturation temperature drop: 0,020 K/m
- Additional selection criteria:**
 - Length: 10,00 m; Angle: 0 deg

Figura 62 - Interface de software Coolselector2

Na folha de cálculo desenvolvida, o utilizador pode trabalhar com os dados através de programas informáticos, de ábacos ou de valores tabelados. Caso o utilizador consulte softwares ou ábacos, terá de preencher as seguintes tabelas com os resultados obtidos (Figura 63):

Seleção de diâmetros R134a			
	Ø [mm]	Ø [mm]	Q0 [kW]
Diâmetro da linha de aspiração	0	0	3,45
Diâmetro da linha de descarga	0	0	
Diâmetro da linha de líquido	0	0	
Diâmetro da linha de bypass	0	0	
	Aba	Soft	
Seleção de diâmetros R404A			
	Ø [mm]	Ø [mm]	Q0 [kW]
Diâmetro da linha de aspiração	0	0	3,45
Diâmetro da linha de descarga	0	0	
Diâmetro da linha de líquido	0	0	
Diâmetro da linha de bypass	0	0	
	Aba	Soft	

Figura 63 - Interface de introdução de valores de diâmetros (a partir de ábacos e softwares)

Se o utilizador pretender recorrer a valores tabelados, terá de seleccionar o diâmetro e guiar-se pela potência frigorífica e temperatura de evaporação (Figura 64).

Tevap [°C]		Q0 [KW]		Fluido escolhido	
-4,98		3,45		R134a	
R134a					
Ø Linha de aspiração	-10	-5	0	5	10
22	3,64	4,45	5,4	6,5	7,77
Ø Linha descarga	-10	0	10		
22	9,87	10,3	10,7		
Ø Linha de líquido	V=0,50 AP=338				
12	6,51	8,5	KW		
R404A					
Tevap [°C]		Q0 [KW]		Fluido escolhido	
-4,98		3,45		R134a	
R404A					
Ø Linha de aspiração	-40	-30	-20	-5	5
22	1,59	2,55	3,91	6,93	9,79
Ø Linha descarga	-40	-20	-5		
18	6,16	7,02	7,62		
Ø Linha de líquido	V=0,50,P=875,6 AP=2189,10				
15	6,7	15,3	25,2	KW	

Figura 64 - Interface de seleção de diâmetros (usando valores tabelados)

Neste caso, para a linha de aspiração verifica-se que o diâmetro de 22 mm para uma temperatura de evaporação de -5°C corresponde a uma potência de 4,45kW. Como a potência frigorífica é de 3,45kW, este diâmetro é suficiente. Esta ferramenta permite efetuar uma seleção rápida, contudo o utilizador deverá sempre que possível consultar outra ferramenta, de modo a assegurar que o diâmetro é adequado.

Outputs						
	Valores tabelados		Valores de softwares		Valores de Ábacos	
	Ø R134a [mm]	Ø R404A [mm]	Ø R134a [mm]	Ø R404A [mm]	Ø R134a [mm]	Ø R404A [mm]
Diâmetro da linha de aspiração	22	22	0	0	0	0
Diâmetro da linha de descarga	22	18	0	0	0	0
Diâmetro da linha de líquido	12	15	0	0	0	0
Diâmetro da linha de bypass	18	15	0	0	0	0
Quais os dados que pretende submeter?						
<input type="text" value="Valores tabelados"/>						
<input type="text" value="Valores de Softwares"/>						
<input type="text" value="Valores de Ábacos"/>						

Figura 65 - Interface de seleção final de diâmetros das várias linhas

No final da introdução/seleção dos diâmetros, podemos selecionar os dados que pretendemos que sigam para a seleção dos restantes componentes (Figura 65).

3.9 Seleção de componentes

Nesta secção apresenta-se o modo como se efetua a seleção dos restantes componentes.

A parte inicial da folha de cálculo, contém a informação referente aos diâmetros das várias linhas da instalação (assinalado a laranja na Figura 66). Podemos observar (Figura 66) que a coluna referente ao fluido R134a se encontra preenchida a verde, isto significa que este foi o fluido selecionado.

Se o fluido escolhido fosse o R404A, a coluna do R134a ficaria a branco e a coluna do R404A ficaria a verde.

Diâmetros de tubagens		
	Ø R134a [mm]	Ø R404A [mm]
Diâmetro da linha de aspiração	22	22
Diâmetro da linha de descarga	22	18
Diâmetro da linha de líquido	12	15
Diâmetro da linha de bypass	18	15

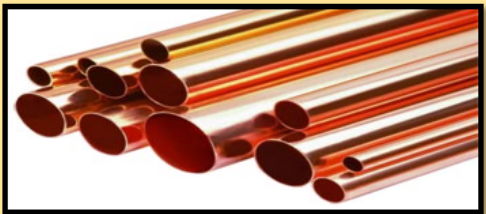


Figura 66 - Interface com informação sobre diâmetros selecionados

Os componentes a selecionar incluem:

Válvula de seccionamento

Válvula de seccionamento						
Descrição With Access Fitting	REF	REF SKK	Ø Válvula [in]	Ø Válvula [mm]	Preço [€]	Qtd
SBV(M)-JA3YHSY-2-S	SBV-13039	12780739	3/8	-	27,06 €	1



Figura 67 - Interface de seleção de válvula de seccionamento

As válvulas de seccionamento são componentes de linha que se instalam nas linhas alta e baixa, com o objetivo de efetuar o seu seccionamento estratégico, nomeadamente efetuar manobras destinadas a intervenção técnica de manutenção.

A seleção é feita em função:

- ✓ Do diâmetro da linha (alta ou baixa pressão);
- ✓ Do tipo de ligação (roscar, soldar, flanges);
- ✓ Do preço;
- ✓ Da disponibilidade no mercado.

Como já conhecemos o diâmetro da linha de líquido, apenas teremos de seleccionar a válvula de acordo com esse diâmetro.

Visor de líquido

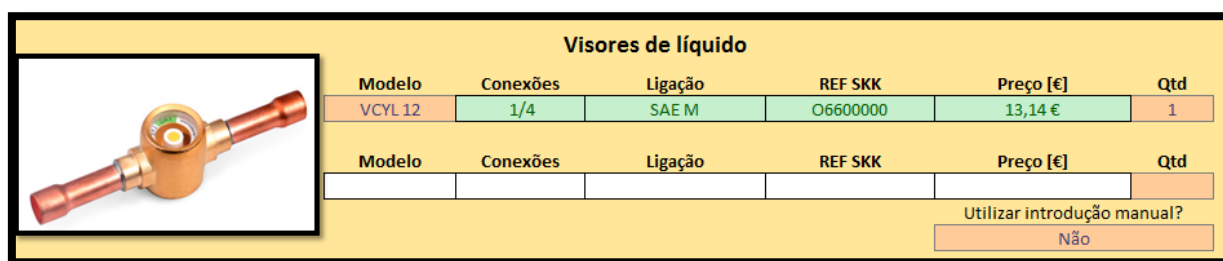


Figura 68 - Interface de seleção de visores de líquido

É um componente instalado na linha de líquido e a jusante do filtro. Duas grandes vantagens diretas e imediatas do visor de líquido, e na qual assentam as suas funções, são:

- ✓ Oferecer um meio fácil e rápido de se detetar se o circuito dispõe de pouco fluido frigorígeno. Nesta situação, bolhas de vapor aparecem na corrente líquida;
- ✓ Permitir detetar se existem vestígios de humidade (água) no interior do circuito frigorífico.

Tabela 10 - Significado de cores no visor de líquido


VERDE	VERDE - CLARO	AMARELO ⁽¹⁾
Os filtros ou cartuchos encontram-se em condições normais de funcionamento Circuito bem desidratado Filtros de cartuchos ativos	Os filtros ou cartuchos encontram-se em vias de saturação Necessitam de substituição	Os filtros ou cartuchos encontram-se totalmente saturados Necessitam de substituição imediata O circuito está contaminado Existe perigo de obstrução das válvulas de expansão

Nota 1 – Em certos fabricantes, nos indicadores de humidade o verde claro é substituído pelo amarelo e este pelo castanho ou preto. Convém estar atento na hora da instalação e identificar o seu comportamento de acordo com as instruções do indicador e respetivo código de cores.

Para a escolha do visor de líquido, será necessário conhecer as ligações pretendidas (roscar ou soldar) e apenas o diâmetro da linha de líquido, já que a perda de carga imposta por este componente é negligenciável.

Válvulas de retenção

Válvulas de retenção



Modelo	Conexões	REF SKK	Queda de pressão [bar]	Preço [€]	Qty
NRV 16	5/8	12754009	0,05	39,80 €	0
Modelo	Conexões	REF SKK	Queda de pressão [bar]	Preço [€]	Qty

Utilizar introdução manual?

Não

Figura 69 - Interface de seleção de válvulas de retenção

Nos sistemas de refrigeração, este tipo de válvulas é utilizado para evitar que o fluido frigorígeno, no estado líquido ou gasoso, e o óleo possam fluir em sentido contrário ao estabelecido. Isto significa que estas válvulas são fundamentais para garantir que o fluido frigorígeno e o óleo circulem num só sentido.


Uma das aplicações mais comuns da válvula de retenção, tanto na refrigeração comercial, como na industrial, é a sua montagem na linha de descarga entre o separador de óleo e o condensador, com o objetivo de evitar que, durante os ciclos de paragem do compressor ou nas mudanças repentinas de pressão, o fluido frigorígeno regresse ao separador de óleo. Tal pode acontecer nos locais onde as temperaturas exteriores baixem bastante.

Além do tipo de fluido, será suficiente para selecionar a válvula de retenção adequada, o conhecimento dos seguintes parâmetros:

- ✓ Diâmetro exterior da linha onde vai ser instalada a válvula;
- ✓ Caudal volumétrico que circula na linha;
- ✓ Gama de temperatura de funcionamento;
- ✓ Perda de carga admissível.

Válvulas reguladoras de pressão (Evaporador)

Válvulas reguladoras de pressão (Evaporador)



Modelo	Conexões	REF SKK	Kv [m3/h]	CMANO	Preço [€]	Qty
KVP12	1/2	12761003	2,5	SIM	150,30 €	1

Utilizar introdução manual?

Não

Figura 70 - Interface de seleção de válvulas reguladoras de pressão (Evaporador)

A válvula reguladora de pressão evita que o evaporador trabalhe com pressões abaixo do mínimo permitido. Utiliza-se em situações onde não podemos permitir que a temperatura de evaporação caia abaixo de um determinado valor:

- Câmaras de flores verduras e hortaliças (elevada humidade relativa);
- Alguns casos de chillers;
- Sistema com duas temperaturas de evaporação distintas para um único compressor.

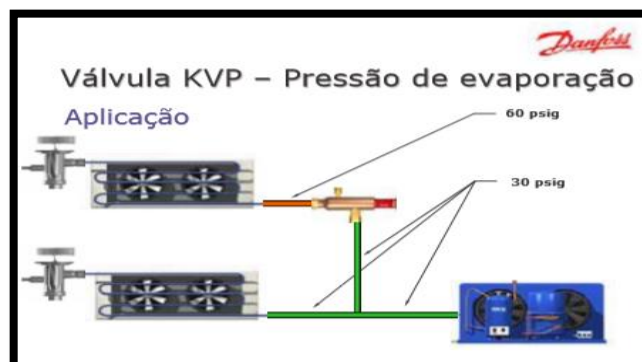



Figura 71 - Esquema com válvula KVP (adaptado de Danfoss®)

A seleção da válvula é feita em função da pressão de evaporação e do caudal.

Filtros secadores

Filtros secadores



Q0 [KW]	Tevap [°C]	Tcond [°C]	Tipo de fluido	Fact Correção	Q0 Corrig [kW]	Qty
7,43	-4,98	45,00	R134a	0,53	3,94	1

Tipo de filtro: Com substituição

Utilizar introdução manual?
Não

Modelo	REF SKK	Tamanho	Conexões	Tipo	R134a	R404A	Ptrab. [bar]	Tmáx [°C]	Tmin [°C]	Preço [€]
BCY 485S/MMS	6100098	5/8	SOLD	F/F	86	61	15	100	-40	92,58 €

Qty	Modelo	REF SKK	Tamanho	Conexões	Tipo	R134a	R404A	Ptrab. [bar]	Tmáx [°C]	Tmin [°C]	Preço [€]

Figura 72 - Interface de seleção de filtros secadores

O filtro secador é um componente de linha (alta ou baixa), cuja função é eliminar partículas estranhas e fixar os vestígios de humidade que eventualmente circulem nas tubagens dos sistemas de refrigeração. Outra função complementar é a de absorver a humidade e reter partículas sólidas que possam, eventualmente, existir no interior do circuito, evitando-se assim, os efeitos da humidade no interior da instalação frigorífica e que têm como consequência a:

- Formação de pequenos resíduos de cobre;
- Formação de lamas ácidas;
- Congelamento de água em pontos de diâmetro reduzido, como nos orifícios das válvulas expansoras

A seleção e escolha do filtro será efetuada em função:

- ✓ Da capacidade do circuito;
- ✓ Do efeito pretendido (retenção da humidade, de ácidos, de partículas, etc.);
- ✓ Do diâmetro da linha de instalação;
- ✓ Da perda de carga máxima produzida pelo filtro;
- ✓ Do preço.

Separador de líquido

Acumuladores de sucção / Separadores de líquido

Capacidade de acumular Kg de refrigerante de 30°C

Modelos	Conexões	R134a	R404A	REF SKK	Preço [€]	Qtd	Qo [KW]
LCY 47 S	7/8	2,8	2,4	6000009	65,94 €	1	3,45

Modelos	Conexões	R134a	R404A	REF SKK	Preço [€]	Qtd	Tevap [°C]
							-4,98

Consultar tabelas ao lado

Utilizar introdução manual?

Não

Figura 73 - Interface de seleção de acumuladores de sucção/separação de líquido

O separador de líquido tem como função evitar que o fluido frigorígeno, no estado líquido, entre no compressor. Na língua anglo-saxónica, é conhecido como acumulador de sucção. O acumulador é um recipiente metálico de superfície considerável que, eventualmente, pode conter o frigorígeno no estado líquido e só o envia para o compressor no estado gasoso. O óleo misturado com o frigorígeno líquido separa-se no fundo do acumulador, e volta ao compressor com o gás de aspiração através de um pequeno orifício no tubo de aspiração.

Depois de submetidos a pressões de ensaio de 20 ou 28 bar, os separadores podem ser instalados nas linhas de aspiração e operar a temperaturas compreendidas entre - 50 e 100°C com todos os HFC e HC. Quando se utilizam baixas temperaturas (<15°C), é recomendável a utilização de aquecedor externo, de modo a prevenir eventuais condensações.

Para dimensionar um separador de aspiração, devem-se seguir os seguintes critérios e considerações:

- ✓ Determinar a relação entre o volume do separador e a carga de fluido frigorígeno. Os fabricantes de compressores aconselham a que essa relação esteja compreendida entre 50 a 70% para a sua instalação;
- ✓ Uma velocidade na linha de aspiração (v_{gas}) > 7 m/s assegura o retorno de óleo ao compressor. Lembra-se que a velocidade otimizada é $v_{gas} = 14$ m/s, mas nunca deve exceder os 20 m/s.

Eliminadores de vibrações

Eliminadores de vibrações




Modelos	Conexões	D1 [mm]	D2 [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	Kg	REF SKK	Preço [€]	Qty
EVCYAC 2 S	1/4	14	9	200	6	16	0,06	O6700000	17,75 €	1

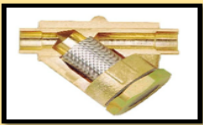
Figura 74 - Interface de seleção de eliminadores de vibrações

A função do eliminador de vibrações é reduzir, a um mínimo aceitável, a transmissão de vibrações à instalação, provocadas pelo funcionamento do compressor alternativo e que podem levar à perda de estanquidade das linhas, que vão desde as fissuras nas soldaduras até à sua rutura. Tanto podem instalar-se nas linhas de aspiração (mais comum), como nas linhas de descarga.

Para a seleção deste componente, bastará conhecer o fluido frigorígeno, o diâmetro da linha de instalação e a temperatura a que o eliminador vai estar sujeito. No caso deste componente de linha, a perda de carga produzida pela sua instalação é praticamente equivalente ao comprimento da tubagem de igual diâmetro, pelo que não vai afetar o normal funcionamento do compressor.

Filtros de impurezas

Filtros de impurezas



Modelo	Conexão	MWP [bar]	PW [bar]	Tmáx [°C]	Tmin [°C]	REF SKK	Preço [€]	Qty
FILTRY 3 S	3/8	46	15	100	-40	6100210	36,58 €	0

Utilizar introdução manual?

Não

Figura 75 - Interface de seleção de filtros de impurezas

Estes dispositivos de linha têm como função a remoção mecânica de partículas sólidas que circulam nas tubagens que transportam líquidos ou gases, através de um filtro cilíndrico em aço inox perfurado.

Para a seleção do filtro é necessário conhecer os seguintes parâmetros:

- ✓ Diâmetro da instalação;
- ✓ Tipo de líquido e temperatura de escoamento;
- ✓ Caudal necessário.

Filtros de óleo



Filtros de óleo

Modelo	Conexões	REF SKK	Preço [€]	Qty
HCF 53	3/8	6130001	30,00 €	1
Modelo	Conexões	REF SKK	Preço [€]	Qty

Utilizar introdução manual?

Não


Figura 76 - Interface de seleção de filtros de óleo

Os filtros de óleo são componentes de um circuito de refrigeração que se instalam na linha de retorno de óleo ao compressor e que evitam que finas partículas sólidas circulem na corrente de óleo de retorno ao compressor. São construídos de forma idêntica aos filtros de líquido. Porém, o núcleo é mais poroso, ou seja, de alvéolos de maior diâmetro e, em conjunto com um filtro metálico do tipo crivo, podem reter partículas superiores a 150 µm (mais comum) ou mesmo de 100 µm.

No mercado encontra-se uma profusão limitada, mas suficiente, de filtros de óleo (mineral, alquibenzeno ou sintético) adequados aos atuais sistemas de refrigeração e que se utilizam, essencialmente, em instalações com compressores em paralelo (centrais). O grau de colmatação dos filtros deve ser controlado periodicamente, de modo a garantir o contínuo retorno do óleo ao cárter dos compressores. Este procedimento é conseguido efetuando, para o efeito, a sua montagem a montante do visor de óleo.

Para a seleção do filtro de óleo, bastará conhecer o diâmetro da linha, natureza do óleo (mineral, alquibenzeno, poliolester, etc.) e respetivo fluido frigorigéneo que equipa a instalação.

Filtros de aspiração



Filtros de aspiração

Modelo	Conexões	REF SKK	CCY 48N - CCY 48 F		with CCY 48 I		Preço [€]	Qty
			R134a	R404A	R134a	R404A		
ACY 489 S	1 1/8	6110000	46	33	76	54	105,56 €	1
Modelo	Conexões	REF SKK	R134a	R404A	R134a	R404A	Preço [€]	Qty

Utilizar introdução manual?

Não

Figura 77 - Interface de seleção de filtros de aspiração

Os filtros de aspiração são desenhados especificamente para proteger o compressor contra humidades, ácidos, sujidades e todos os contaminantes sólidos.

A seleção e escolha do filtro será efetuada em função:

- ✓ Da capacidade do circuito;
- ✓ Do efeito pretendido (retenção da humidade, de ácidos, de partículas, etc.);
- ✓ Do diâmetro da linha de instalação;
- ✓ Da perda de carga máxima produzida pelo filtro;
- ✓ Do preço.

Separadores de óleo

Modelo	Conexões	Volume [L]	Capacidade do refrigerante [kW]						REF SKK	Preço [€]	Qty
			-40	-10	5	-40	-10	5			
Turboil 1504 S	1/2	1,86	4	5	5,5	6	7	8	6200077	122,13 €	0

Utilizar introdução manual?

Figura 78 - Interface de seleção de separadores de óleo

O separador de óleo é um dispositivo de linha destinado a separar o excesso de óleo de lubrificação que circula com o fluido frigorígeno e a efetuar o seu retorno controlado ao cárter do compressor, antes que ele entre em contacto com os restantes componentes do sistema.

Como funções complementares, podem incluir-se:

- A captura de partículas sólidas;
- A redução da velocidade de descarga do gás por mudança de direção;
- A proteção suplementar contra “golpes de líquido”;
- A melhoria na utilização do condensador e do evaporador;
- O amortecimento de vibrações provocadas pelo funcionamento do compressor.

De um modo resumido, o separador de óleo tem a função de reduzir a quantidade de óleo em circulação no sistema e, assim, aumentar a eficiência energética, ou seja, economizar energia.

Trata-se de um reservatório sobre pressão (RSP) dotado de um filtro com sistema de controlo interno de boia e de agulha, que permite evitar que o excesso de óleo proveniente do compressor entre no circuito e reduza a transferência de calor promovida pelo condensador e evaporador.

Algumas orientações técnicas gerais que não dispensam as instruções dos fabricantes:

- ✓ As ligações do separador de óleo nunca deverão ser menores do que o diâmetro da linha de descarga. Esta deverá ser dimensionada de acordo com as normas, regras e boas práticas da arte;
- ✓ O caudal teórico máximo do compressor não deverá exceder o caudal máximo permitido pelo fabricante, este é o parâmetro que permite confirmar que a capacidade do separador excede a capacidade nominal exigida pela instalação;
- ✓ A seleção para compressores de 2 estágios (baixa pressão e alta pressão) deverá ser feita na base da média dos dois caudais para uma temperatura de evaporação de -10°C (to $=-10^{\circ}\text{C}$), ou seja:

$$V_m = \frac{VLP + VHP}{2} \quad (25)$$

Depósitos de líquido

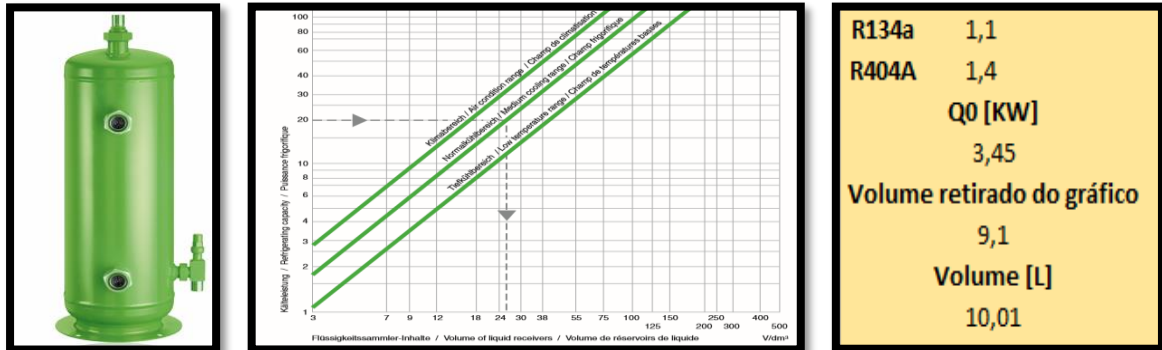


Figura 79 - Seleção de volume em função da potência (Bitzer)

Modelo	REF SKK	Volume [L]	MWP [bar]	WP [bar]	Tsmax [°C]	Tsmin [°C]	Ts BT [°C]	Conexões R	Conexões S	Preço [€]	Qty
RLHCY 15	0	1,6	46	15	100	-40	-30	3/4	1/4	0	0
Modelo	REF SKK	Volume [L]	MWP [bar]	WP [bar]	Tsmax [°C]	Tsmin [°C]	Ts BT [°C]	Conexões R	Conexões S	Preço [€]	Qty
RLHCY 15											0
Utilizar introdução manual?											
<input type="button" value="Não"/>											

Figura 80 - Interface de seleção de líquido

O depósito de líquido é um componente metálico, de formato cilíndrico, com as extremidades copadas (tampos convexos), para receber o fluido frigorigéneo no estado líquido proveniente do condensador. Trata-se de um componente que se torna indispensável quando se opera com válvulas de expansão, já que nos circuitos dotados de tubo capilar ele torna-se redundante e,

portanto, desnecessário. Alguns reservatórios podem ser fornecidos com base para assentamentos dos outros órgãos, como o compressor e o condensador.

Para a seleção correta do reservatório de líquido, os fabricantes recomendam que durante o funcionamento não se deve ultrapassar 80% do volume de enchimento com líquido frigorigéneo (Monteiro, 2015).

A seleção do reservatório de líquido adequado a um determinado sistema de refrigeração deve ser feita em função:

- ✓ Da capacidade de instalação (kW);
- ✓ Do volume inicial para um enchimento igual ou inferior a 80% da capacidade nominal (dm^3);
- ✓ Do tipo de fluido frigorigéneo (HC, HFC, CO_2 , NH_3 , etc...);
- ✓ Da posição na instalação (horizontal ou vertical);
- ✓ De outros requisitos especiais, como o número de visores, cor, tipo e localização das válvulas de corte, requisitos de segurança, etc.

Isolamento

Designa-se isolante térmico um material ou estrutura que dificulte a dissipação de calor, estabelecendo uma barreira à passagem de calor entre dois meios. No caso de sistemas de climatização e refrigeração, onde as temperaturas estão abaixo da temperatura ambiente, é imprescindível a utilização de isolamento térmico. Na refrigeração, os isolamentos térmicos têm como principal objetivo criar uma barreira entre dois meios, em condições diferentes, de modo a impedir a transferência de calor (do meio de maior temperatura para o meio de menor temperatura), evitando assim a ocorrência de condensações. Citando Dickert “O isolamento térmico, além de garantir o bom funcionamento da instalação, evitando a sobrecarga de todos os demais componentes desses sistemas na manutenção da temperatura operacional, dentro do valor preestabelecido, irá também assegurar o benefício da economia de energia, de forma efetiva, ao longo de todo o seu tempo de operação” (adaptado de (Borsatti, 2013)).

Isolamento

Modelo	Espessura de isolamento [mm]	Diâmetro exterior [mm]	Qtd caixa	REF SKK
AF-2-010	11	10	160	3200298
Preço caixa [€]		Preço unitário [€/m]	Qtd	
291,20 €		1,82 €	0	

O que pretende fazer?

Comprar ao metro




Figura 81 - Interface de seleção de isolamento

O que pretende fazer?

Comprar ao metro

Comprar ao metro

Comprar caixa

Figura 82 - Detalhe, com opção do tipo de compra

A maioria das tubagens e condutas dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado, bem como de refrigeração, devem ser isoladas com um isolamento adequado, cujas funções são:

- Prevenir ou reduzir a condensação nas aplicações em refrigeração e ar condicionado;
- Reduzir e minimizar as perdas ou ganhos de calor, contribuindo decisivamente para a conservação e economia de energia e melhoria da eficiência energética;
- Aumentar o rendimento e tornar eficaz os processos de arrefecimento e aquecimento;
- Controlar e manter em níveis aceitáveis a temperatura das superfícies, de modo a garantir e a proteção das pessoas e equipamentos;
- Reduzir os ruídos de transmissão estrutural;
- Reduzir o crescimento de bactérias e fungos, através de proteção antimicrobiana incorporada.

Caso não existisse isolamento térmico, o calor do meio ambiente seria transmitido para o fluido frigorígeno, aumentando o sobreaquecimento, o que por sua vez iria reduzir a eficiência do sistema. Por estas razões, as linhas de aspiração devem ser adequadamente isoladas, de modo a que impeçam a formação e a passagem de vapor de água. Este é um requisito obrigatório que consta de muitos códigos de construção e instalação, e a refrigeração e climatização não fogem à regra.

3.10 Seleção de sistemas de controlo

Controlador

Qtd	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço [€]
1	Quadro parcial	CONTROLADOR XLR170-501C2 + 2 SONDAS NG6 1,5M NTC	1600896	168,4




Figura 83 - Interface de seleção de controlador

Associados à regulação e controlo de temperatura no interior das câmaras, existe uma série de funções que obrigava à inclusão de diversos dispositivos e aparelhos no sistema de controlo, como o relógio de descongelação, o temporizador de atraso ao arranque dos ventiladores, a indicação da temperatura, etc. Com o aparecimento dos termostatos eletrónicos, surgiu a ideia de conceber um dispositivo único capaz de proporcionar o controlo e regulações funcionais de um recinto refrigerado ou climatizado: o controlador.

Com o avanço e evolução da eletrónica, associaram-se ao controlador outras funções, como as de aquisição e registo de dados de temperatura, como é o caso do sector alimentar (sendo tal obrigatoriedade imposta por diretivas comunitárias de higiene e segurança alimentar). Surge assim o controlador multifuncional. O controlador digital assume a função do controlo da temperatura, com a indicação da temperatura. Porém, outras funções paramétricas estão normalmente associadas, tais como:

- ✓ Regulação: diversos parâmetros programáveis;
- ✓ Temperatura: seleção da unidade de medida (°C/°F), resolução (valor inteiro/decimal) e atraso na visualização;
- ✓ Descongelação: intervalo de duração e visualização;
- ✓ Temperatura de alarme: fixação e atraso nos alarmes;
- ✓ Entradas digitais: polaridade, porta aberta, retardo de porta aberta, ventilador parado e outras;
- ✓ Hot Key: entrada para descarga de chave com funcionamento pré-programado;
- ✓ Temperaturas de set-point: valores de temperatura de arranque e paragem do compressor.

Pressostatos

Qtd	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço[€]
0	Pressotato de baixa	KP1 060-1101	19210000	45,9
Qtd	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço[€]
0	Pressotato de alta	KP5 060-1171	19210006	45,9


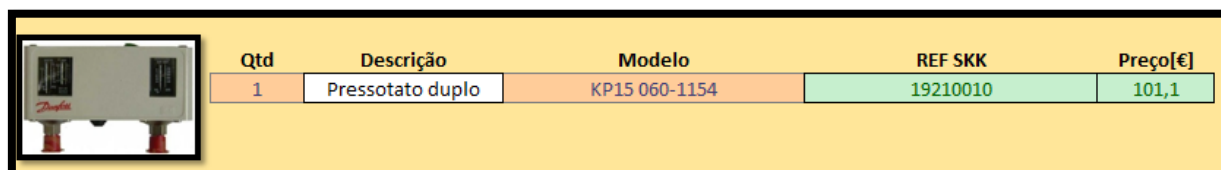


Figura 84 - Interface de seleção de pressostatos de alta e de baixa

A principal diferença entre o termostato de bolbo remoto e o pressostato é a origem da pressão que aciona o fole ou diafragma. Enquanto a pressão que aciona o termostato é a pressão contida no bolbo, a pressão que aciona o fole do pressostato de alta ou de baixa pressão é, respetivamente, a pressão de descarga ou de aspiração do compressor.

Ambos os controlos (pressostato e termostato) dispõem de set point (ligar/desligar) e podem ser ajustados às temperaturas/pressões de funcionamento desejadas.



Qtd	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço[€]
1	Pressostato duplo	KP15 060-1154	19210010	101,1

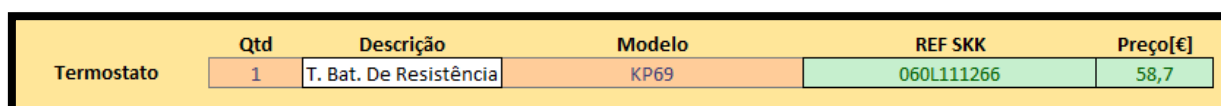
Figura 85 - Interface de seleção de pressostato duplo

A “compactação” dos equipamentos levou os fabricantes a responderem às exigências dos instaladores quanto à rapidez de montagem e à exiguidade de espaço, com o fabrico de pressostatatos “dois em um”, com o pressostato duplo de alta e de baixa pressão, a que, por vezes, se dá o nome de “pressostato dual”, com a dupla função de controlo (baixa pressão) e segurança (alta pressão).

O pressostato é selecionado de acordo com:

- ✓ Pressão de serviço;
- ✓ Pressão de arranque, (CUT IN Ativação) e pressão de corte (CUT OUT Bloqueio).

Termostatos



Qtd	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço[€]
1	T. Bat. De Resistência	KP69	060L111266	58,7

Figura 86 - Interface de seleção de termostato de baterias de resistências

Os termostatos são dispositivos que efetuam o controlo de acionamento ou paragem por temperatura. Podem atuar sobre compressores, motoventiladores, resistências elétricas e bombas de líquido. Atualmente, existem dois tipos de termostatos: analógicos ou eletromecânicos (bimetálicos, e de bolbo) e eletrónicos (resistências elétricas) e cuja simbologia é a mesma.

O Termostato é selecionado de acordo com:

- ✓ Temperatura de funcionamento da câmara;
- ✓ Temperatura de arranque, (CUT IN Ativação) e temperatura de corte (CUT OUT Bloqueio).

Interruptor

Interruptor	Qty	Descrição	Modelo	REF SKK	Preço[€]
	1	Int. Fim de curso	INTPTOR FIM CURSO 918-125-05	2014018	70,2

Figura 87 - Interface de interruptor de fim de curso

O interruptor de fim de curso está associado à porta da câmara. Serve para transmitir a informação sobre o atual estado da porta (aberta ou fechada).

3.11 Orçamento

Qtd	Descrição	Modelo	PVP [€]	Desconto SKK [%]	Preço de custo [€]	Margem [%]	Preço Líquido [€]	Ganho unitário [€]	Preço Líquido [€]	Preço global [€]	Ganho global [€]
1	EVAPORADOR	RW4A2/53	707,60 €								
1	Elemento termostático	TES 5	108,50 €								
1	Corpo da válvula	TE 5 Ang/Ros	28,70 €								
1	Orifício	OX.1	18,20 €								
1	Válvula Solenoide	EVR 3	40,20 €								
1	Quadro parcial	CONTROLADOR XLR170-501C2 + 2 SONDAS NG6 1,5M NTC	168,40 €								
1	Interruptor de fim de curso	INTPTOR FIM CURSO 918-125-05	70,20 €								
1	Válvula de Seccionamento	SBV(M)-JA3YHSY-2-S	27,06 €								
1	Grupo de Condensação	LB-B210-0Y-1M	0,00 €								
1	Termostato Prot. Bat. Resist.	KP69	58,70 €								
1	Pressostato Duplo	KP15 060-1154	101,10 €								
1	Separadores de óleo	Turboil 1504 S	122,13 €								
1	Visores de líquido	VCYL 12	13,14 €								
1	Válvula de retenção	NRV 16	39,80 €								
1	Válvula reguladora de pressão	KVP12	150,30 €								
1	Filtro secador	DCY 032	6,44 €								
1	Separador de líquido	LCY 47 S	65,94 €								
1	Eliminador de vibrações	EVCYAC 2 S	17,75 €								
1	Filtro de impurezas	FILTRY 3 S	36,58 €								
1	Filtro de óleo	HCFY 53	30,00 €								
1	Filtro de aspiração	ACY 489 S	105,56 €								

Confidencial

Figura 88 - Interface de orçamento

3.12 Proposta Comercial

Como a empresa SKK® já tem uma proposta comercial elaborada em MS Word, resta apenas migrar do MS Excel apenas segue a descrição dos equipamentos, quantidades e o valor final da proposta.

3.13 Lista de encomenda

Descrição de material	Modelo	Qty	Referência Fornecedor	Referência SKK
Evaporador CENTAURO	CBN 483/11	1,00	CBN 483/11	5211050
Elemento Termostático	TEN5	1,00		12724150
Corpo da válvula	TE 5.1 Ang/Sold	1,00		12724032
Orifício	TE5 01	1,00		358005
Válvula Solenoide	MADF-A03- 3L 003	1,00		12780953
Bobina	MQ-A03024-000001	1,00		12780916
Termostato de proteção à bateria de resistências	KP69	1,00	060L111266	19200022
Interruptor de fim de curso	INTPTOR FIM CURSO 918-125-05	1,00		2014018
Quadro eléctrico parcial Dixell XLH 260	CONTROLADOR XLR170-501C2 + 2 SONDAS NG6 1,5M NTC	1,00		1600896
Válvulas de seccionamento	SBV(M)-JA3YHSY-2-S	1,00	SBV-13039	12780739
Grupo condensação	LB-Q420-0Y-2M	1,00		4346612
Pressostato de duplo	KP15 060-1154	1,00		19210010
Depósito de líquido	RLHCY 150	1,00		325587
Visores de líquido	VCYL 15	1,00		06600003
Filtro secador	BCY 485S/MMS	1,00		6100098
Separador de líquido	LCY 69 S	1,00		6000012
Filtro de aspiração	ACY 489 S	1,00		6110000

Figura 89 - Interface de lista de encomenda

3.14 Fluidos frigoríficos e o meio ambiente

Desde o protocolo de Montreal que os fabricantes de fluidos frigoríficos e, conseqüentemente, a indústria têm feito um esforço no sentido de abandonar os CFC e HCFC. Este abandono é reforçado e complementado após o protocolo de Quioto, com fortes restrições à utilização dos halocarbonetos que contêm hidrogénio, flúor e carbono, também conhecidos como hidrofluorcarbonetos (HFC), dos halocarbonetos totalmente fluorados que contêm flúor e carbono, também conhecidos como perfluorcarbonetos (PFC) e dos hidrocarbonetos (HC) que contêm apenas hidrogénio e carbono. Tendo como base o estado do conhecimento atual a partir dos modelos climáticos, a manterem-se as atuais taxas de poluição e de emissões de gases de efeito de estufa, os estudos apontam para (Monteiro, 2015):

- ✓ O Aquecimento global médio da superfície terrestre;
- ✓ O aparecimento de fenómenos climatológicos extremos: chuvas intensas, ventos fortes e repentinos, tornados e furacões;
- ✓ Aumento da média global de precipitação em latitudes mais altas;
- ✓ O grande arrefecimento estratosférico;
- ✓ A forte redução dos bancos de gelo ártico, provocada por um aumento da temperatura nos invernos polares;
- ✓ O aumento dos períodos de seca severa e extrema;
- ✓ A ondulação elevada e a forte erosão costeira;
- ✓ O aumento do nível médio das águas do mar.

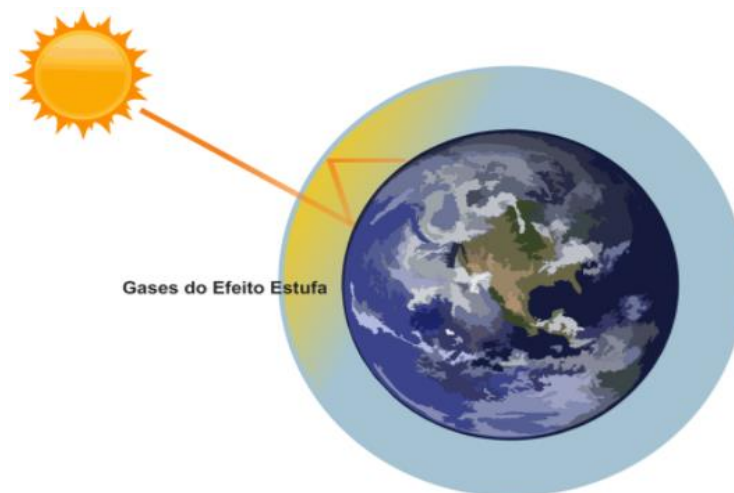


Figura 90 - Efeito de estufa (<http://blog.enciclo.com.br>)

Segundo alguns especialistas, para ser classificado como ideal, um fluido frigorífico deveria possuir as seguintes propriedades:

- ✓ Não danificar a camada do ozono (ODP = 0);

- ✓ Possuir um baixo potencial do efeito de estufa (GWP \approx 0);
- ✓ Ser preferencialmente incolor na forma de gás, mas facilmente detetável;
- ✓ Ser não tóxico, não corrosivo, não irritante e não poluente;
- ✓ Não inflamável e não explosivo;
- ✓ Ser quimicamente estável nas condições normais;
- ✓ Ter elevada eficiência energética (bom COP).

Na verdade, o fluido frigorígeno ideal é algo que na realidade, não existe.

Em Portugal, os fluidos mais usados em equipamentos de refrigeração e climatização são o R404A e o R134a. De seguida abordaremos algumas soluções alternativas ao seu uso, de modo a evitar os seus efeitos nocivos para o planeta.

“What is wrong with R404A? The two key problems with R404A are:

- 1. It does not achieve the best energy efficiency in many applications;*
- 2. It has a particularity high global warming potencial (GWP).*

The relatively poor energy efficiency leads to extra costs and also extra CO₂ emissions from the power stations that generate the electricity being used. Alternative refrigerants can give electricity savings of between 7% and 12% in many applications.

The GWP of R404A at 3922 is the highest of all the commonly used refrigerants. R134a is only 1430 and R407F is 1850. Hence leakage of 1kg of R404A is two to three times worse in terms of global warming impact than some other HCF refrigerants.” (Adaptado de Julian Milnes, is it time to stop using R404?, RAC Magazine, s.d)

Este extrato da autoria de Julian Milnes apresenta os 2 principais motivos para se substituir o fluido R404A. Neste momento, vários fabricantes preparam-se para deixar de comercializar os fluidos R404A e o R507. A Honeywell por exemplo vai deixar de comercializar estes dois fluidos nos Estados Unidos da América já em 2018, antecipando as diretrizes do regulamento sobre gases fluorados (F-gas regulation) que estabelece que o R404A e outros fluidos sejam banidos a partir de 2020. (RAC - Magazine, s.d.)

De seguida apresentam-se várias alternativas ao fluido R404A.

Tabela 11 - Alternativas ao fluido R404A (Linde, s.d.)

	alternativas ao R404A					
	R404A	R407A	R407F	R422A	R448A	R449A
ODP	0	0	0	0	0	0
GWP	3922	2107	1825	1888	2588,52	1397

Neste momento, o fluido que mais se utiliza como alternativa ao R404A é o R449A, pois este apresenta um menor GWP.

Exemplo:
 Bitzer Software online
 Compressor utilizado: 2KES-05Y
 Temperatura de evaporação: -5°C
 Temperatura de condensação: 45°C
 Subarrefecimento: 0 K
 Temperatura de gás na sucção: 20°C

Tabela 12 - Comparação de desempenho de vários fluidos frigorigéneos alternativos ao R404A.

	R404A	R407A	R407F	R448A	R449A
Compressor	2KES-05Y-40S	2KES-05Y-40S	2KES-05Y-40S	2KES-05Y-40S	2KES-05Y-40S
Etapas de capacidade	100%	100%	100%	100%	100%
Capacidade Frigorífica	2,14 kW	2,26 kW	2,42 kW	2,12 kW	2,10 kW
Capacidade do Evaporador	2,14 kW	2,26 kW	2,42 kW	2,12 kW	2,10 kW
Potência absorvida	0,94 kW	0,89 kW	0,94 kW	0,87 kW	0,87 kW
Corrente (400V)	1,91 A	1,86 A	1,92 A	1,84 A	1,84 A
Faixa de tensão	380 - 420 V	380 - 420 V	380 - 420 V	380 - 420 V	380 - 420 V
Capacidade do Condensador	3,08 kW	3,14 kW	3,36 kW	2,99 kW	2,98 kW
COP/EER	2,28	2,54	2,56	2,42	2,41
Caudal mássico	64,9 kg/h	52,5 kg/h	50,0 kg/h	47,6 kg/h	48,3 kg/h
Modo de operação	Padrão	Padrão	Padrão	Padrão	Padrão
Temperatura gás de descarga	89,8 °C	101,2 °C	101,2 °C	104,5 °C	104,0 °C

Nota: O R422A não se encontrava na base de dados da Bitzer, por isso não foi possível obter dados.

Vamos proceder à comparação do R404A com o R449A, uma vez que este é o que tem menor GWP.

Pela Tabela 12, constata-se que o R449A apresenta várias vantagens em relação ao R404A, mas também apresenta desvantagens. As vantagens do R449A face ao R404A são:

- a) O compressor consome menos energia elétrica;
- b) O COP é superior ao do R404A;
- c) Apresenta um menor caudal mássico.

As desvantagens do R449A face ao R404A são:

- a) A capacidade frigorífica é menor;
- b) A temperatura de descarga é maior.

De seguida apresentam-se algumas alternativas ao fluido R134a, que se espera que seja banido em 2022.

Tabela 13 - Alternativas ao fluido R134a (Linde, s.d.)

	alternativas a R134a		
	R134a	R1234yf	R450A
ODP	0	0	0
GWP	1430	2	858

Visualizando a Tabela 13 será de esperar que, o fluido que substituirá o R134a será o R1234yf, pois este apresenta um GWP muito próximo de 0. Contudo, o R1234yf tem a desvantagem de ser ligeiramente inflamável. Apesar de ser uma alternativa interessante ainda padece de mais estudos e algum aperfeiçoamento. Até que isso aconteça, o mais provável é que o escolhido para substituir o R134a seja o R450A.

<p>Exemplo: Bitzer Software online Compressor utilizado: 2KES-05Y Temperatura de evaporação: -5°C Temperatura de condensação: 45°C Subarrefecimento: 0 K Temperatura de gás na sucção: 20°C</p>
--

Tabela 14 - Fluidos alternativos ao R134a

	R134a	R1234yf	R450A
Compressor	2KES-05Y-40S		2KES-05Y-40S
Etapas de capacidade	100%		100%
Capacidade Frigorífica	1,32 kW		1,15 kW
Capacidade do Evaporador	1,32 kW		1,15 kW
Potência absorvida	0,58 kW		0,51 kW
Corrente (400V)	1,56 A	Não está disponível na base de dados	1,50 A
Faixa de tensão	380 - 420 V		380 - 420 V
Capacidade do Condensador	1,90 kW		1,66 kW
COP/EER	2,27		2,23
Vazão em massa	31,1 kg/h		28,4 kg/h
Modo de operação	Padrão		Padrão
Temperatura gás de descarga	101,5 °C		98,7 °C

Nota: Ainda não existe informação em relação ao R1234yf, pois ainda se encontra em fase de testes.

3.15 Esquema de instalação

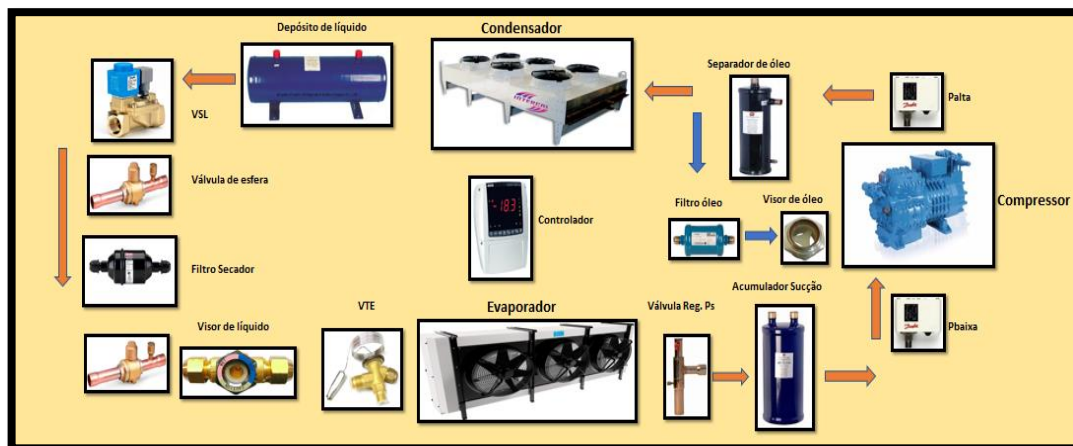


Figura 91 - Esquema final da instalação (folha de cálculo NGCALC)

3.16 Relatório completo

Depois de todas as folhas de cálculo estarem funcionais, e devidamente validadas, projetou-se a forma de apresentar os resultados na forma de relatório final. Este relatório detalha todos os componentes selecionados e as suas características. O relatório final pode ser consultado nos anexos.

4. Aplicação da ferramenta desenvolvida a 2 casos práticos

Quando acabamos de efetuar um balanço térmico, muitas vezes deparamo-nos com a seguinte questão: será que este balanço térmico está correto? Esta dúvida surge de imediato à mente de quem tem a responsabilidade de selecionar os equipamentos e os componentes que equipam uma câmara frigorífica. A digitação de um dado errado pode comprometer o cálculo efetuado.

Antes de validar o cálculo, convirá compará-lo com os resultados obtidos por outros métodos, nomeadamente por programas de cálculo informático disponíveis. Neste caso vamos comparar a folha de cálculo desenvolvida (NGCALC) com os seguintes softwares:

1. Software Riedel[®] GEK;
2. Folha de cálculo (Monteiro, 2016);
3. Intarcon[®];
4. Calcam Quiron da Centauro[®];
5. Zanotti[®].

Para o efeito vamos analisar dois casos práticos, sendo um de conservação de cogumelos e outro de conservação de frutos vermelhos. Estes dois casos foram selecionados para demonstrar as diferenças no cálculo das cargas térmicas associadas à envolvente, nomeadamente câmara com solo vs. câmara “sem” solo.

4.1 Conservação de cogumelos

Os cálculos foram efetuados com base nos seguintes dados:

Dados fornecidos

Dimensões interiores da câmara: 4 x 5,2 x 2,8 (m);

Câmara com Solo;

Isolamento: PUR 80;

Temperatura exterior: +32°C;

Humidade relativa: 60%;

Pressupostos

Temperatura no interior da câmara: +1°C;

Conservação de cogumelos;

Densidade de carga considerada: 300kg/m³;

Temperatura de entrada do produto: +20°C;

Taxa de rotação (movimentação diária): 10%;

Ocupação: 2 pessoas (2h);

Iluminação: 12W/m²;

Descongelção a ar;

Motoventiladores de evaporadores.

Procedendo à simulação nos softwares indicados, chegamos aos seguintes resultados:

Tabela 15 – Comparação dos resultados obtidos para o caso prático 1

Cargas Térmicas [W]	NGCALC	VM	Intarcon	Calcam	Riedel	Zanotti
Isolamento	1125,82	1162,00	1416,23	985,38	1187,00	1062,69
Arrefecimento do produto	2253,46	2253,00	4859,39	2361,77	2642,00	4402,31
Respiração do produto	2184,00	304,00		3098,23	1283,00	
Renovações de ar e infiltrações	1292,81	1217,00	960,21	1256,43	1037,00	929,06
Embalagens e Paletes	0,00	0,00		0,00		0,00
Estiva	72,50	21,00		66,00	92,50	67,06
Iluminação	34,32	9,00	1213,79	31,20		44,56
Motoventiladores	216,00	180,00		401,50	282,80	0,00
Outros equipamentos	0,00	0,00		0,00		0,00
Coeficiente de segurança	717,89	566,10		820,05	652,50	650,57
Total	7896,80	5660,60	8449,62	9020,55	7176,80	7156,26
Desvio em relação à NGCALC		-28,32%	7,00%	14,23%	-9,12%	-9,38%

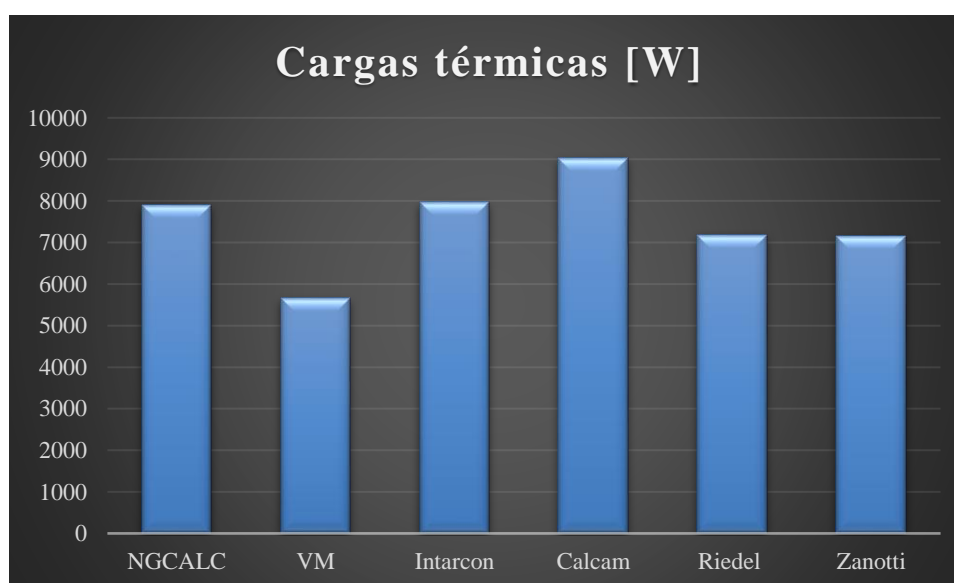


Figura 92 - Gráfico de Cargas térmicas nos vários softwares

Como podemos verificar, existem algumas diferenças nos resultados finais obtidos, com desvios quer positivos quer negativos em relação à folha de cálculo desenvolvida. Neste momento estamos em condições de analisar as diferenças que existem.

❖ Cargas térmicas associadas à envolvente

Em relação às perdas por isolamento, podemos constatar que existem pequenas diferenças que podem dever-se:

- ✓ À utilização de diferentes coeficientes globais de transmissão de calor dos isolamentos, pois embora se possa escolher o mesmo material, com a mesma espessura, o valor do coeficiente de transmissão global pode variar de acordo com a fonte utilizada, ou de fabricante para fabricante;
- ✓ À utilização de diferentes temperaturas exteriores, pois alguns programas assumem temperaturas um pouco inferiores às máximas exteriores.

Como se pode observar através da Tabela 16, existem diferenças nos coeficientes de transmissão global de fabricante para fabricante:

Tabela 16 - Coeficientes de transmissão térmica de vários fabricantes

Espessuras (m)	Coeficientes de transmissão térmica, U [W/m ² . °C]					
	Purever	Kide	Metalpanel Isoterm-1000	Metalpanel Isoterm-1125	MP Isoterm-1125 Hook	SmartPower
30			0,65			
40	0,52		0,52			
60	0,35	0,38	0,33			
75		0,31				0,304
80	0,27			0,26		
100	0,21	0,23		0,2		0,228
120	0,18	0,19		0,18	0,19	
150	0,14	0,15		0,14	0,16	
180	0,12	0,13		0,11	0,13	
200	0,11	0,12		0,1	0,13	

Por exemplo, pela Tabela 16 constatamos que para uma espessura de 60 mm, retiramos um $U = 0,35 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ no caso da Purever, $U = 0,38 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ no caso da Kide e $U = 0,33 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ no caso da Metalpanel.

No caso das câmaras com solo, existem várias soluções construtivas, como se pode visualizar na Figura 93.

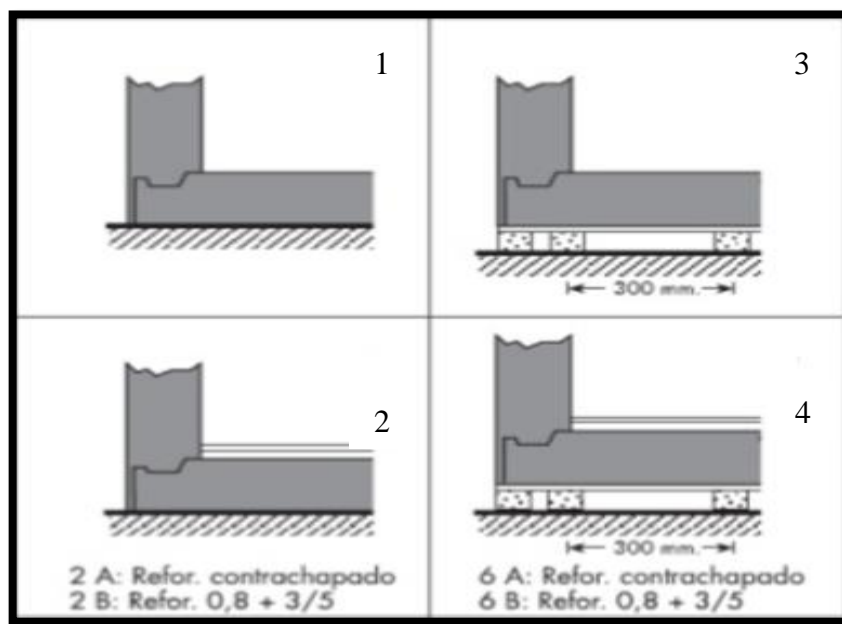


Figura 93 - Detalhe da instalação de câmaras com painel de solo (Muoz, 2010)

A **solução 1** deve ser evitada. O painel de solo está em contacto direto com o pavimento e as infiltrações e as lavagens frequentes, entre outras ações, levam-no à sua rápida degradação. A **solução 2** é idêntica à anterior, mas o painel de solo encontra-se reforçado com contraplacado de MDF ou similar e internamente revestido com chapa galvanizada. Também deve ser evitada. A **solução 3** é a solução correta, embora limitada na utilização de cargas dinâmicas, pelo que, quando se sentir necessidade, a **solução 4** é a adequada.

❖ Cargas térmicas associadas ao arrefecimento do produto

Em relação às perdas por arrefecimento do produto, também se verificam diferenças. Estas estão relacionadas com as referências utilizadas.

Na maior parte dos softwares, não existem grandes diferenças, porque calores específicos não diferem muito de referência para referência e, porque as densidades de carga utilizadas são as mesmas, ou seja, são introduzidas pelo utilizador. A única diferença significativa que existe surge em (Monteiro, 2016), que utiliza fatores de correção para a ocupação da câmara e estes fatores de correção vão entrar em linha de conta no cálculo da respiração do produto).

Apesar de a câmara não estar totalmente preenchida com produto, alguns programas de cálculo consideram que esta está completamente preenchida, acrescentando mais alguma margem de segurança ao projeto. Não foi possível comparar os valores com os softwares da Intarcon e da Zanotti, uma vez que estes agrupam a carga térmica de arrefecimento de produto e de respiração. No entanto, quando somamos as duas parcelas nos restantes softwares notamos que os valores se aproximam.

❖ Cargas térmicas associadas à respiração

Aqui também se verificam diferenças, pois os coeficientes referentes ao calor de respiração são diferentes. As referências que até convergem em alguns produtos, mas na maior parte dos casos são diferentes. Só para se ter uma noção, enquanto em (ASHRAE, 2014) temos os cogumelos com um valor intermédio de 8,8 kJ/kg.dia, em Monteiro (2016) os cogumelos têm um valor de 3 kJ/kg.dia. Por isso é muito importante encontrar 3 ou 4 referências e compará-las, elaborando assim uma base de dados mais completa. Por outro lado, alguns softwares não diferenciam o tipo de fruta ou o tipo de legumes, utilizando o maior valor associado à fruta e o maior valor associado aos legumes (por exemplo, se o maior valor de todas as frutas for 5kJ/kg.dia, é este o valor que é utilizado por defeito). Este método não é muito recomendável, pois se no caso da fruta as diferenças não são muito significativas, no caso dos legumes podemos ter diferenças importantes. Além desta diferença, temos também o facto já enunciado de Monteiro (2016) e o software da Riedel considerarem que a câmara não está totalmente preenchida, o que é um aspeto importante.

❖ Cargas térmicas associadas às renovações de ar e infiltrações

Podemos verificar que neste caso existem valores muito aproximados. As únicas diferenças significativas são referentes aos softwares Intarcon e Riedel. Existem alguns softwares que se baseiam em valores tabelados, que em função do volume da câmara e do fator de utilização definem um valor para as renovações de ar nas câmaras.

As infiltrações ocorrem mais comumente devido às diferenças de densidade do ar, como podemos visualizar através das Figuras 94 e 95. Quando se dá a abertura de uma porta, o ar exterior (ar mais quente), como tem menor densidade, migra para o interior da câmara através da parte superior da porta; já o ar interior (ar mais frio), como tem maior densidade, desloca-se para o exterior da câmara através da parte inferior da porta. Estas movimentações dão origem a um aumento da carga térmica no interior da câmara frigorífica.

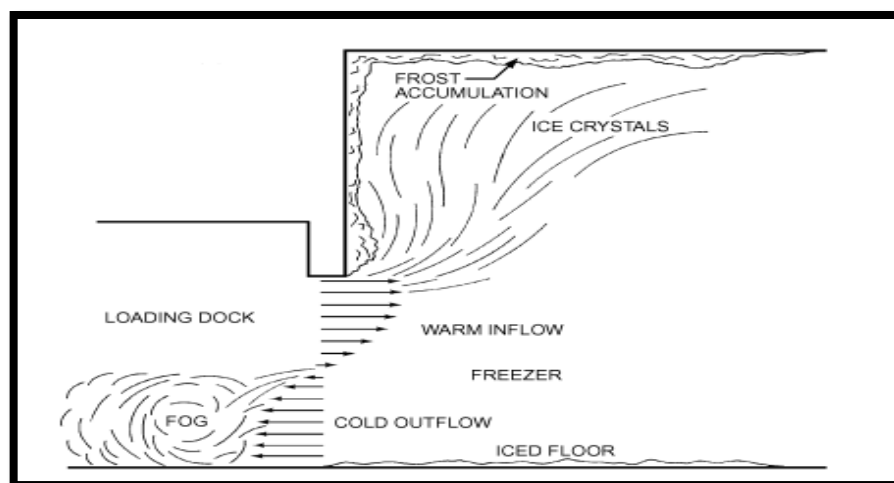


Figura 94 - Infiltrações de ar (ASHRAE, 2014)

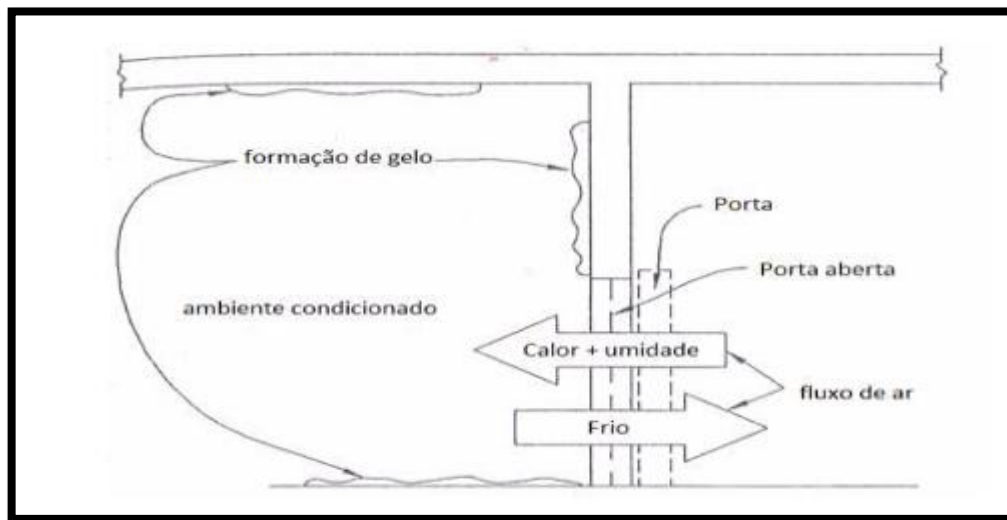


Figura 95 - Infiltração de ar, com indicação do sentido dos fluxos de ar (Becker&Fricke, 2005)

Este valor pode ser retirado de tabelas, como a Tabela 6 (Monteiro, 2016). Existem também tabelas para determinar a energia consumida a tratar as infiltrações de ar pela abertura de portas.

Este valor pode ser retirado das Tabela 7 em função da temperatura no interior da câmara e das condições do ar exterior (temperatura exterior e humidade relativa). Existem softwares que adotam valores tabelados e outros que adotam as fórmulas disponíveis em ASHRAE (2014). No caso do software da Intarcon, necessitamos de saber vários valores que nem sempre são fáceis de quantificar. Além da temperatura exterior e da humidade relativa exterior, necessitamos ainda de saber as dimensões da porta (largura e altura), tempo de abertura da porta, quantidade de vezes que a porta é aberta por dia e, por fim, as renovações diárias. No caso do software da Riedel, o utilizador não consegue perceber qual o método que utilizado. Excluindo estes dois softwares, os valores obtidos pelas outras aplicações aproximam-se bastante.

❖ Cargas térmicas associadas à estiva

As cargas térmicas associadas à estiva diferem um pouco. A maioria dos softwares agrupa as seguintes cargas térmicas:

- ✓ Carga térmica das pessoas;
- ✓ Carga térmica da iluminação;
- ✓ Ventiladores.

A principal diferença neste ponto prende-se com as considerações associadas às potências térmicas dissipadas pelo corpo humano.

Tabela 17 - Potência dissipada pelo corpo humano adaptado de (Monteiro, 2016)

POTÊNCIA TÉRMICA DISSIPADA PELO CORPO HUMANO	
Grau de atividade	Potência libertada (W)
Repouso	115
Trabalho ligeiro	174
Trabalho moderado	290
Trabalho pesado	436

Em ASHRAE (2014) temos a seguinte figura:

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Note: Heat equivalent may be estimated by Equation (10).

Figura 96 - Potências térmicas dissipadas pelo corpo humano (ASHRAE, 2014)

A fórmula para a correção da potência térmica dissipada em função da temperatura da câmara é a seguinte (ASHRAE, 2014):

$$q_p = 272 - 6t \quad (26)$$

t – Temperatura no interior da câmara [°C]

❖ Cargas térmicas associadas às embalagens

Este valor muitas vezes é desprezado quando se trata de câmaras de pequenas dimensões. Contudo, o ideal seria saber a quantidade de embalagens utilizadas, ou alternativamente as dimensões das embalagens e respetivas capacidades. Estas informações raramente são dadas ao projetista. Existem softwares que atribuem uma percentagem a rondar os 8 a 10% do valor total das cargas térmicas associadas ao arrefecimento do produto.

❖ Cargas térmicas associadas às máquinas

Para os casos em estudo esta carga é desprezada.

❖ **Cargas térmicas associadas à iluminação**

Neste ponto existem variações, mas também são muito pequenas. Como na maioria dos casos não existe informação, o que se faz por norma é atribuir uma potência por m^2 . Os valores mais utilizados são $10W/m^2$ e $12W/m^2$. Neste momento existe a possibilidade de se utilizarem LED's, o que reduziria bastante a potência térmica dissipada pelas lâmpadas. O único problema é que ainda não estão disponíveis estudos sobre o seu comportamento a baixas temperaturas.

❖ **Carga térmica associada aos motoventiladores**

O ideal será calcular as cargas térmicas sem este valor e após a seleção do evaporador, voltar a efetuar o cálculo das cargas térmicas com o valor real da potência dos ventiladores. No entanto poucos softwares fazem isso. É difícil de analisar este valor, porque muitas vezes esta carga é agrupada com outras cargas térmicas (iluminação e estiva). Finalmente existem alguns softwares que não entram em conta com este valor para o cálculo das cargas térmicas, como são os casos da Riedel e da Zanotti.

❖ **Cargas térmicas associada às resistências elétricas**

Tal como as cargas térmicas associadas aos motoventiladores dos evaporadores, o ideal será escolher o evaporador adequado e depois inserir a potência das resistências elétricas. Como estamos a trabalhar com câmaras positivas e as descongelações são na maioria dos casos a ar ou a água, este ponto não é relevante. Já para câmaras negativas, tem muita influência nos resultados finais.

❖ **Fator de segurança**

Na maioria dos softwares o fator de segurança situa-se por volta dos 10%. Mas, como existem sempre pequenos ajustes que tendem sempre para o pior cenário, este valor será na realidade na ordem dos 15 a 20%. É importante ter este aspeto em conta de modo a não sobredimensionar em demasia todo o sistema, o que acarretará uma redução da eficiência do sistema, bem como um aumento significativo do preço de aquisição dos equipamentos.

4.2 Conservação de frutos vermelhos

Os cálculos foram efetuados com base nos seguintes dados:

Dados conhecidos

Dimensões interiores da câmara: 2 x 3 x 2,4 (m);

Câmara sem Solo;

Isolamento: PUR 60;

Temperatura exterior: +32°C;

Humidade relativa: 60%;

Pressupostos

Temperatura no interior da câmara: +1°C;

Conservação de morangos;

Densidade de carga considerada: 300kg/m³;

Temperatura de entrada do produto: +20°C;

Taxa de rotação (movimentação diária): 10%;

Ocupação: 1 pessoa (2h);

Iluminação: 12W/m²;

Descongelação a ar;

Motoventiladores de evaporadores.

Tabela 18 - Cargas térmicas referentes ao caso 2

Cargas Térmicas [W]	NGCALC	VM	Intarcon	Calcam	Riedel	Zanotti
Isolamento	1095,46		1119,84	675,89		717,50
Arrefecimento do produto	548,63		529,20	577,67		548,81
Respiração do produto	375,00			367,33		
Renovações de ar e infiltrações	590,63		435,69	591,53		501,44
Embalagens e Paletes	0,00			0,00		0,00
Estiva	36,25	n/a		33,00	n/a	33,50
Iluminação	9,90		518,04	9,00		11,25
Motoventiladores	216,00			288,75		0,00
Outros equipamentos	0,00			0,00		0,00
Coeficiente de segurança	287,19					181,25
Total	3159,06		2602,77	2797,49		1993,75
Desvio em relação à NGCALC			-17,61%	-11,45%		-36,89%

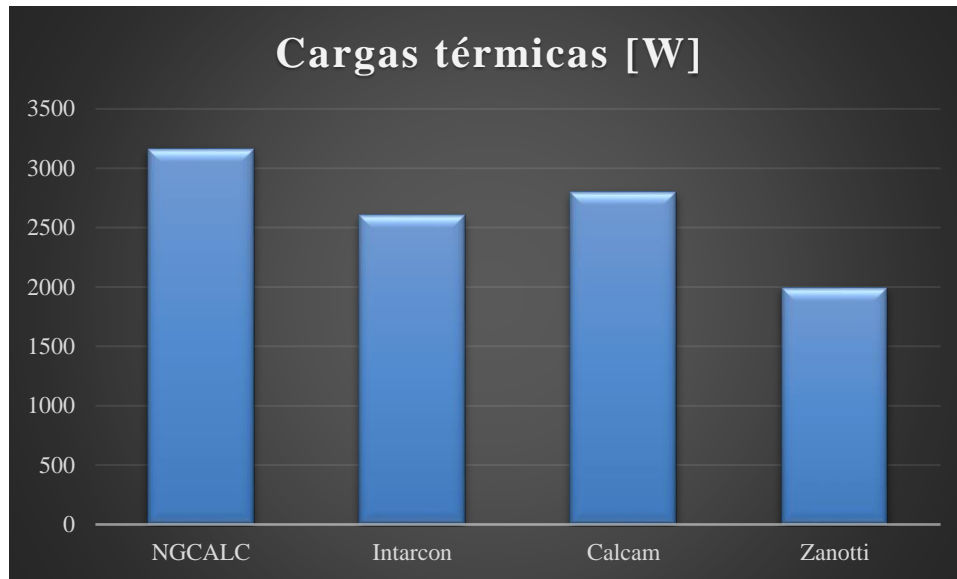


Figura 97 - Gráfico de Cargas térmicas nos vários softwares

Como podemos verificar, existem algumas diferenças nos resultados finais obtidos, com desvios quer positivos quer negativos em relação à folha de cálculo desenvolvida. Neste momento estamos em condições de analisar as diferenças que existem.

❖ Cargas térmicas associadas aos isolamentos

No caso das câmaras positivas, existe a possibilidade de a câmara ser fornecida sem solo. Como esta câmara de conservação de frutos vermelhos não possui solo, podemos verificar que nem todos os softwares contemplam esta situação.

No caso dos softwares utilizados, a folha de cálculo de Monteiro (2016) e o software da Riedel não contemplam esta opção. Sobre este assunto não existe grande informação, apenas algumas considerações:

- ✓ Se abaixo do piso houver outro ambiente, utilizamos a fórmula normal e consideramos a temperatura abaixo do piso;
- ✓ Se a câmara for apoiada sobre terreno (solo), e este não for isolado, então podemos efetuar o cálculo, utilizando o cálculo empírico do perímetro.

No caso da folha de cálculo NGCALC adotou-se a fórmula de cálculo fornecida pela Danfoss[®], partindo do princípio de que a câmara está apoiada sobre terreno (solo) e este não está isolado. Neste caso aplica-se a seguinte fórmula (Danfoss, 2011):

$$\dot{Q}_{\text{solo}} = \frac{0,0335 \times 2 \times (L + C) \times \Delta t}{t_{\text{func}}} \times 1000 \quad (27)$$

onde

\dot{Q}_{solo} – Transmissão do solo, através do piso não isolado [W];

L – Largura da câmara frigorífica [m];

C – Comprimento da câmara frigorífica [m];

Δt – Diferença de temperatura entre as paredes da câmara [°C];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

Analisemos então os valores dos restantes softwares. O valor mais próximo ao da folha de cálculo desenvolvida (NGCALC) é o da Intarcon, apresentando os outros softwares diferenças significativas. A grande questão é que não se consegue aceder às considerações dos diversos softwares, para perceber as causas das diferenças obtidas. Pensamos que os outros softwares utilizam a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{solo} = \frac{A_{Solo} \times U_{laje\ simples} \times \Delta t \times 24}{t_{func}} \quad (28)$$

onde

\dot{Q}_{solo} – Transmissão do solo, através do piso não isolado [W];

A_{Solo} – Área do solo [m²];

$U_{laje\ simples}$ – Coeficiente global de transferência [W/m².°C];

Δt – Diferença de temperatura entre o solo e o interior da câmara frigorífica [°C];

t_{func} – Tempo de funcionamento do compressor [h].

A temperatura considerada para o solo é de 17°C (média anual das temperaturas do solo, com base nos dados do IPMA). O coeficiente U utilizado pode variar de acordo com os pressupostos considerados (tipo de laje e sua constituição), situado entre 0,828 e 1,96 W/m².°C.

Após efetuarmos algumas simulações, verificamos que os valores andam próximos dos utilizados pelo Calcam.

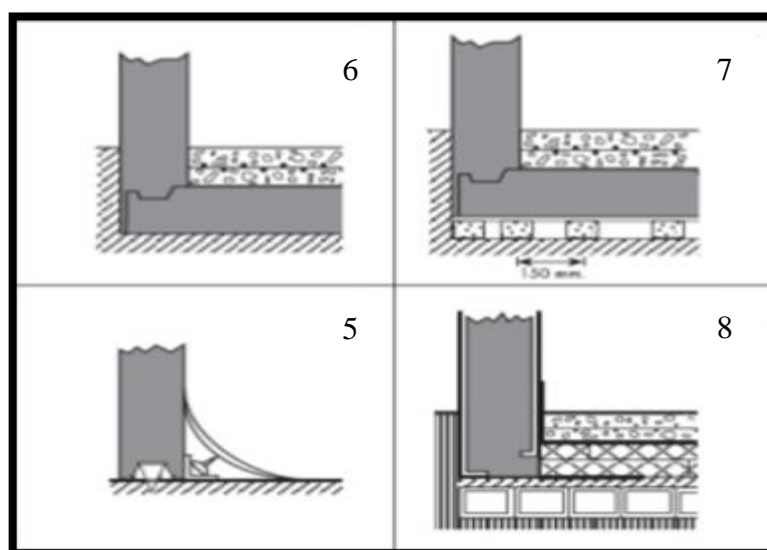


Figura 98 - Detalhes da instalação de câmara frigorífica "sem solo" (Muoz, 2010)

Relativamente à instalação de uma câmara frigorífica “sem solo”, a solução 5 (ver Figura 98), apesar de ser a solução mais generalizada e rápida de instalar, deve ser evitada, já que vai promover perdas térmicas significativas pelo solo. Só é permitido em câmaras de conservação positivas, já que em temperaturas negativas, o solo pode congelar e gerar fissuras no pavimento. A **solução 6**, aproveita o painel do solo para promover uma solução sem solo, económica. Ao efetuar-se um rebaixo no pavimento, monta-se o painel de solo, sobre o qual se realizam duas camadas de betão armado, numa armadura de ferro que permite estiva mecânica. Tal solução, dispensa mão de obra especializada, mas o painel corre o sério risco de se deteriorar, no sentido de baixo para cima, pelo contato com a humidade da terra, ou no sentido de cima para baixo, se entre as duas camadas de betão não for montada uma tela betuminosa com folha de alumínio para formar a barreira de vapor.

A **solução 7** é idêntica à anterior, mas melhora substancialmente com a realização parcial do “vazio sanitário”. Finalmente, a **solução 8** é a mais adequada, por se realizar o pavimento com a técnica e a durabilidade adequadas: sobre o “vazio sanitário”, efetua-se o isolamento e a impermeabilização do solo, adequando as duas camadas de betão para a estiva mecânica. É a solução que oferece garantias de durabilidade, higiene, estabilidade construtiva, já que com as variações de temperatura os materiais constituintes têm propensão para dilatação e contração alternadas.

❖ Cargas térmicas associadas ao arrefecimento do produto

Como referido na análise do caso prático anterior, neste campo os calores específicos são muito semelhantes. Apenas nos casos da Intarcon e da Zanotti, como elas agregam a parte do arrefecimento do produto e da respiração, não conseguimos saber detalhadamente se o valor está próximo.

❖ **Cargas térmicas associadas à respiração**

Neste caso as diferenças estão relacionadas com os diferentes calores de respiração considerados.

❖ **Cargas térmicas associado às renovações de ar e infiltrações**

Como se pode observar na Tabela 18, o único valor que difere muito é o da Intarcon, devido ao facto de não ser fácil quantificar o tempo de abertura da porta, quantidade de vezes que a porta é aberta por dia e, por fim, as renovações diárias.

❖ **Cargas térmicas associadas à estiva**

A principal diferença neste ponto prende-se com as considerações associadas às potências térmicas dissipadas pelo corpo humano.

❖ **Cargas térmicas associadas às embalagens**

Neste caso o valor é desprezado. Caso contrário, o ideal seria utilizar o procedimento descrito na análise do caso prático anterior.

❖ **Cargas térmicas associadas às máquinas**

Para os casos em estudo esta carga é desprezada.

❖ **Cargas térmicas associadas à iluminação**

A análise é semelhante à realizada para o caso prático anterior.

❖ **Carga térmica associadas aos motoventiladores**

A análise é semelhante à realizada para o caso prático anterior.

❖ **Cargas térmicas associadas às resistências**

A análise é semelhante à realizada para o caso prático anterior.

❖ **Fator de segurança**

A análise é semelhante à realizada para o caso prático anterior.

5. Conclusões

A crise ambiental e energética em que todos nos encontramos envolvidos, levou a que, no passado recente, quase todos, senão todos os sectores da nossa sociedade, tendessem a encontrar um desenvolvimento sustentável para as suas atividades. O sector do frio é seguramente um dos baluartes. Tudo se tem feito para desenvolver novos fluidos frigoríficos “verdes” e melhorar o desempenho dos sistemas frigoríficos, investigando e desenvolvendo novos sistemas menos penalizantes quer em termos ambientais, quer em termos energéticos. (FEUP, CYTEF – Avanço nas Ciências e Técnicas de Frio - IV).

A refrigeração é uma ciência que possui uma dinâmica própria e que evolui quase tão rapidamente quanto a informática. Porém, uma coisa é certa: não será possível trabalhar no sector sem formação, sem meios técnicos adequados, sem competência e sem certificação das pessoas e das empresas. A qualificação e a atualização profissional são o único caminho que contribuirá para um futuro sustentável.

A realização deste estágio revelou-se bastante vantajosa, pois permitiu-me:

- Compreender o funcionamento de uma empresa em contexto real;
- Integrar uma equipa profissional;
- Desenvolver competências intra e interpessoais;
- Aplicar no terreno as competências adquiridas na formação teórica.

No decorrer dos seis meses de estágio, desenvolvi uma folha de cálculo que permite dimensionar os principais componentes de um sistema de refrigeração e alguns acessórios. Mas na realidade foi muito mais do que isso. Todo este tempo, permitiu-me conhecer melhor o funcionamento da empresa, as suas instalações, conhecer novas pessoas, novas culturas, etc...

O resultado do balanço térmico a uma instalação frigorífica é algo importante, que decidirá se a instalação funcionará ou não de acordo com os pressupostos iniciais. A sua determinação por software de outros fabricantes é fundamental, pois um dos maiores erros reside no fator humano, nomeadamente na introdução de dados e, por vezes, em algoritmos incorretamente estruturados e formulados (Monteiro, 2016).

Após a simulação dos dois casos práticos, podemos concluir que não existe um consenso nos resultados. Isto é devido às diferentes considerações que cada software utiliza. O utilizador sempre que possível, deverá consultar 2 ou 3 softwares e comparar os resultados. Este passo é de extrema importância. Se existirem grandes discrepâncias, todos os componentes vão ser selecionadas de acordo com informações erradas, o que irá contribuir para um maior investimento e um sistema com menor eficiência.

Apesar de ter aprendido muito ao longo de toda a minha formação, sei que este é apenas o início de um longo caminho.

O estágio curricular deve ser encarado como uma rampa de lançamento, permitindo que o estagiário mostre todo o seu potencial.

6. Referências

- Afonso, C. (2013). *Refrigeração*. Porto: FEUP.
- ALMEIDA, D. M. (2015). *Câmara frigorífica com atmosfera controlada para conservação de produtos frutícolas refrigerados*.
- Alves, N. (2014). *Refrigeração Industrial, Estágio na empresa J&Hall Limited, Leeds, Reino Unido*. Obtido de http://files.isec.pt/DOCUMENTOS/SERVICOS/BIBLIO/Teses/Tese_Mest_Nuno-Alves.pdf
- Ângelo, M. G. (2009). *Projecto de Concepção de Entreposto Frigorífico para Produtos Alimentares Congelados*.
- ASHRAE. (2006). *Refrigeration, ASHRAE Inc.,.*
- ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI). (2014).
- Borsatti, A. (19 de 12 de 2013). *Engenharia e Arquitetura*. Obtido de <http://www.engenhariae arquitetura.com.br/noticias/1000/Isolamento-para-linhas-de-agua-gelada.aspx>
- Carly. (2016). Refrigerations&Climate Components Solutions. *Technical Catalogue*. Lissieu (LYON), França.
- Castillo, J. F. (s.d.). Diseño de camara frigorifica. Obtido de <https://www.slideshare.net/jlighto/diseo-de-camara-frigorifica>
- Çencel, Y., & Boles, M. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill.
- Centauro. (2014). Compact Technical Catalog and Price List. Zona Industrial, Castelo Branco, Portugal.
- Clausen, M. (s.d.). *Danfoss*. Obtido de Danfoss. Danfoss Learning. Disponível em: <http://learning.danfoss.com/>
- Danfoss. (2011). Controlos de Refrigeração, Compressores e Unidades Condensadoras. Alcobendas, Madrid, Espanha.
- Dinçer, I., & Kanóglu, M. (2010). *Refrigeration systems and applications*. John Wiley and Sons, Ltd.
- Emerson Climate Technologies. (s.d.). Dixell General Catalogue. Pieve d'Alpago, ITALY.
- European Commission. (s.d.). CLIMATE ACTION Obtido de https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas_en
- FEUP. (2007). *CYTEF - Avanço nas Ciências e Técnicas de Frio - IV*. Obtido de <https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/64518/2/9835.pdf>
- Gomes, T. (2014). *Aplicativos Informáticos para Refrigeração Industrial - Estágio na Empresa J&Hall Limited, Leeds, Reino Unido*. Obtido de <https://comum.rcaap.pt/bitstream/10400.26/12873/1/Tiago-Gomes.pdf>
- GRUPO LIDEL. (s.d.). *DOWNLOADS*. Obtido de <https://www.lidel.pt/pt/download-conteudos/>

- Intarcon. (s.d.). câmara frigorífica. Obtido de <http://intarcon.calcooling.com/#coldroom>
- ISOPOR. (s.d.). Obtido de <http://www.isoportind.com.br/placas-camara-fria>
- ISOVER. (s.d.). *Tubagens: ARMAFLEX AF*. Obtido de <https://www.isover.pt/produtos/tubagens-armaflex-af>
- Linde. (s.d.). Industrial gases. Obtido de http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r422d/index.html
- Malça, J. (s.d.). Apontamentos de câmaras frigoríficas.
- Melissa Patrone, A. D. (s.d.). CUARTO FRIO Obtido de www.slideshare.net/melissapatrone/cuarto-frio
- Mesquita, N. (16 de Julho de 2009). *Elementos do circuito de refrigeração*. Obtido em 1 de Março de 2017, de <https://web.fe.up.pt/~ee99259/projecto/Documentos/Elementosrefrigeracao.pdf>
- Monteiro, V. (2015). *Refrigeração I*. Lisboa: ETEP.
- Monteiro, V. (2016). *Refrigeração II*. Lisboa: ETEP.
- Muoz, J. E. (2010). CÁLCULO E DISEÑO DE CUARTOS FRIOS Obtido de <https://www.slideshare.net/JesusEduardoMoranMuoz/documentsmx-manual-decalculoydisenodecuartofrios>
- POLYCALHA. (s.d.). Obtido de <http://www.polycalha.com.br/isolamento-termico/poliuretano/placas-de-poliuretano/>
- R.BECKER, B., & A.FRICKE, B. (2005). *Refrigerated Storage Facilities*.
- RAC - Magazine. (s.d.). Obtido de <https://www.racplus.com/>
- SKK. (s.d.). Obtido de <http://www.skk.pt/>
- Young, H. D. (s.d.). Condutividade Térmica. Obtido de <http://fep.if.usp.br/~profis/experimentando/diurno/downloads/Tabela%20de%20Condutividade%20Termica%20de%20Varias%20Substancias.pdf>
- Zelsio. (2017). *refrigeracionzelsio*. ZELSIO equipamento industrial. Obtido em 3 de Março de 2017, de <http://www.refrigeracionzelsio.es/98-condensadores-coaxiales-de-agua-a-contracorriente>

7. Anexos

7.1 Caso prático 1 (conservação de cogumelos)

Simulação Intarcon

Câmara frigorífica

Inicio	Producto	Cámara	Ventilación	Cargas	Resultados	imprimir reiniciar
--------	----------	--------	-------------	--------	------------	--

Tipo de cámara

Cámara frigorífica modular 

Espesor de aislamiento: mm
 Aislamiento del suelo: sí no
 Largo (interior): m
 Fondo (interior): m
 Alto (interior): m

Volumen interior: m³

Aplicación

Conservación a temperatura positiva Temperatura de cámara: °C

Localización

España Temperatura ambiente: °C

[▶](#) Cálculo estándar y selección de equipo. Pulse aquí para seleccionar un equipo frigorífico basado en parámetros por defecto.

Câmara frigorífica

Inicio	Producto	Cámara	Ventilación	Cargas	Resultados	imprimir reiniciar
--------	----------	--------	-------------	--------	------------	--

Tipo de producto

champiñón Temperatura de conservación: °C

Humedad de conservación: % Punto de congelación: °C
 Contenido en agua: % Calor específico: kJ/kg·K
 Calor de respiración: kJ/kg Calor específico congelado: kJ/kg·K

Embalaje

Tipo de embalaje: Peso del embalaje: kg/kg

Carga de producto

Densidad de carga: kg/m³ Tasa de rotación diaria: %/24h

Temperatura de entrada: °C

Câmara frigorífica

Inicio	Producto	Cámara	Ventilación	Cargas	Resultados	imprimir reiniciar
--------	----------	--------	-------------	--------	------------	--

Emplazamiento

en interior de edificio Altitud: m

Temperatura ambiente: °C Humedad relativa ambiente: %
 Temp. media mensual mín.: °C Temp. media mensual máx.: °C

Aislamiento térmico

Pared:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	53.9 m ²	espesor:	80 mm
Techo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	21.5 m ²	espesor:	80 mm
Suelo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	21.5 m ²	espesor:	80 mm
Puerta:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	2.0 m ²	espesor:	60 mm
Ventana:	Vidrio triple	área:	0,0 m ²		

Figura 99 - Relatório de simulação Intarcon 1/2

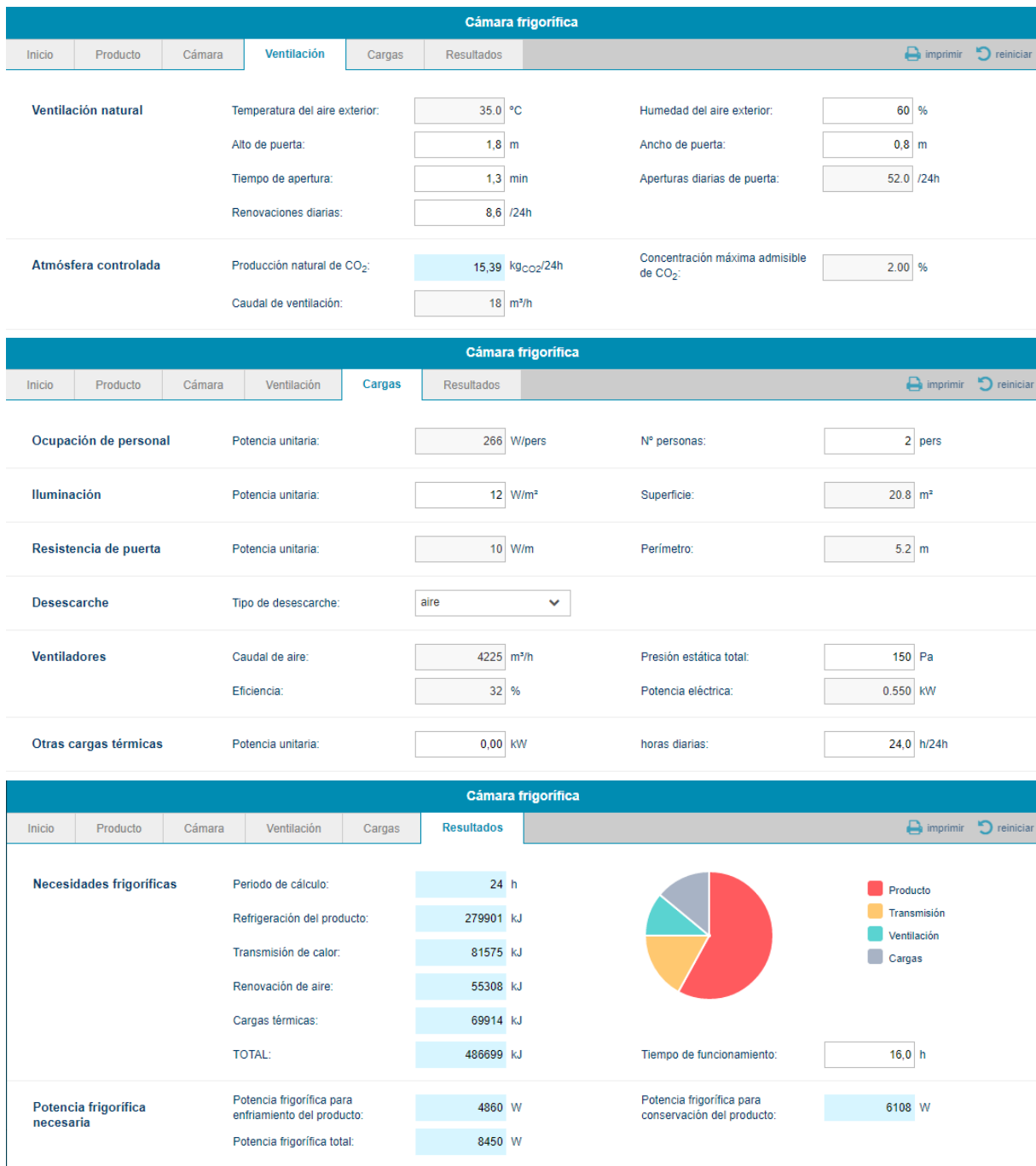


Figura 100 - Relatório de simulação Intarcon 2/2

Simulação Riedel®

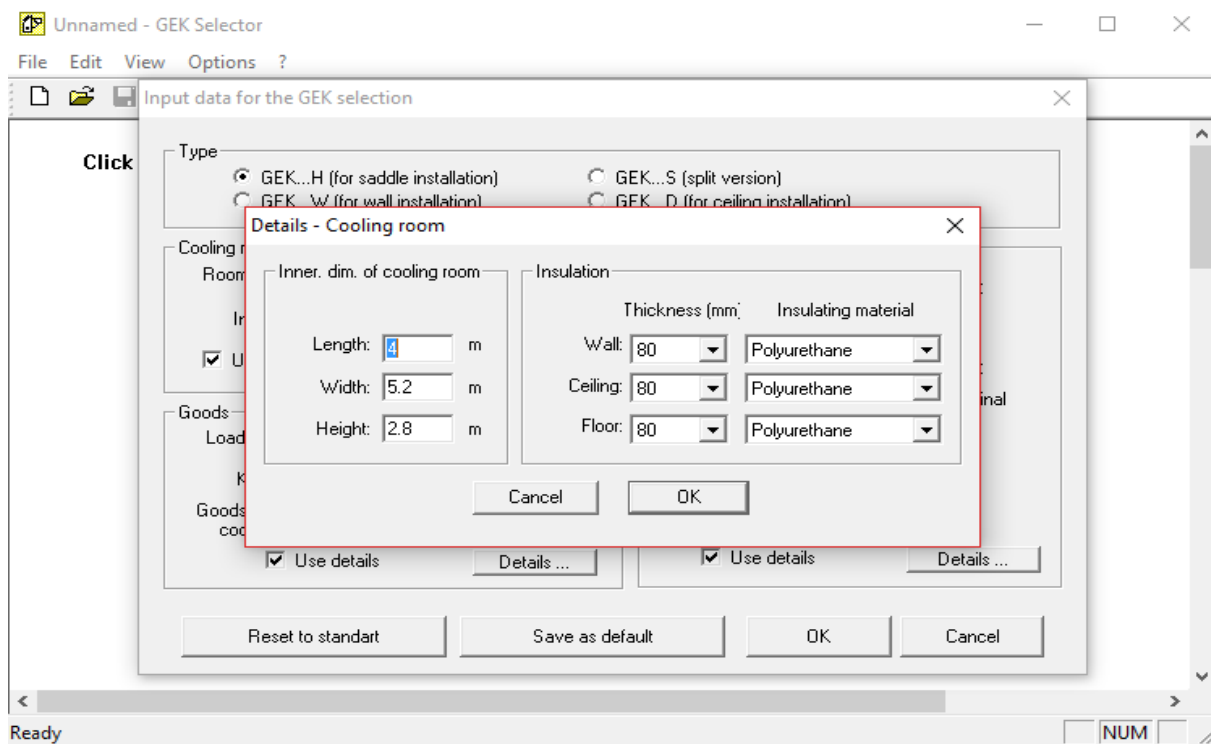


Figura 101 - Relatório de simulação Riedel 1/5

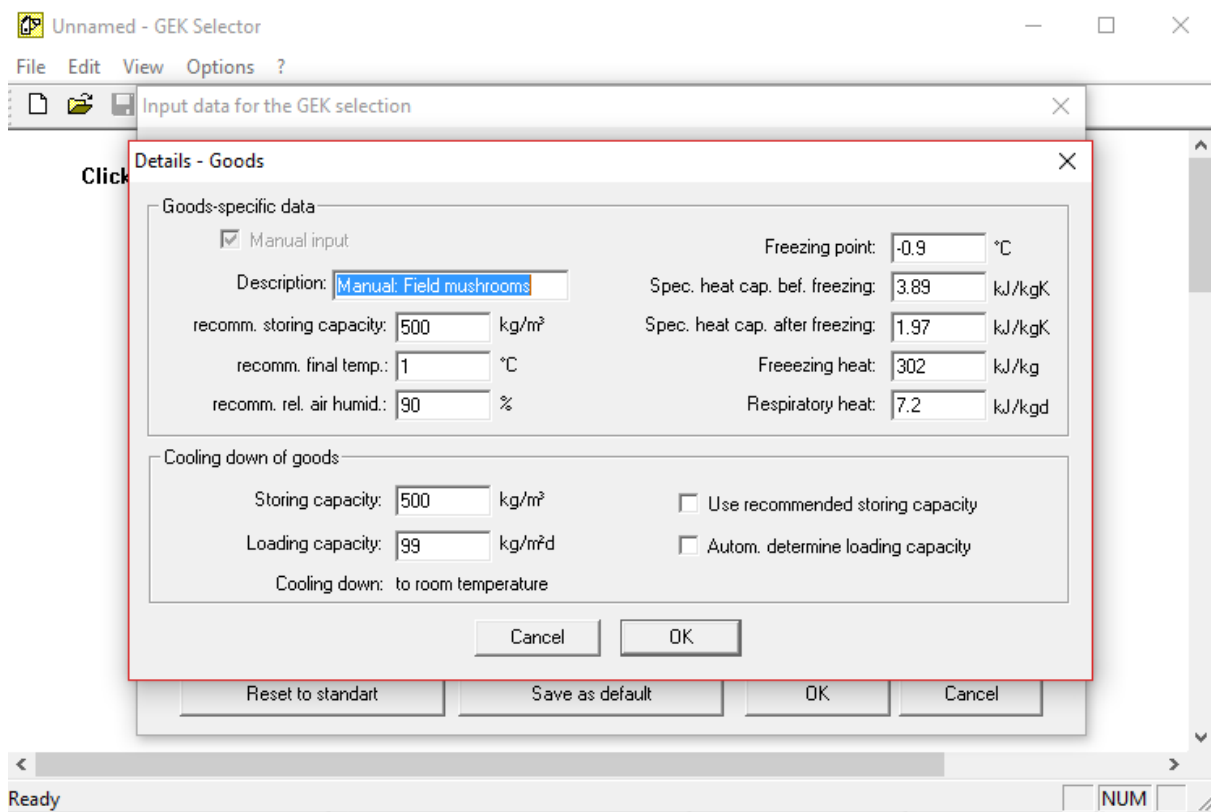


Figura 102 - Relatório de simulação Riedel 2/5

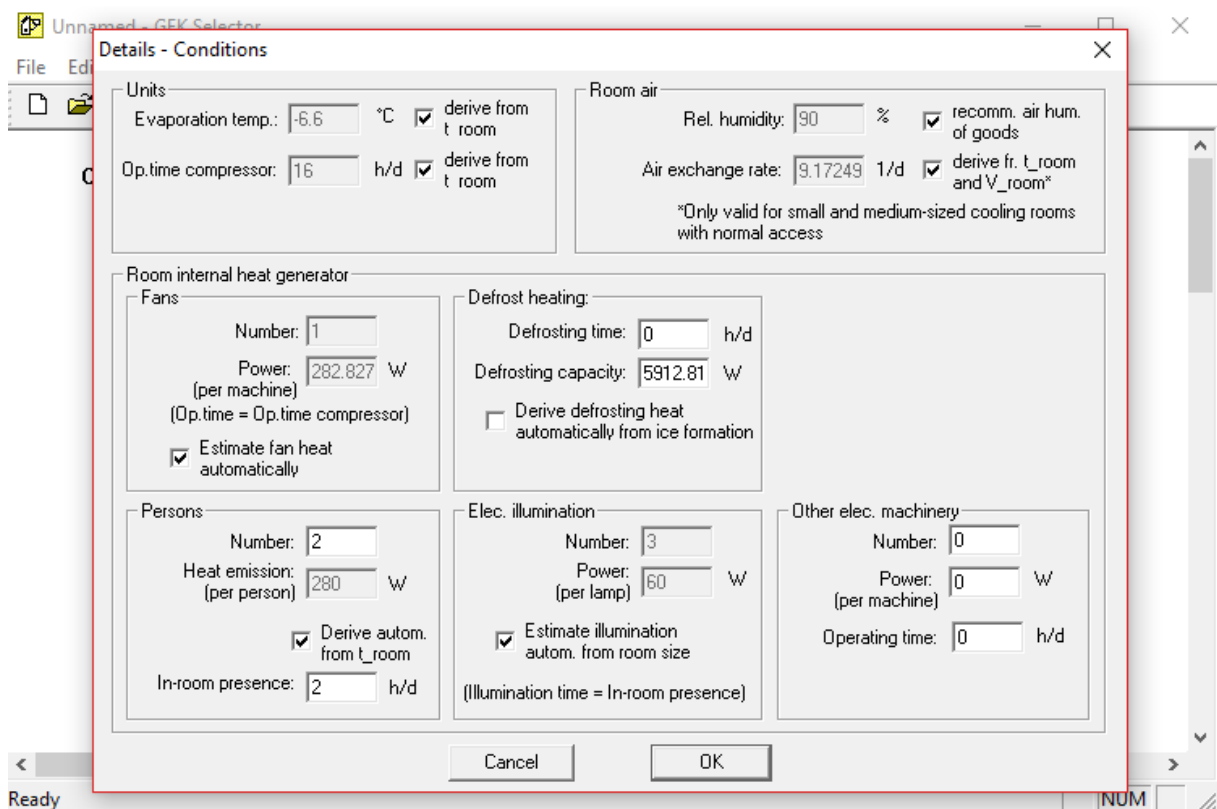


Figura 103 - Relatório de simulação Riedel 3/5

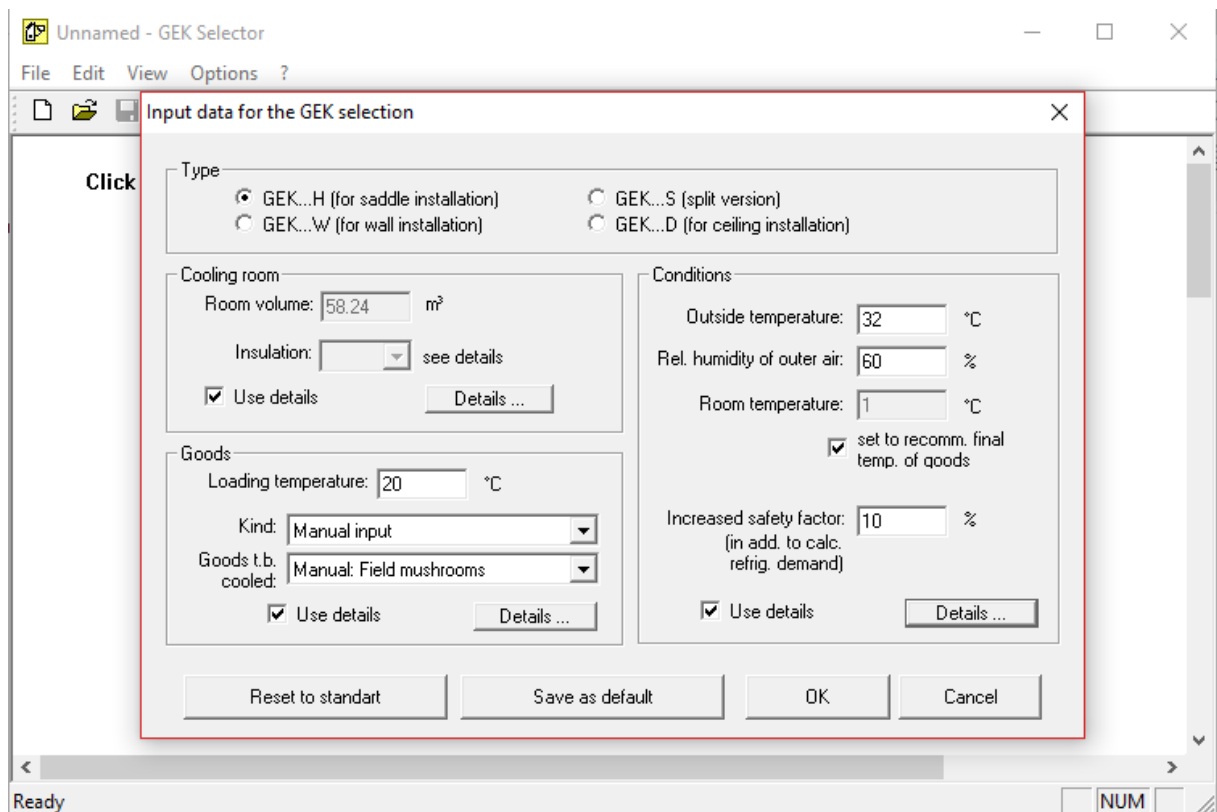


Figura 104 - Relatório de simulação Riedel 4/5

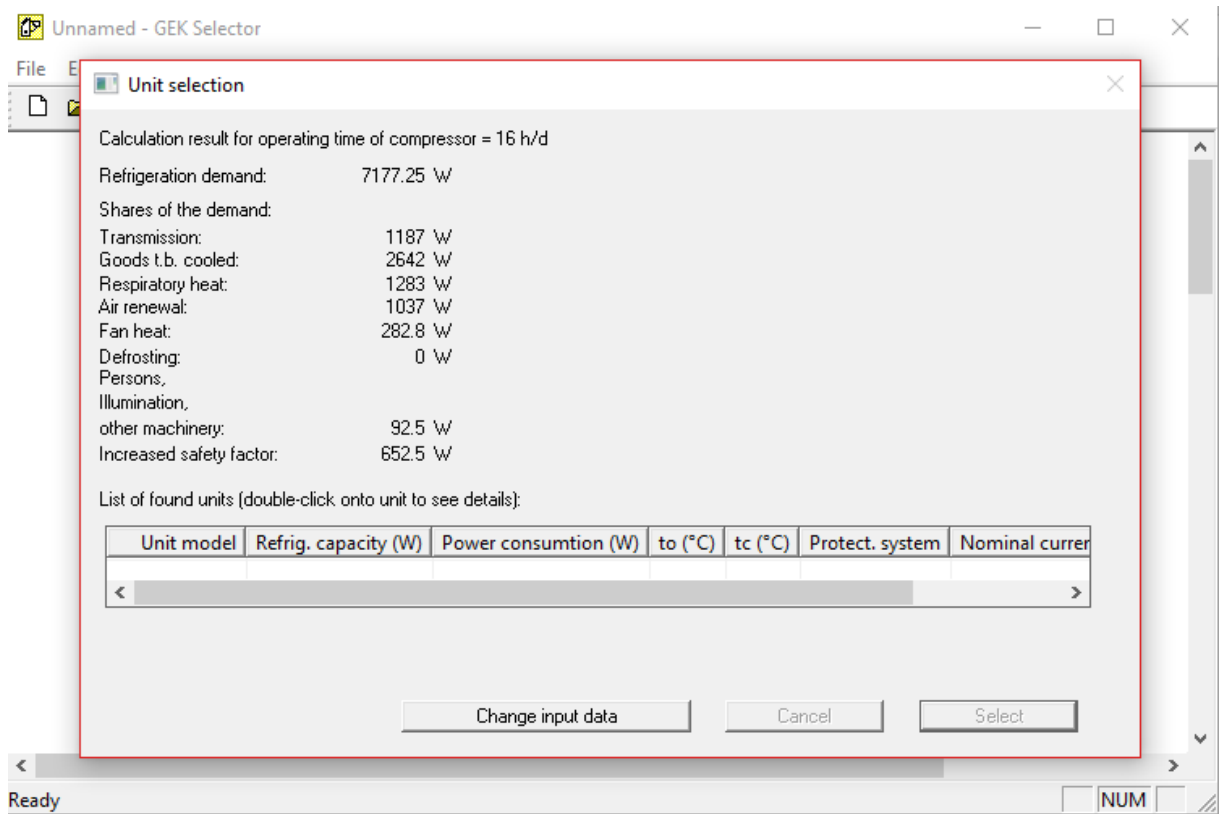


Figura 105 - Relatório de simulação Riedel 5/5

Simulação folha de cálculo Victor Monteiro

DADOS DE ENTRADA - INPUT					
1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DA CÂMARA					
Comprimento, C	<input type="text" value="4,00"/>	m	Largura, L	<input type="text" value="5,20"/>	m
Pé-direito	<input type="text" value="2,80"/>	m			
Volume (interno)	58,2	m ³	Área	20,8	m ²
Fc					2,25
PUR (espessura)	<input type="text" value="75"/>	mm	Fluido Frigoríf.	<input type="text" value="R134a"/>	
Coefficien. U					0,26 w/m ² .C
Temp. ^a envolv.	<input type="text" value="33"/>	°C	Temp. ^a exter	<input type="text" value="32"/>	°C
Utilização	<input type="text" value="MT"/>				
2 - CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO A CONSERVAR					
Natureza	<input type="text" value="Frutos"/>		Género	<input type="text" value="Cogumelos"/>	
Calor esp. Cp					3,91 kJ/kg°C
Temp. ^a serviço	<input type="text" value="1"/>	°C	Hum. Rel. ^a HR	<input type="text" value="87"/>	%
Dt					6 °C
Dens. Carga, Dc	<input type="text" value="300"/>	kg/m ³	Carga máxima	5838	kg
Carga.dia					1747 kg
Entrada diária	<input type="text" value="25"/>	%	Temp. ^a entrada	<input type="text" value="20"/>	°C
Circ. interna					OK ar
3 - CARACTERÍSTICAS DO FUNCIONAMENTO					
Horas/dia	<input type="text" value="16"/>	h	Serviço	<input type="text" value="Normal"/>	
1 Abert. porta					625 m ³ /dia
Produto vivo?	<input type="text" value="SIM"/>		Calor resp. Q _{res}	<input type="text" value="3"/>	kJ/kg.d
Arref. do ar					94,5 kJ/m ³
N.º pessoas	<input type="text" value="2"/>		N.º lâmpadas	<input type="text" value="2"/>	
Tempo uso					<input type="text" value="0,2"/>
					h/entra
N.º ren. aut. ar	<input type="text" value="2"/>		Vol. ar novo	116,48	m ³ /d
N.º entradas					6 ent/dia
Prod. embalado?	<input type="text" value="NÃO"/>		Material	<input type="text" value="Polietileno"/>	
Calor esp.Cp					2,3 kJ/kg.°C
Quantidade	<input type="text" value="0"/>	kg	Estiva mecân ^a	<input type="text" value="NÃO"/>	
Potência					<input type="text" value="0"/>
					kW
4 - FUNCIONAMENTO DO EVAPORADOR					
Marca	<input type="text" value="Centaurus"/>		Modelo	<input type="text" value="RWK/4A2"/>	
Tipo					<input type="text" value="Baixo perfil"/>
N.º Descongelação	<input type="text" value="0"/>		Pot. Resis. Elet.	<input type="text" value="0"/>	W
Tempo Descon					<input type="text" value="0,5"/>
					h
N.º motorventil	<input type="text" value="2"/>		Potência Unit.	<input type="text" value="60"/>	W
Q _o (Teva=-6°C)					<input type="text" value="3570"/>
					W

Figura 106 - Relatório de simulação folha de cálculo Victor Monteiro 1/2

DADOS DE SAÍDA - OUTPUT		
5 - BALANÇO PROVISÓRIO	W	%
A Perdas por Isolamento	1162	20,5
B Perdas por arrefecimento do produto	2253	39,8
C Perdas por respiração do produto	304	5,37
D Perdas por renovação de ar	1217	21,0
E Perdas por arrefec. de embalagens	0	0,00
F Perdas por estiva	21	0,4
G Perdas por iluminação	9	0,2
H Balanço térmico provisório	4966	
I Perdas por funcionamento evaporador	180	3,2
G BALANÇO TÉRMICO FINAL	5680,8	%OK
Coefficiente de segurança de cálculo	10	10
	568,1	
Capacidade frigorífica, Qo	5661 W	

Figura 107 - Relatório de simulação folha de cálculo Victor Monteiro 2/2

Simulação Zanotti



Cálculo da Potência frigorífica

Versão 1.39.3

Cliente: **Nuno**

Data: 28-04-2017

Notas:

Temperatura Exterior:	32,0 °C	Humidade Externa:	60 %
Temperatura câmara:	1,0 °C	Tipologia:	Pré fabricado com solo
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	Internas	Volume câmara:	58,24 m ³
	Largura: 5,20 m	Longitude:	4,00 m
	Altura: 2,80 m		
Vidros:	"NENHUMA"	Superfície Vidros:	0,0 m ²
Isolamento:	PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA	Superfície Isolamento:	80 mm
Tráfego:	Normal	Pessoas: 2	Horas: 2 h/24
Iluminação:	285 watt Néon	Duração:	2 h/24
Potência de Motores:	0,0 watt	Tempo Utilização do Compressor:	0 h/24
Produto:	VEGETAIS COGUMELOS	Embalagem:	Não
Processo:	conservação Produto Fresco	Duração Processo:	24 h
Temperatura Entrada:	20,0 °C	Quantidade do Produto:	17472 kg
Temperatura Saída:	1,0 °C	Densidade de Carga:	300 kg/m ³
Movimentos por Dia:	10 %	Horas Compressor:	16 h/24
Resultados do Cálculo:			
Perdas Ambientais:	17.003 watt/24h	Utilização Infiltrações:	14.865 watt/24h
Carga Iluminação:	713 watt/24h		
Carga Motores:	0 watt/24h		
Carga Produto:	70.437 watt/24h	Duração Processo:	24 h
Carga Pessoas:	1.073 watt/24h	Horas Utilização do Compressor:	16 h/24
Potência Frigorífica Total:	104.090 watt/24h	Número Máquinas Pedidas:	1
Potência Frigorífica Horária:	6.505 watt	Tolerância:	10 %
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	7.156 watt	Unidade seleccionada:	MDB235TO02F

Figura 108 - Relatório de simulação Zanotti

Simulação NGCALC



REPORT



Cliente _____ Data _____
 Projecto _____

Temperatura exterior	32 °C	Temperatura da câmara	1 °C
Humidade relativa exterior	40 - 45 %	Tipologia	Com solo
Dimensões Internas		Altura	2,8 m
Comprimento	4 m	Volume	58,24 m ³
Largura	5,2 m		
Isolamento	PUR	Espessura do isolamento	75 mm
Tráfego	Normal	Pessoas	2
Iluminação	12 W/m ²	Horas	2 h/24
Potência dos ventiladores	144 W	Duração	2 h/24
Potência embalagens e paletes	0,00 W	Tempo de utilização compressor	16 h/24
Potência dos empilhadores	5000 W	Horas	0 h/24
Tráfego	Normal	Pessoas	2
Iluminação	12 W/m ²	Horas	2 h/24
Potência dos ventiladores	144 W	Duração	2 h/24
Potência embalagens e paletes	0,00 W	Tempo de utilização compressor	16 h/24
Potência dos empilhadores	5000 W	Horas	0 h/24
Produto	Vegetais	Embalagem	Não
Tipo de produto	Cogumelos		
Processo	Conservação	Duração do processo	24 h
Temperatura de entrada	20 °C	Quantidade de produto	1747,2 Kg
Temperatura de saída	1 °C	Densidade de carga	300 Kg/m ³
Movimento diário	10,00%		
Resultados dos cálculos			
Perdas pela envolvente	1125,82 W	Duração do processo	24 h
Carga do produto	2253,46 W		
Renovações e infiltrações	1292,81 W	Horas de utilização do compressor	16 h
Cargas de iluminação	34,32 W		
Carga motores	216,00 W	Tolerância	10 %
Carga pessoas	72,50 W		
Carga embalagens e paletes	0,00 W	Notas:	
Cargas máquinas	0,00 W	Nada a registar	
Potência frigorífica total	7896,81 W		

Figura 109 - Relatório de simulação NGCALC

Simulação Centauro



Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Frescos

Dados Introduzidos Vol. Int. **58,24** m³ Temp. Int. **1** °C

Volume Interior	58,24 m ³	Temp. Entrada	20 °C
Área Interior	20,8 m ²	Temp. Final Média	0 °C
	Tosco [m]	Finais [m]	
Comprimento	4,16	4	
Largura	5,36	5,2	
Altura	2,96	2,8	
Ar de Renovação		33°C/60%HR	
Renovações Automáticas		2	
Embalagem			
% Emb. sobre Peso Total do Produto		0 %	
Potência Máquinas/Extra		0 kW	
Func. Motoventiladores		22 h	
Func. Compressor		16 h	
Produto		Cogumelo	
Capacidade Armazenagem		17472 kg	
Entrada Diária		1747,2 kg	
Quantidade para Congelar		0 kg	
Quantidade por Ciclo		0 kg	
Duração do Ciclo		0 h	
Densidade de Carga		300 kg/m ³	
Factor de Carga		1	
Serviço		Normal	
Gás		R404A	
Iluminação		12 W/m ² chão	

Perdas e Cargas Térmicas **9020,56** W

	Margem	0%
	[W.h]	%
Perdas por Isolamento	15766	12,02
Perdas por Abertura e Renovação	20102,98	15,32
Carga Térmica do Produto	37788,28	28,80
Carga Térmica de Respiração	49571,72	37,78
Carga Térmica de Embalagem	0	0
Carga Térmica Pessoal de Estiva	1055,95	0,80
Carga Térmica Máquinas/Extra	0	0
Carga Térmica de Iluminação	499,2	0,38
Carga Térmica de Motoventiladores	6424	4,90
Carga Térmica de Resistências	0,00	0
Carga Térmica Total	131208,13	100

Temperaturas

Interior	1 °C
Norte	32 °C
Sul	32 °C
Tecto	32 °C
Chão	27 °C
Este	32 °C
Oeste	32 °C

Isolamentos

	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm
	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm
	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm
	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm
	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm
	Poliuretano - 40 kg/m ³	80 mm

Ratios

R1	154,89 W/m ³	R6	- % (Mot.)
R2	433,68 W/m ²	R7	- m/s
R3	89,29 m ³ /h/m ³	R8	- °C
R4	3,38 m ² /TON	R9	- m ² /TON
R5	1,73 W/m ³ /h	R10	- W/kg

Evaporador 1 x **CBN 4B4/15**

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	14810
Pretendido	5	9056,61
DT (Corrigido) no regime	5,0	Sel. DTm

Motor 4 x Ø300 mm

Dimensões [mm]

A	B	C	C1	D	E	F	G	H
381	2313	2025	1012.5	1030	920	266	-	-



Versão 1.6.0.0

Data

Figura 110 - Relatório de simulação Centauro

7.2 Caso prático 2 (conservação de frutos vermelhos)


Simulação Intarcon

2017-5-18

Calculadora frigorífica




Câmara frigorífica

Tipo de cámara	Cámara frigorífica modular		
Espesor de aislamiento:	60 mm		
Aislamiento del suelo	sí		
Largo (interior):	2,00 m		
Fondo (interior):	3,00 m		
Alto (interior):	2,40 m		
Volumen interior:	14.40 m ³		
			
Aplicación	Conservación a temperatura positiva	Temperatura de cámara:	1,0 °C
Tipo de producto	GENERICO MEDIA TEMPERATURA	Temperatura de conservación:	0,0 °C
Humedad de conservación:	85 %	Punto de congelación:	-1.0 °C
Contenido en agua:	80 %	Calor específico:	3.5 kJ/kg·K
Calor de respiración:	0.0 kJ/kg	Calor específico congelado:	1.8 kJ/kg·K
Embalaje	Tipo de embalaje:	a granel	Peso del embalaje:
			0.00 kg/kg
Carga de producto	Densidad de carga:	300 kg/m ³	Carga total:
	Tasa de rotación diaria:	10 %/24h	Rotación diaria:
	Temperatura de entrada:	20,0 °C	432 kg/24h
Emplazamiento	en interior de edificio	Altitud:	0 m
	Temperatura ambiente:	32.0 °C	Humedad relativa ambiente:
			60 %
Aislamiento térmico	Pared:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área: 24.9 m ² espesor: 60 mm
	Techo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área: 6.3 m ² espesor: 60 mm
	Suelo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área: 6.3 m ² espesor: 0 mm
	Puerta:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área: 2.0 m ² espesor: 45 mm
	Ventana:	Vidrio triple	área: 0,0 m ²
Ventilación natural	Aperturas diarias de puerta:	28.6 /24h	Renovaciones diarias:
			18.4 /24h
Atmósfera controlada	Producción natural de CO ₂ :	0,90 kgCO ₂ /24h	Concentración máxima admisible de CO ₂ :
	Caudal de ventilación:	1 m ³ /h	2.00 %
Ocupación de personal	Potencia unitaria:	266 W/pers	Nº personas:
			1 pers
Iluminación	Potencia unitaria:	12 W/m ²	Superficie:
			6.0 m ²
Resistencia de puerta	Potencia unitaria:	10 W/m	Perímetro:
			5.2 m
Desescarche	Tipo de desescarche:	aire	
Ventiladores	Caudal de aire:	1301 m ³ /h	Potencia eléctrica:
			0.187 kW

<http://intarcon.calcooling.com/#coldroom>

1/2

Figura 111 - Relatório de simulação Intarcon 1/2

2017-5-18		Calculadora frigorífica		
Otras cargas térmicas	Potencia unitaria:	0,00 kW	horas diarias:	24,0 h/24h
Necesidades frigoríficas	Periodo de cálculo:	24 h		Producto Transmisión Ventilación Cargas
	Refrigeración del producto:	30482 kJ		
	Transmisión de calor:	64503 kJ		
	Renovación de aire:	25096 kJ		
	Cargas térmicas:	29839 kJ		
	TOTAL:	149920 kJ		
Tiempo de funcionamiento:	16,0 h			
Potencia frigorífica necesaria	Potencia frigorífica para enfriamiento del producto:	1354 W	Potencia frigorífica para conservación del producto:	2074 W
	Potencia frigorífica total:	2603 W		

⚠ Condensaciones superficiales: Podrán aparecer condensaciones superficiales en el perímetro de la cámara. Recomendamos incrementar el aislamiento del suelo.

Figura 112 - Relatório de simulação Intarcon 2/2

Simulação Zanotti



Cálculo da Potência frigorífica

Versão 1.39.3

Cliente: Nuno

Data: 28-04-2017

Notas:

Temperatura Exterior:	32,0 °C	Humidade Externa:	60 %
Temperatura câmara:	1,0 °C	Tipología:	Pré fabricado sem solo
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	Internas	Volume câmara:	14,40 m ³
	Largura: 3,00 m	Longitude:	2,00 m
	Altura: 2,40 m		
Vidros:	"NENHUMA"	Superfície Vidros:	0,0 m ²
Isolamento:	PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA	Superfície Isolamento:	60 mm
Tráfego:	Normal	Pessoas: 1	Horas: 2 h/24
Iluminação:	72 watt Néon	Duração:	2 h/24
Potência de Motores:	0,0 watt	Tempo Utilização do Compressor:	0 h/24

Figura 113 - Relatório de simulação Zanotti 1/2

Produto:	FRUTAS	Embalagem:	Não
	MORANGOS FRESCOS		
Processo:	conservação Produto Fresco	Duração Processo:	24 h
Temperatura Entrada:	20,0 °C	Quantidade do Produto:	4320 kg
Temperatura Saída:	1,0 °C	Densidade de Carga:	300 kg/m ³
Movimentos por Dia:	10 %	Horas Compressor:	16 h/24
Resultados do Cálculo:			
Perdas Ambientais:	11.480 watt/24h	Utilização Infiltrações:	8.023 watt/24h
Carga Iluminação:	180 watt/24h		
Carga Motores:	0 watt/24h		
Carga Produto:	8.781 watt/24h	Duração Processo:	24 h
Carga Pessoas:	536 watt/24h	Horas Utilização do Compressor:	16 h/24
Potência Frigorífica Total:	29.001 watt/24h	Número Máquinas Pedidas:	1
Potência Frigorífica Horária:	1.812 watt	Tolerância:	10 %
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	1.993 watt	Unidade seleccionada:	MGS21102F

Figura 114 - Relatório de simulação Zanotti 2/2

Simulação Centauro



Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Frescos

Dados Introduzidos		Vol. Int.	14,4 m ³	Temp. Int.	1 °C	Perdas e Cargas Térmicas		2797,49W	
Volume Interior	14,4 m ³	Temp. Entrada	20 °C	Margem	0%				
Área Interior	6 m ²	Temp. Final Média	0 °C	[W.h]	%				
	Tosco [m]	Finais [m]							
Comprimento	2,12	2	Perdas por Isolamento	10814,31	26,58				
Largura	3,12	3	Perdas por Abertura e Renovação	9464,48	23,26				
Altura	2,46	2,4	Carga Térmica do Produto	9242,79	22,71				
Ar de Renovação	33°C/60%HR		Carga Térmica de Respiração	5877,21	14,44				
Renovações Automáticas	2		Carga Térmica de Embalagem	0	0				
Embalagem			Carga Térmica Pessoal de Estiva	527,98	1,30				
% Emb. sobre Peso Total do Produto	0 %		Carga Térmica Máquinas/Extra	0	0				
Potência Máquinas/Extra	0 kW		Carga Térmica de Iluminação	144	0,35				
Func. Motoventiladores	22 h		Carga Térmica de Motoventiladores	4620	11,35				
Func. Compressor	16 h		Carga Térmica de Resistências	0,00	0				
Produto	Morango		Carga Térmica Total	40690,77	100				
Capacidade Armazenagem	4320 kg								
Entrada Diária	432 kg								
Quantidade para Congelar	0 kg								
Quantidade por Ciclo	0 kg								
Duração do Ciclo	0 h								
Densidade de Carga	300 kg/m ³								
Factor de Carga	1								
Serviço	Normal								
Gás	R404A								
Iluminação	12 W/m ² chão								

Figura 115 - Relatório de simulação Centauro 1/2

Temperaturas		Isolamentos		Ratios			
Interior	1 °C			R1	194,27 W/m3	R6	- % (Mot.)
Norte	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m3	60 mm	R2	466,25 W/m2	R7	- m/s
Sul	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m3	60 mm	R3	158,33 m3/h/m3	R8	- °C
Tecto	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m3	60 mm	R4	4,21 m2/TON	R9	- m2/TON
Chão	17 °C	Sem Isolamento	0 mm	R5	1,23 W/m3/h	R10	- W/kg
Este	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m3	60 mm				
Oeste	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m3	60 mm				

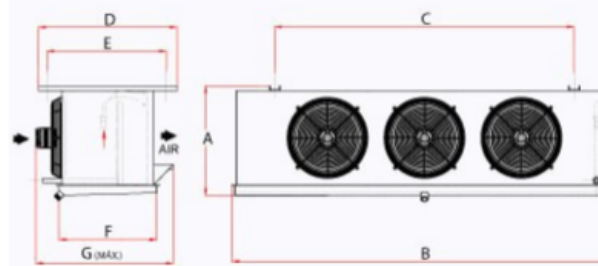
Evaporador 1 x BXN 325/50

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	4960
Pretendido	5	3033,14
DT (Corrigido) no regime	4,6	Sel. DTm

Motor 3 x Ø250 mm

Dimensões [mm]

A	B	C	C1	D	E	F	G	H
395	1390	1080	-	500	430	353	520	-



Versão 1.6.0.0

Data

Figura 116 - Relatório de simulação Centauro 2/2

Simulação NGCALC



REPORT



Cliente _____ Data _____
 Projecto _____

Temperatura exterior	32 °C	Temperatura da câmara	1 °C
Humidade relativa exterior	40 - 45 %	Tipologia	Sem solo
Dimensões Internas		Altura	2,4 m
Comprimento	2 m	Volume	14,40 m ³
Largura	3 m		
Isolamento	PUR	Espessura do isolamento	60 mm
Tráfego	Normal	Pessoas	1
Iluminação	12 W/m ²	Horas	2 h/24
Potência dos ventiladores	144 W	Duração	2 h/24
Potência embalagens e paletes	0,00 W	Tempo de utilização compressor	16 h/24
Potência dos empilhadores	5000 W	Horas	0 h/24
Produto	Fruta	Embalagem	Não
Tipo de produto	Morango	Duração do processo	24 h
Processo	Conservação	Quantidade de produto	432 Kg
Temperatura de entrada	20 °C	Densidade de carga	300 Kg/m ³
Temperatura de saída	1 °C		
Movimento diário	10,00%		
Resultados dos cálculos		Duração do processo	24 h
Perdas pela envolvente	1095,46 W	Horas de utilização do compressor	16 h
Carga do produto	548,63 W	Tolerância	10 %
Renovações e infiltrações	590,63 W		
Cargas de iluminação	9,90 W	Notas:	
Carga motores	216,00 W	Nada a registar	
Carga pessoas	36,25 W		
Carga embalagens e paletes	0,00 W		
Cargas máquinas	0,00 W		
Potência frigorífica total	3159,05 W		

Figura 117 - Relatório de simulação em NGCALC

7.3 Relatório final completo produzido pela ferramenta NGCALC



REPORT



Cliente _____ Data _____
 Projecto _____

Temperatura exterior	32 °C	Temperatura da câmara	1 °C
Humidade relativa exterior	40 - 45 %	Tipologia	Com solo
Dimensões Internas			
Comprimento	4 m	Altura	2,8 m
Largura	5,2 m	Volume	58,24 m ³
Isolamento	PUR	Espessura do isolamento	75 mm
Tráfego	Normal	Pessoas	2
Iluminação	12 W/m ²	Horas	2 h/24
Potência dos ventiladores	144 W	Duração	2 h/24
Potência embalagens e paletes	0,00 W	Tempo de utilização compressor	16 h/24
Potência dos empilhadores	5000 W	Horas	0 h/24
Produto	Vegetais	Embalagem	Não
Tipo de produto	Cogumelos	Duração do processo	24 h
Processo	Conservação	Quantidade de produto	1747,2 Kg
Temperatura de entrada	20 °C	Densidade de carga	300 Kg/m ³
Temperatura de saída	1 °C		
Movimento diário	10,00%		
Resultados dos cálculos			
Perdas pela envolvente	1125,82 W	Duração do processo	24 h
Carga do produto	2253,46 W	Horas de utilização do compressor	16 h
Renovações e infiltrações	1292,81 W	Tolerância	10 %
Cargas de iluminação	34,32 W		
Carga motores	216,00 W		
Carga pessoas	72,50 W		
Carga embalagens e paletes	0,00 W	Notas:	
Cargas máquinas	0,00 W	Nada a registar	
Potência frigorífica total	7896,81 W		

Figura 118 - Relatório final completo 1/5

Evaporador

Qtd	Tipo	Modelo	Qcorrigida [kW]
1	CBN	CBN 4F2/17	8,24
HR [%]	Δt	Fluido	Material das alhetas
95	4,26	R134a	Aluminio



Válvula termostática de expansão

Qtd	Marca	Modelo	Potência VTE [kW]
1	Danfoss	TE5	6,68
	Tevap [°C]	Tcond [°C]	Fluido
	-3,26	45,00	R134a



Válvula de solenóide

Qtd	Marca	Modelo	kv
1	SANHUA	EVR 3	0,270 m3/h
	Tevap [°C]	Tcond [°C]	Fluido
	-3,26	45,00	R134a



Compressor

Qtd	Marca	Modelo	Qo [kW]	Consumo [kW]
	Tevap [°C]	Tcond [°C]	Fluido	
	Dimensões [mm]			
A	B	C	D	Ø sucção Ø S. Cond.



Condensador

Qtd	Modelo	Qcorrigida [kW]	Consumo [kW]
	N. Ventiladores	Diâmetro [mm]	Caudal [m³/h]
Rot. [rpm]	T. Evaporação [°C]	Ruído [dB]	T. Ambiente [°C]



Figura 119 - Relatório final completo 2/5

Grupo de condensação					
Qtd	Marca	Qo [kW]	Consumo [kW]		
1,00	Frascold	8,81	4,44		
	Modelo	T. ambiente [°C]	T. Evaporação [°C]		
	LB-Q420-0Y-2M	32	-3,26		
Dimensões [mm]					
A	B	C	D	Ø sucção	Ø S. Cond.
1060	760	575	575	1 1/8	5/8



Controlo

Controlador		
Qtd	Modelo	
1	CONTROLADOR XLR170-5O1C2 + 2 SONDAS NG6 1,5M	
Pressostato		
Qtd	Modelo	Tipo
1	KP15 060-1154	Pressostato duplo
Termostato de protecção de Bat. de resistências		
Qtd	Modelo	
1	KP69	
Interruptor de fim de curso		
Qtd	Modelo	
1	INTPTOR FIM CURSO 918-125-05	

Figura 120 - Relatório final completo 3/5

Acessórios				
Tubagem				
		R134a	R404A	
	∅ linha de aspiração	28		
	∅ linha de descarga	22		
	∅ linha de líquido	15		
	∅ linha de by-pass gás quente	18		
Válvulas de seccionamento				
Qtd	Marca	∅ Válvula		
		[mm]	[in]	
2	SANHUA	16	5/8	
Modelo				
SBV(M)-JA5YHSY-1-S				
Visor de líquido				
Qtd	Modelo	Conexões [in]		
1	VCYL 15	5/8		
Válvula de retenção				
Qtd	Modelo	Conexões	Queda de pressão [bar]	
Válvula reguladora de pressão				
Qtd	Modelo	Conexões	kv [m3/h]	
Filtros secadores				
Qtd	Modelo	Conexões	P. trabalho [bar]	
1	DCY 052	1/4	15	
		Tmin [°C]	Tmáx [°C]	
		-40	100	
Separadores de líquido				
Qtd	Modelo	Conexões		
1	LCY 47 S	7/8		
	Capacidade de acumular Kg de refrigerante de 30°C			
	R134a	R404A		
	2,8	2,4		
Eliminador de vibrações				
Qtd	Modelo	Conexões		kg
D1 [mm]	D2 [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]

Figura 121 - Relatório final completo 4/5

Filtros de impurezas			
Qtd	Modelo	Conexões	
Pressão [bar]	Tmin [°C]	Tmáx [°C]	
Filtro de óleo			
Qtd	Modelo	Conexões	
Filtro de aspiração			
Qtd	Modelo	Conexões	
1	ACY 489 S	1 1/8	
Separador de óleo			
Qtd	Modelo	Conexões	Volume [l]
Depósito de líquido			
Qtd	Modelo	Conexões R	Conexões S
1	RLHCY 150	1 1/4	3/4
	Volume [l]		
	15		
Isolamento			
Qtd	Modelo	∅ Isolamento [mm]	
	Espessura de isolamento [mm]		

Figura 122 - Relatório final completo 5/5

7.4 Valores médios da temperatura do solo a diferentes profundidades

Tabela 19 - Valores médios da temperatura do solo a 10 m de profundidade

	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Média	
V. Castelo	10,5	8,2	11,1	14,3	16,5	21,3	23,8	19,9	16,2	14,8	7,7	4,8	14,09	
Bragança														
Vila Real	8,7	5,7	8,8	12,3	14,5	21,8	24,8	21,8	15,3	12,7	5,9	3,8	13,01	
Bragança														
Porto														
Viseu														
Aveiro	12,6	10,8	13,5	17,1	18,8	22,22	24,4	22,1	19	18,2	10,7	7,7	16,43	
Guarda	7,6	6	7,9	10,6	14	19,9	25,3	25,2	19,7	14,7	8,4	6,7	13,83	
Coimbra	12,2	10,4	11,5	14	16,1	18,8	20,6	20,2	17,7	17,8	11,9	9,6	15,07	
C. Branco		5,1	8,9	12,9	16,2	23,7	24,2	23,6	17,9	14,3	8,2	4,8	14,53	
Leiria														
Portalegre	8	5,8	8,6	13,1	17,2	28	29,7	26,2	19,8	15	7	4,2	15,22	
Santarém	13,3	11,7	13,4	16,2	18,2	22,6	25,7	25,1	22	19,6	13,9	11,4	17,76	
Lisboa	13,8	11,8	14	17,1	19,9	24,7	28,1	26,9	22,6				19,88	
Setúbal	12	10,1	11,8	15,5	17,6	22,8	25	24	19,5	17,5	11,4	8,1	16,28	
Évora	11	9	12	16,5		25,7	27,8	25,4	20,6	17,9	10,4	7,3	16,69	
Beja	12	10,5	12,9	15,3	17,9	25,3	28,3	27,8	23,2	18,7	12,3	9,2	17,78	
Faro	15,1	13,7	16,3	19,8	22,8	27,5	29,3	29	24,5	20,8	15,5	13,6	20,66	
	Valores para uma profundidade de 10 m												Média	16,25

Tabela 20 - Valores médios da temperatura do solo a 5 m de profundidade

	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Média	
V. Castelo	10,1	7,6	10,6	13,7	16,3	20,5	22,1	19	15,4	14,2	6,9	3,9	13,36	
Bragança														
Vila Real	8,2	4,9	8,3	12,5	15,9	24,2	29,1	22,3	14,1	11,8	5	2,9	13,27	
Bragança														
Porto														
Viseu														
Aveiro	11,7	10	13,6	18,2	19,3	23,5	25,9	23,2	19,9	18,3	9,2	5,8	16,55	
Guarda	8,6	7,6	8,3	10,2	13	17,3	22,6	24,1	20,6	16,3	11	9	14,05	
Coimbra	12	10,1	11,3	13,8	15,9	18,7	20,2	19,8	17,1	17,5	11,3	9	14,73	
C. Branco		4,2	8,8	13,4	16,9	24,7	24,8	23,4	17,5	13,9	7,2	3,3	14,37	
Leiria	10,6	8,4	11,4	15,7	17,3	22,6	24,5	22,2					16,59	
Portalegre														
Santarém	12,8	11,2	12,9	15,9	17,9	22,3	25,2	24,5	21,5	19,2	13,3	10,7	17,28	
Lisboa	13,6	11,4	13,8	17,1	20	24,9	28,3	26,8	22,23				19,79	
Setúbal	11,8	9,8	11,9	15,7	17,9	23,3	25,3	24,6	19,7	17,5	10,9	7,3	16,31	
Évora	10,2	8,1	11,4	16,5		27,1	28,6	26	20	17,3	9,2	5,7	16,37	
Beja	12	10,3	12,9	15,6	18,5	26,3	29,1	28,2	23,1	18,7	12	8,8	17,96	
Faro	14,7	13	15,6	19,4	22,3	27	28,7	28,2	23,9	20,2	14,9	13,1	20,08	
	Valores para uma profundidade de 5 m												Média	16,21