



## **Projeto de Câmaras Frigoríficas com Hidrocarbonetos**

**JOÃO PEDRO SILVA RODRIGUES**

julho de 2017



# Projeto de Câmaras Frigoríficas com Hidrocarbonetos

João Pedro Silva Rodrigues

Dissertação submetida para a obtenção do grau de  
Mestre em Energias Sustentáveis

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica

julho de 2017



Relatório da Unidade Curricular de Dissertação/Projeto/Estágio do 2º ano do  
Mestrado em Energias Sustentáveis

Candidato: João Pedro Silva Rodrigues, N° 1150003, 1150003@isep.ipp.pt

Empresa: SKK®



Orientação Científica: Professora Dra. Olga dos Remédios Sobral Castro, orc@isep.ipp.pt

Supervisão: Eng.º Hugo Manuel Ferreira Pinto, hugopinto@skk.pt

Mestrado em Energias Sustentáveis  
Departamento de Engenharia Mecânica

**isep** Instituto Superior de  
Engenharia do Porto

julho de 2017



*É quando vestes a pele do mestre que habita em ti que dás conta do amor que tens por ti, pelos outros e pelo planeta que te acolhe. Enquanto tiveres vestida a pele do inconsciente, do inocente, serás tratado como se fosses um animal amarrado, sem escolha nem liberdade, dependente, e à mercê do que vai na cabeça dos outros.*

*Gustavo Santos, 2016.*



## *Agradecimentos*

Agradeço a todas as pessoas que me ajudaram e acompanharam ao longo do meu período académico, em especial aos meus pais, família e amigos pelo apoio ao longo deste percurso.

O meu obrigado à SKK por me ter recebido e acompanhado, em especial ao Engenheiro João Paulo Pinto e à Professora Olga Sobral Castro por me terem proposto este desafio. Agradeço a todos os colaboradores da empresa pela ajuda prestada e pelo espírito vivido entre todos.

Agradeço aos meus colegas e amigos do Instituto Superior de Engenharia do Porto pela motivação, troca de ideias e companheirismo.

O meu obrigado aos colegas do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra e da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, que estagiaram comigo, pela partilha de conhecimentos e espírito de entreaajuda.

Agradeço pela orientação científica prestada pela Professora Olga Sobral Castro e pela supervisão do Engenheiro Hugo Ferreira Pinto, pelas exigências colocadas e tempo despendido.

O meu sincero obrigado a todos!



## *Resumo*

A refrigeração é fundamental na vida do Homem e, devido à sua importância, é responsável por impactos significativos sobre o meio ambiente. Alterações legislativas recentes forçam o setor da refrigeração a convergir por um caminho mais sustentável e ecológico, tornando-se importante adotar alternativas à utilização de hidrofluorcarbonetos.

Numa primeira fase, foi desenvolvida uma ferramenta de projeto com o intuito de calcular a potência térmica das câmaras frigoríficas destinadas à congelação ou conservação, positiva ou negativa, de produtos. O método comparativo foi utilizado para validar a ferramenta, comparando-se os resultados de quatro casos práticos com os valores obtidos por outras cinco ferramentas de cálculo. Através deste método, os desvios relativos entre a ferramenta desenvolvida e os restantes programas, variaram entre 12,5% e -39,6%. Porém, aferiu-se que os desvios se encontram, maioritariamente, associados a pressupostos existentes nos diferentes programas. Nos casos de conservação a gama de desvios obtida para os dois programas mais similares encontra-se entre os 4,7% e os -9,8%, valores enquadrados com os desvios máximos de  $\pm 10\%$  recomendados pela literatura do setor. Relativamente ao caso prático de congelação uma das ferramentas apresentou um desvio de 1,9% relativo à carga térmica total, porém nas cargas térmicas parcelares atingiram-se desvios de 39%, mostrando que não é viável analisar apenas os desvios das cargas totais.

Na segunda fase, procurou-se adotar soluções compatíveis com a utilização de hidrocarbonetos nos circuitos de frio. Verificou-se que o mercado ainda se encontra a caminhar para estas soluções, tendo a solução encontrada sido a utilização de unidades compactas adequadas à utilização de R290 e R1270. Porém, esta solução não permite efetuar a seleção individualizada dos seus componentes.

Este estudo permitiu identificar que existem, oportunidades de melhoria no modelo de cálculo de ganhos de calor através do solo, assim como, desenvolvimentos para a conceção do sistema de frio com fluidos naturais.

### ***Palavras-Chave***

Câmara de refrigeração, Congelação, Carga Frigorífica, Fluidos Frigoríficos Naturais, R290



## *Abstract*

Refrigeration is crucial in the man's life, and because of its importance, is responsible for significant impacts on the environment. Recent legislative changes force the refrigeration sector to converge for a more sustainable and environmentally friendly, making it important to adopt alternatives to the use of hydrofluorocarbons.

In the first phase, a design tool was developed to calculate the thermal power of the refrigerating chambers intended for freezing or conservation, positive or negative, of products. The comparative method was used to validate the tool, comparing the results of four practical cases with values obtained for five other design tools. The deviations between the developed tool and other design tools, were in the range from, -39.6% to +12.5%. However, it was noted that deviations are mostly associated with the assumptions of each design tool. For the conservation chambers, the range of deviations obtained were lying between -9.8% and +4.7%, which are in per the maximum deviation of  $\pm 10\%$  of the sector recommended literature. Regarding the freezing case, one of the tools presented a deviation of 1.9% relative to the total thermal load, but regarding its various partial thermal loads, was found a deviation of 39%, which means that it is not feasible to analyze only the total deviations for validating the refrigeration chamber design tools.

In the second phase, it was tried to adopt equipment solutions compatible with the use of hydrocarbons. It was found that the market is still heading for these solutions, and so the chosen solutions were compact units appropriate to the use of R290 and R1270. However, these solutions do not allow to make the individualized selection of its components.

This study revealed that there are opportunities for improvement in heat gains calculation model through the soil, as well as developments for the design of the cooling system with natural fluids.

### ***Keywords***

Freezing, Natural Refrigerant, Refrigeration Chamber, Thermal Loads, R290.



## *Declaração*

João Pedro Silva Rodrigues declara, sob compromisso de honra, que este trabalho é original e que todas as contribuições não originais foram devidamente referenciadas, com identificação da fonte.

*12 de julho de 2017*

---

*Assinatura*



# Índice

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>VII</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>IX</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>XI</b>
<b>DECLARAÇÃO</b> .....	<b>XIII</b>
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>XV</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>XVII</b>
<b>ÍNDICE DE TABELAS</b> .....	<b>XXI</b>
<b>NOMENCLATURA</b> .....	<b>XXIII</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1. APRESENTAÇÃO DA SKK® .....	2
1.2. ENQUADRAMENTO E OBJETIVOS .....	2
1.3. ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO .....	4
<b>2. ESTADO DA ARTE</b> .....	<b>5</b>
2.1. LEIS DA TERMODINÂMICA .....	5
2.2. CONCEITOS DE REFRIGERAÇÃO .....	6
2.3. CÂMARAS FRIGORÍFICAS .....	28
2.4. FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS .....	31
2.5. LEGISLAÇÃO E NORMAS RELATIVAS AOS FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS .....	41
<b>3. METODOLOGIA DE PROJETO DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS</b> .....	<b>49</b>
3.1. CARACTERÍSTICAS DO LOCAL DA INSTALAÇÃO .....	50
3.2. DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS .....	52
3.3. SELEÇÃO DE COMPONENTES .....	71
<b>4. FERRAMENTA DE CÁLCULO DESENVOLVIDA</b> .....	<b>75</b>
4.1. 1ª PARTE – INFORMAÇÕES GERAIS .....	76
4.2. 2ª PARTE – CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO .....	79
4.3. 3ª PARTE – FONTES DE CALOR .....	81
4.4. 4ª PARTE – FONTES DE CALOR ASSOCIADAS AO EVAPORADOR .....	82
4.5. 5ª PARTE – INFILTRAÇÕES E RENOVAÇÕES DE AR .....	83
4.6. 6ª PARTE – RESULTADOS .....	84
4.7. RELATÓRIO DAS CARGAS TÉRMICAS .....	85
4.8. SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS .....	85
<b>5. VALIDAÇÃO DA FERRAMENTA DE CÁLCULO DESENVOLVIDA</b> .....	<b>89</b>

5.1.	CASO 1 – CONSERVAÇÃO POSITIVA COM SOLO ISOLADO.....	90
5.2.	CASO 2 – CONSERVAÇÃO POSITIVA SEM SOLO ISOLADO .....	94
5.3.	CASO 3 - CONSERVAÇÃO NEGATIVA .....	96
5.4.	CASO 4 – CONGELAÇÃO .....	97
5.5.	BALANÇO DA FERRAMENTA DE CÁLCULO.....	99
<b>6.</b>	<b>CASO DE APLICAÇÃO .....</b>	<b>103</b>
6.1.	CONDIÇÕES GERAIS .....	103
6.2.	CENÁRIO A - SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS DE FRIO A R290.....	104
6.3.	CENÁRIO B - SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS DE FRIO A R134A.....	106
6.4.	ANÁLISE ECONÓMICO-AMBIENTAL.....	107
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>113</b>
7.1.	TRABALHOS FUTUROS.....	116
	<b>REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS.....</b>	<b>117</b>
	<b>ANEXO A. – RELATÓRIO FOLHA DE CÁLCULO.....</b>	<b>123</b>
	<b>ANEXO B. – RELATÓRIOS CASO PRÁTICO 1.....</b>	<b>125</b>
	<b>ANEXO C. – RELATÓRIOS CASO PRÁTICO 2 .....</b>	<b>131</b>
	<b>ANEXO D. – RELATÓRIOS CASO PRÁTICO 3 .....</b>	<b>135</b>
	<b>ANEXO E. – RELATÓRIOS CASO PRÁTICO 4.....</b>	<b>141</b>
	<b>ANEXO F. – CÂMARA 1 – CONSERVAÇÃO DE MAÇAS.....</b>	<b>145</b>
	<b>ANEXO G. – INQUÉRITO AOS PROJETISTAS.....</b>	<b>147</b>
	<b>ANEXO H. – FOLHA TÉCNICA MÁQUINA MGM21202E.....</b>	<b>149</b>

## Índice de Figuras

Figura 1 – Classificação dos sistemas em função da potência elétrica absorvida (adaptado de Monteiro V. , 2016).....	7
Figura 2 – Escala temporal de desenvolvimento e utilização de fluidos frigorigéneos (Hundy, Trott, & Welch, 2016).....	10
Figura 3 – Representação da Cadeia de Frio (adaptado de Brodribb, King, & Fairelough, 2011) ..	11
Figura 4 – Esquema do ciclo frigorífico de Carnot e respetivo diagrama T-s (adaptado de Çengel & Turner, 2004).....	13
Figura 5 – Esquema do ciclo de compressão de vapor (adaptado de Indian Institute of Technology, 2008) .....	15
Figura 6 – Diagrama T-s do ciclo ideal de compressão de vapor (adaptado de Indian Institute of Technology, 2008) .....	15
Figura 7 – Diagrama T-s do ciclo real de compressão de vapor (adaptado de Çengel & Boles, 2015) .....	16
Figura 8 – Ciclo frigorífico em cascata (adaptado de Çengel & Boles, 2015).....	17
Figura 9 – Compressor de parafuso com 2 andares de compressão (adaptado de ██████████, s.d.) ....	18
Figura 10 – Evaporador seco, circulação natural (adaptado de ██████████, s.d.).....	19
Figura 11 – Permutador de calor de microcanal (adaptado de ██████████, s.d.).....	20
Figura 12 – Evaporadores de carcaça e tubos (a e b) e de placas (c) (adaptado de Stoecker W. F., 1998) .....	21
Figura 13 – Evaporador inundado, circulação por convecção natural (adaptado de HVAC Specialists, 2011). .....	22
Figura 14 – Compressor to tipo hermético (██████████, s.d.) .....	23
Figura 15 – Compressor alternativo do tipo aberto (██████████, s.d.).....	23
Figura 16 – Corte de compressor alternativo semi-hermético (adaptado de ██████████, 2016).....	24
Figura 17 – Representação esquemática dos três tipos de condensadores mencionados. (a) arrefecido a ar; (b) arrefecido a água; (c) evaporativo (adaptado de Stoecker & Jabardo, 2002) .....	25
Figura 18 – Sistemas de expansão (██████████, s.d.) .....	26
Figura 19 – Representação esquemática e localização dos componentes numa máquina frigorífica (██████████, s.d.) .....	27
Figura 20 – Sistema de união de placas (adaptado de ██████████, s.d.) .....	28
Figura 21 – Exemplo de uma câmara modular (██████████, s.d.).....	29
Figura 22 – Representação de uma câmara frigorífica (██████████, s.d.).....	30
Figura 23 – Exemplo de uma unidade compacta (██████████, s.d.) .....	31
Figura 24 – Exemplo de uma unidade de condensação (██████████, 2017) .....	31
Figura 25 – Evolução dos fluidos frigorigéneos (Calm, 2008) .....	33

Figura 26 – Percentagem de HFC's (em CO <sub>2</sub> equivalente) que pode ser inserida no mercado, segundo o Regulamento Europeu de 2014 sobre os gases fluorados (Hundy, Trott, & Welch, 2016)...	37
Figura 27 – Datas de proibição de HCF utilizados nos frigoríficos e congeladores comerciais (Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia, 2014).....	42
Figura 28 – Âmbito de atuação da norma EN 378 e das normas EN 60335 (Legrand, 2016) .....	47
Figura 29 – Seleção dos fabricantes/modelos na folha de cálculo desenvolvida .....	53
Figura 30 – Exemplos de câmaras modulares com solo (à esquerda) e sem solo (à direita) (██████████, 2017).....	55
Figura 31 – Câmara frigorífica "sem solo".....	56
Figura 32 – Médias de temperatura do solo a uma profundidade de 10 cm (ano de 2016).....	58
Figura 33 – Processo de congelação de produtos (adaptado de Çengel, 1998).....	60
Figura 34 – Opções de embalagem disponíveis na folha de cálculo .....	62
Figura 35 – Diferenciais de temperatura (██████████, 2016).....	72
Figura 36 – IGU relativa às informações gerais .....	76
Figura 37 – Escolha do tipo de câmara .....	77
Figura 38 – Alteração das condições termo-higrométricas exteriores .....	77
Figura 39 – Opções de pavimento .....	78
Figura 40 – IGU relativa às características do produto .....	79
Figura 41 – Seleção da categoria do produto (à esquerda) e seleção do produto (à direita) .....	79
Figura 42 – Alteração da temperatura e humidade interna da câmara .....	80
Figura 43 – Determinação da carga máxima, com (acima) e sem fatores de redução (em baixo) ...	80
Figura 44 – IGU relativa às fontes de calor.....	81
Figura 45 – Opções de embalagem .....	81
Figura 46 – Exemplo de sugestão para uma massa de embalagem .....	82
Figura 47 – IGU relativa às fontes de calor associadas ao evaporador .....	82
Figura 48 – Entrada de valores por percentagem .....	83
Figura 49 – IGU relativa às infiltrações e renovações de ar.....	83
Figura 50 – Diferente método de cálculo para as infiltrações .....	84
Figura 51 – IGU relativa aos resultados finais .....	84
Figura 52 – IGU relativa à seleção dos equipamentos .....	87
Figura 53 - IGU relativa ao limite de carga do equipamento .....	87
Figura 54 – Compilação dos desvios obtidos nas simulações .....	100
Figura 55 – Resultados obtidos aos inquéritos de avaliação da ferramenta .....	101
Figura 56 – Seleção de unidades compactas a R290.....	104
Figura 57 – Mapa do <i>Cash-Flow</i> e resultados económicos.....	110
Figura 58 – Relatório folha de cálculo desenvolvida – JRCALC .....	123
Figura 59 – Relatório Caso 1 – JRCALC.....	125
Figura 60 – Relatório Caso 1 - Calcam .....	126
Figura 61 – Relatório Caso 1 – Calcooling .....	127

Figura 62 – Relatório Caso 1 – Riedel .....	128
Figura 63 – Relatório Caso 1 – VM .....	129
Figura 64 – Relatório Caso 1 – Zanotti .....	130
Figura 65 – Relatório Caso 2 – JRCALC.....	131
Figura 66 – Relatório Caso 2 – Calcam .....	132
Figura 67 – Relatório Caso 2 – Calcooling .....	133
Figura 68 – Relatório Caso 2 – Zanotti .....	134
Figura 69 – Relatório Caso 3 – JRCALC.....	135
Figura 70 – Relatório Caso 3 – Calcam .....	136
Figura 71 – Relatório Caso 3 – Riedel .....	137
Figura 72 – Relatório Caso 3 – VM .....	138
Figura 73 – Relatório Caso 3 – Calcooling .....	139
Figura 74 – Relatório Caso 3 – Zanotti .....	140
Figura 75 – Relatório Caso 4 – JRCALC.....	141
Figura 76 – Relatório Caso 4 – Calcam .....	142
Figura 77 – Relatório Caso 4 – Riedel .....	143
Figura 78 – Relatório Caso 4 – Zanotti .....	144
Figura 79 – Relatório Câmara 1 – JRCALC .....	145
Figura 80 – Inquérito aos projetistas .....	147
Figura 81 – Folha técnica máquina MGM21202E (Parte 1/2).....	149
Figura 82 – Folha técnica máquina MGM21202E (Parte 2/2).....	150



## *Índice de Tabelas*

Tabela 1 – Classificação dos sistemas de refrigeração (adaptado de Afonso, 2013 e Dinçer, 2003)	12
Tabela 2 - Taxas de fuga anuais em função dos equipamentos (adaptado de AIRAH, 2012)	35
Tabela 3 – Valores de PAG de alguns frigorigéneos (Linde, 2017)	36
Tabela 4 – Tabela resumo com a classificação dos principais frigorigéneos naturais	40
Tabela 5 – Legislação da UE com importância para a manipulação segura de fluidos frigorigéneos alternativos aos gases fluorados com efeito de estufa (COM 748, 2016)	43
Tabela 6 – Carga máxima de fluido frigorigéneo (adaptado de NP EN 378-1, 2013)	45
Tabela 7 – Síntese das normas a nível europeu relacionadas com aplicações no setor da refrigeração, ar condicionado, bombas de calor e espumas (adaptado de COM 749, 2016)	46
Tabela 8 – Condições exteriores de projeto (adaptado de Monteiro, 2016 e Mendes et al, 1989)	50
Tabela 9 – Coeficientes de cálculo (ASHRAE, 2013)	52
Tabela 10 – Coeficientes de convecção (adaptado de Afonso, 2013)	54
Tabela 11 – Coeficientes peso de embalamento (Intarcon, 2017)	62
Tabela 12 – Fator de circulação de pessoas e cargas no interior (Monteiro, 2016)	63
Tabela 13 – Coeficiente de redução de perdas por infiltração (adaptado de Morais, 2014)	67
Tabela 14 – Duração média de abertura de portas (adaptado de Morais, 2014)	67
Tabela 15 – Valores práticos de DT (██████████, 2016)	72
Tabela 16 – Escolha do tipo de construção dos compressores (adaptado de Monteiro, 2016)	73
Tabela 17 – Discriminação das opções de pavimento (adaptado de Monteiro, 2016)	78
Tabela 18 – Densidades de carga	80
Tabela 19 – Caso 1 (Cliente 1 - 01.COG.2015)	91
Tabela 20 – Coeficientes de transmissão térmica, U [W (m <sup>2</sup> °C) <sup>-1</sup> ]	92
Tabela 21 – Propriedades dos cogumelos	93
Tabela 22 – Caso 2 (Cliente 3 - 04.FRVER.2017)	95
Tabela 23 – Caso 3 (Cliente 4 - 05.BOVI.2017)	97
Tabela 24 – Caso 4 (Cliente 4 – 06.SUIN.2017)	98
Tabela 25 – Tomada de decisão sobre os resultados de VAL (Soares et al, 2007)	108
Tabela 26 – Tomada de decisão sobre os resultados da TIR (Soares et al, 2007)	109
Tabela 27 – Preço dos fluidos frigorigéneos de cada cenário	110
Tabela 28 – Produção equivalente de CO <sub>2</sub> associada aos frigorigéneos (CO <sub>2eq</sub> )	110
Tabela 29 – Produção equivalente de CO <sub>2</sub> associada ao consumo elétrico	111



# *Nomenclatura*

## **Caracteres Romanos**

$a$	– Constante numérica	[ <i>adimensional</i> ]
$A$	– Área das superfícies internas da câmara	[ $m^2$ ]
$A_{teto}$	– Área do teto	[ $m^2$ ]
$cp_{ac}$	– Calor específico do produto acima do ponto de congelação	[ $kJ (kg \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ]
$cp_{bc}$	– Calor específico do produto abaixo do ponto de congelação	[ $kJ (kg \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ]
$cp_{emb}$	– Calor específico da embalagem	[ $kJ (kg \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ]
$C$	– Comprimento da câmara frigorífica	[ $m$ ]
$C_{1-13}$	– Constantes	[ <i>adimensional</i> ]
$C_{bt}$	– Coeficiente de redução devido a barreiras de temperatura	[ <i>adimensional</i> ]
$C_{m\acute{a}x}$	– Carga máxima	[ $kg$ ]
$Coef$	– Percentagem para a potência de descongelação e dos ventiladores, valor entre 0 e 1	[ <i>adimensional</i> ]
$CFE_z$	– <i>Cash-flow</i> de exploração no ano $z$	[ $\text{€}$ ]
$CI_0$	– Valor atual dos fundos correspondentes ao custo do investimento	[ $\text{€}$ ]
$CTR$	– Calor total de rejeição	[ $kW$ ]
$d_{ton}$	– Duração média de abertura de portas	[ $min \text{ } ton^{-1}$ ]
$D_c$	– Densidade de carga associada ao produto	[ $kg \text{ } m^{-3}$ ]

$D_f$	– Número de passagens	[ <i>adimensional</i> ]
$D_t$	– Fração de tempo em que a porta está aberta	[ <i>adimensional</i> ]
$DT$	– Diferencial de temperatura	[°C]
$DT_m$	– Diferencial de temperatura médio	[°C]
$DT_{log}$	– Diferencial de temperatura logarítmico	[°C]
$e_i$	– Espessura das camadas que constituem a envolvente	[m]
$E$	– Efetividade da barreira de temperatura	[ <i>adimensional</i> ]
$E_a$	– Consumo energético	[kWh ano <sup>-1</sup> ]
$E_d$	– Emissões diretas	[kg <sub>CO<sub>2</sub> eq</sub> ]
$E_i$	– Emissões indiretas	[kg <sub>CO<sub>2</sub> eq</sub> ]
$f$	– Tempo do processo	[h]
$f_{ab}$	– Tempo de abertura da porta	[min h <sup>-1</sup> ]
$f_{perm}$	– Tempo de permanência no interior da câmara	[h]
$f_u$	– Tempo de funcionamento	[h]
$F_a$	– Taxa anual de fugas no sistema	[kg]
$F_c$	– Fator de circulação de ar no interior	[ <i>adimensional</i> ]
$FC1_{MP}$	– Fator de correção do fluido frigorífero (ponto médio)	[ <i>adimensional</i> ]
$FC2$	– Fator de correção do material das alhetas	[ <i>adimensional</i> ]
$FC3$	– Fator de correção da temperatura ambiente	[ <i>adimensional</i> ]
$FC4$	– Fator de correção da altitude	[ <i>adimensional</i> ]

$F_p$	– Fator de circulação de pessoas e cargas no interior	[ <i>adimensional</i> ]
$F.S.$	– Fator de segurança, entre 0 a 100	[%]
$F_m$	– Fator de densidade	[ <i>adimensional</i> ]
$FR$	– Fator de correção	[ <i>adimensional</i> ]
$g$	– Constante gravitacional = 9,81	[ $m\ s^{-2}$ ]
$h$	– Entalpia	[ $kJ\ kg^{-1}$ ]
$h_{cong}$	– Calor latente de congelação	[ $kJ\ kg^{-1}$ ]
$kg_{emb}$	– Coeficientes peso de embalamento	[ $kJ\ kg^{-1}$ ]
$k$	– Taxa de atualização	[%]
$k_s$	– Condutividade térmica do solo	[ $W\ (m\ ^\circ C)^{-1}$ ]
$L$	– Largura da câmara frigorífica	[ $m$ ]
$L_p$	– Limite prático de concentração	[ $kg\ m^{-3}$ ]
$\dot{m}$	– Caudal mássico	[ $kg\ s^{-1}$ ]
$\dot{m}_{ar,ext}$	– Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara	[ $kg\ s^{-1}$ ]
$m_{emb}$	– Massa de embalagem	[ $kg$ ]
$m_{máx}$	– Carga máxima de produto	[ $kg$ ]
$m_{prod}$	– Massa do produto a conservar	[ $kg$ ]
$n$	– Taxa de renovação de ar	[ <i>adimensional</i> ]
$p$	– Pressão atmosférica	[ $Pa$ ]
$p_c$	– Pressão de condensação	[ $Pa$ ]

$p_e$	– Pressão de evaporação	[Pa]
$p_w$	– Pressão parcial do vapor de água	[Pa]
$p_{ws}$	– Pressão de saturação do vapor de água	[Pa]
$P$	– Perímetro da laje da câmara frigorífica	[m]
$P_{itu}$	– Potência de iluminação	[W m <sup>-2</sup> ]
$P_{int}$	– Potência intermédia	[W]
$P_n$	– Número de passagens diárias	[adimensional]
$P_{prev}$	– Potência previsual	[W]
$q$	– Carga de refrigeração latente e sensível	[kW]
$q_t$	– Calor ganho através das infiltrações pelas portas	[kW]
$q_{pessoa}$	– Calor libertado por pessoa	[W pessoa <sup>-1</sup> ]
$q_{resp}$	– Calor libertado pelo produto	[W kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{0m}$	– Potência corrigida do evaporador	[kW]
$Q_{apm}$	– Amplitude anual de ganho de calor total pela laje	[W]
$Q_{@DT}$	– Capacidade nominal do condensador	[kW]
$Q_i$	– Carga térmica	[W]
$Q_L$	– Potência calorífica retirada à fonte fria	[W]
$Q_m$	– Média anual de ganho de calor total pela laje	[W]
$Q_{Sm}$	– Capacidade para seleção em DTm	[kW]
$RC_m$	– Fator de correção para dados em DTm	[adimensional]

$R_{eq}$	– Somatório das resistências térmicas dos materiais da laje	$[(m^2 \text{ } ^\circ C) W^{-1}]$
$R_F$	– Taxa de juro sem risco	[%]
$R_M$	– Rentabilidade da carteira de mercado	[%]
$t$	– Temperatura de bolbo seco	$[^\circ C]$
$t_{amp}$	– Amplitude térmica	$[^\circ C]$
$t_{cong}$	– Temperatura do ponto de congelação	$[^\circ C]$
$t_f$	– Temperatura final do produto	$[^\circ C]$
$t_e$	– Temperatura de entrada do produto	$[^\circ C]$
$T$	– Temperatura	[K]
$T_c$	– Temperatura de condensação	$[^\circ C]$
$T_e$	– Temperatura de evaporação	$[^\circ C]$
$T_{vida}$	– Tempo de vida do sistema	[anos]
$TM$	– Temperatura média do ar na bateria	$[^\circ C]$
$T_{oper}$	– Tempo de funcionamento do sistema	[anos]
$T_{se}$	– Temperatura de entrada de ar de bolbo seco	$[^\circ C]$
$T_{ss}$	– Temperatura de saída de ar de bolbo seco	$[^\circ C]$
$U$	– Coeficiente de transmissão térmica de calor	$[W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}]$
$U_{eff,i}$	– Coeficiente de transmissão térmica efetivo	$[W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}]$
$v_{ext}$	– Volume específico do ar exterior	$[m^3 kg^{-1}]$
$v_{int}$	– Volume específico do ar interior	$[m^3 kg^{-1}]$

$V$	– Volume interno da câmara	$[m^3]$
$V_s$	– Volume do espaço climatizado ou refrigerado	$[m^3]$
$VR$	– Valor residual quer do ativo fixo quer do fundo de maneo	$[€]$
$W$	– Humidade absoluta do ar	$[kg_{\text{água}} kg_{\text{ar seco}}^{-1}]$
$\dot{W}_{in}$	– Energia de entrada	$[W]$
$X$	– Largura da porta	$[m]$
$Y$	– Altura da porta	$[m]$
$z$	– Vida económica ou vida útil do investimento	$[anos]$

### Caracteres Gregos Romanos

$\alpha_{ext/int}$	– Coeficiente de convecção externo e interno	$[W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}]$
$\alpha_s$	– Difusividade térmica do solo	$[m^2 s^{-1}]$
$\beta$	– Fator de emissão de CO <sub>2</sub> por kWh	$[CO_2 kWh^{-1}]$
$\beta_i$	– Beta de referência da empresa	$[adimensional]$
$\Theta_d$	– Período diário	$[h]$
$\Theta_o$	– Tempo em que a porta permanece aberta	$[min]$
$\Theta_p$	– Tempo de abertura e fecho da porta por passagens	$[seg]$
$\lambda$	– Condutibilidade térmica dos materiais	$[W (m \text{ } ^\circ C)^{-1}]$
$\rho_{out/in}$	– Densidade do ar de infiltração / refrigerado	$[kg m^{-3}]$
$\phi$	– Humidade relativa	$[\%]$

$\omega$  – Frequência angular anual [rad s<sup>-1</sup>]

## Operadores

$\Delta$  – Diferença

## Abreviaturas

a.C. – *Antes de Cristo*

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

AT – *Alta Temperatura*

BT – *Baixa Temperatura*

CFC's – *Clorofluorocarbonetos*

CO<sub>2</sub> – *Dióxido de Carbono*

CO<sub>2</sub> eq – *Dióxido de Carbono equivalente*

COP – *Coefficient of performance*

E – *Energia*

GEE – *Gases com Efeito de Estufa*

H<sub>2</sub>O – *Água*

HC's – *Hidrocarbonetos*

HCFC's – *Hidroclorofluorocarbonetos*

HFC's – *Hidrofluorocarbonetos*

HFO's	–	<i>Hidrofluorolefinas</i>
HR	–	<i>Humidade Relativa</i>
ITAG	–	<i>Impacto Total de Aquecimento Global</i>
MT	–	<i>Média Temperatura</i>
NH <sub>3</sub>	–	<i>Amoníaco</i>
PAG	–	<i>Potencial de Aquecimento Global</i>
PDO	–	<i>Potencial de Destruição do Ozono</i>
PRCI	–	<i>Período de Recuperação do Capital Investido</i>
SNAP	–	<i>Significant New Alternatives Policy</i>
TIR	–	<i>Taxa Interna de Rentabilidade</i>
UE	–	<i>União Europeia</i>
VAL	–	<i>Valor Atualizado Líquido</i>

# 1. Introdução

O Ser Humano apresenta uma elevada capacidade evolutiva, que tem vindo a ser registada desde o seu surgimento. Nos primórdios da Humanidade o modo de estar do Homem assentava-se no nomadismo movendo-se, entre outras, pelas necessidades de alimentação, recorrendo à caça ou à recolha de alimentos. Porém, o nomadismo evoluiu para o sedentarismo abolindo-se a prática de procurar o próprio alimento passando a haver uma necessidade de os ter permanentemente disponíveis e a uma distância confortável.

O problema surge associado às necessidades de preservação e extensão da qualidade dos produtos, que muitas das vezes são produzidos num país e transportados para outro lado do mundo. A refrigeração torna-se, assim, fundamental na manutenção do estado de conforto e sedentarismo no qual o Ser Humano vive atualmente.

A refrigeração é, indiretamente, responsável por algumas questões ambientais negativas, nomeadamente, devido à utilização de fluidos frigorigéneos potenciadores do aquecimento global. O aumento da sustentabilidade no setor é de extrema importância, procurando-se soluções ecológicas, económicas e tecnologicamente adequadas que permitam alterar o paradigma relativo aos fluidos atuais, uma resposta a esta questão passa pela reutilização dos frigorigéneos naturais, neste caso dos hidrocarbonetos. O meio político também constitui um

motor para esta alteração, através de legislações restritivas a certas propriedades apresentadas pelos frigorigéneos utilizados.

Em suma, é de importância para o setor de refrigeração e, também, de carácter obrigatório no âmbito da legislação da União Europeia (EU), a utilização de fluidos com valores nulos de potencial de destruição de ozono (PDO) e reduzido potencial de aquecimento global (PAG), contribuindo assim, para a sustentabilidade dos sistemas de frio.

## **1.1. Apresentação da SKK®**

A operação da empresa SKK® consiste na distribuição de equipamentos e componentes de sistemas de frio e ar condicionado, bem como no dimensionamento e seleção destes mesmos equipamentos.

Com a sua sede em Matosinhos, fundada em 1998, a empresa conta com vários anos de experiência que lhe permitem responder da melhor forma aos seus clientes, fornecendo os melhores equipamentos disponíveis no mercado, assim como soluções mais eficientes e ecológicas.

A SKK® encara a responsabilidade ambiental e social como elementos centrais nas suas atitudes e decisões, valores que aliados ao espírito de inovação, competitividade e eficiência energética motivaram o presente projeto.

O documento foi elaborado na sede da empresa, o que permitiu um contacto com os vários componentes dos sistemas de refrigeração, assim como com toda a equipa de engenheiros e restantes colaboradores, tendo sido adquiridos conhecimentos essenciais ao desenvolvimento do mesmo.

## **1.2. Enquadramento e Objetivos**

A refrigeração apresenta um papel fundamental nas sociedades atuais, visível a todos nós, não só na indústria alimentar, como na indústria médica, na indústria química entre outras. Porém, existem problemas ambientais associados à refrigeração, tal como referido anteriormente, não só devido ao seu consumo energético, que segundo dados do *International Institute of Refrigeration* (2015) estima ser responsável por 17 % do uso de energia elétrica a nível global (incluindo o ar condicionado), como também, dos fluidos frigorigéneos utilizados.

Nos anos 90, os fluidos frigoríficos viram o seu PDO a ser limitado a zero, contudo os seus efeitos de contribuição para o aquecimento global não foram limitados, pelo menos até 2014. Nesse ano, a 16 de abril, surge, através do Parlamento Europeu e do Conselho, o regulamento (EU) n.º 517/2014, vulgarmente conhecido como Regulamento *F-Gas*, que veio definir limites ao PAG provocado pelos fluidos frigoríficos.

A título de exemplo, segundo Ferreira et al (2014) o fluido frigorífico mais utilizado em Portugal correspondia, à data do estudo, ao R404a, tendo sido confirmado também por Pinto (2015). Este fluido apresenta um PAG de 3922 (The Linde Group, s.d.) e, segundo o Regulamento *F-Gas* um fluido frigorífico com um PAG deste valor será proibido após 2020. Este exemplo torna evidente a necessidade em alterar o paradigma atual, forçando a adaptação dos clientes, dos fabricantes e dos revendedores à nova legislação.

Atentos a esta necessidade e aliados a valores de sustentabilidade, a SKK<sup>®</sup> pretende proceder à utilização de frigoríficos classificados como naturais nos seus sistemas de frio comercializados, em especial para serem aplicados aos circuitos de frio das câmaras frigoríficas modulares *SmartPower*. Sendo objetivo do presente trabalho efetuar um estudo relativo aos frigoríficos, às legislações envolvidas aos fluidos naturais, nomeadamente com relação aos hidrocarbonetos, devido às suas propriedades inflamáveis, e procurar elaborar conceitualmente matrizes de soluções de equipamentos de frio para câmaras modulares, utilizando os fluidos frigoríficos de interesse, procurando soluções junto dos fornecedores atuais da empresa ou outros fabricantes.

No final, pretende-se apresentar uma ferramenta de cálculo que permita determinar a potência frigorífica das câmaras modulares, efetuando ainda a seleção dos equipamentos de frio para as mesmas. Com vista a atingir este objetivo foi necessário proceder ao desenvolvimento de um modelo matemático que permita estimar a carga frigorífica das câmaras de conservação de produtos alimentares *SmartPower*, quer seja para uma gama de temperaturas positivas ou negativas. Após a determinação da potência térmica associada à câmara pretende-se apresentar soluções que permitam responder às necessidades, utilizando para isso hidrocarbonetos, como fluido frigorífico, respeitando sempre as limitações de carga aplicáveis a cada caso.

No decorrer do estágio obteve-se conhecimento das atividades desenvolvidas pela empresa colaborando, ainda, em algumas das atividades.

### **1.3. Organização do Relatório**

O capítulo um é composto pela introdução ao tema de trabalho, seguida pela apresentação da entidade acolhedora onde o projeto foi desenvolvido, sendo concluído com a exposição dos objetivos do estágio e a organização do relatório.

O capítulo seguinte, denominado por estado de arte, é composto pelos fundamentos teóricos afetos à presente dissertação. São exploradas as leis termodinâmicas, conceitos de refrigeração, fluidos frigoríficos e legislação afeta à problemática em estudo.

No terceiro capítulo apresenta-se a metodologia de projeto de câmaras frigoríficas, incluindo o modelo matemático utilizado para a elaboração do programa de cálculo da potência frigorífica, seguindo-se de uma breve exposição do método de seleção dos principais componentes do sistema de frio.

No quarto capítulo é apresentada a ferramenta de cálculo desenvolvida, sendo descritos os vários campos que a compõem.

O quinto capítulo expõe a aplicação da ferramenta a vários casos práticos de forma a efetuar a validação da ferramenta de cálculo desenvolvida, estando exposta uma análise crítica aos valores obtidos durante a simulação dos vários casos práticos.

No sexto capítulo efetua-se a seleção de um sistema de frio compacto a funcionar com o R134a com o intuito de comparar os custos desse sistema com uma solução da mesma gama, mas utilizando o R290, concluindo sobre a viabilidade da solução encontrada. Faz-se ainda uma breve análise ambiental às duas situações.

Por último, apresentam-se as conclusões obtidas deste trabalho, assim como os trabalhos futuros sugeridos.

## 2. Estado da Arte

No presente capítulo é efetuada uma descrição dos fundamentos teóricos essenciais à realização da dissertação, iniciando-se com uma introdução às leis da termodinâmica e às noções de refrigeração afetas ao presente trabalho, passando pela exposição das instalações de frio. Efetua-se ainda uma descrição relativa aos fluidos frigoríficos e à legislação afeta aos mesmos.

### 2.1. Leis da Termodinâmica

A termodinâmica pode ser definida como a ciência da energia, sendo que a energia apresenta a capacidade de promover interações num corpo ou sistema, tendo como base a conservação de energia (Çengel & Boles, 2015). Esta ciência é baseada em quatro leis fundamentais, sendo que a lei zero define a temperatura, a primeira lei define a conservação da energia, a segunda lei define a entropia e, por fim, a terceira lei permite a obtenção de valores absolutos de entropia (Indian Institute of Technology, 2008).

A **Lei Zero da Termodinâmica** estabelece que, se dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro, então também eles se encontram em equilíbrio térmico entre si. Ao substituir o terceiro corpo por um termómetro, os dois corpos apresentam a temperatura lida no termómetro, mesmo que não se encontrem em contacto um com o outro (Çengel & Boles, 2015).

A **Primeira Lei da Termodinâmica**, conhecida como lei da conservação de energia, estabelece que durante uma interação a energia pode mudar a sua forma. Porém, a quantidade total de energia permanece constante durante um processo, uma vez que a energia não é criada ou destruída (Çengel & Boles, 2015). A conservação de energia é expressa pela equação 2.1, sendo que a variação da energia num sistema é igual à diferença entre a energia que entra e a energia que sai.

$$E_{entra} - E_{sai} = \Delta E_{sistema} \quad (2.1)$$

A **Segunda Lei da Termodinâmica** é definida com recurso a vários enunciados, sendo que dois deles foram definidos por Kelvin-Planck e Clausius.

O enunciado de Kelvin-Planck refere que: *“É impossível que um sistema, ao operar num ciclo termodinâmico, converta toda a quantidade de calor recebido em trabalho.”* Enquanto, que o enunciado de Clausius defende que *“O calor não pode fluir, de forma espontânea, de um corpo de temperatura menor, para um outro corpo de temperatura mais alta”* (Çengel & Boles, 2015).

A **Terceira Lei da Termodinâmica** estabelece que quando a temperatura de um sistema se aproxima do zero absoluto, todos os processos terminam e a entropia atinge o valor mínimo (Wilks, 1961).

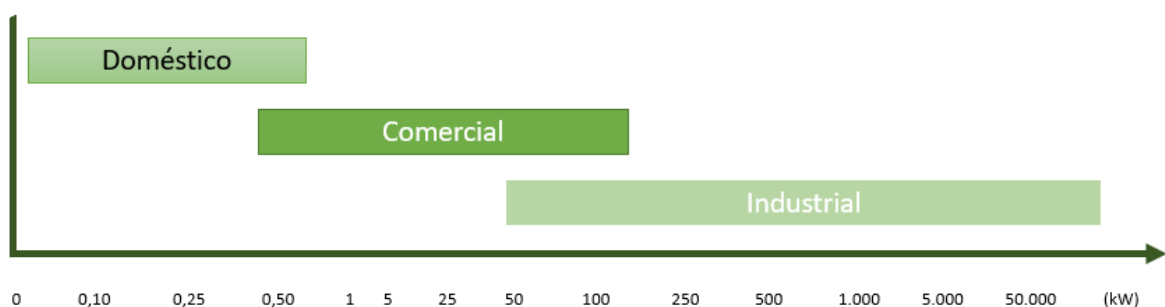
## 2.2. Conceitos de Refrigeração

A refrigeração pode ser definida como um processo que remove calor de um corpo ou sistema, tendo a função de reduzir e conservar a temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do ambiente circulante. Analisando a definição de refrigeração e atendendo à 2ª Lei da Termodinâmica, verificamos que é necessário a existência de uma solução técnica, que permita efetuar a remoção de calor da fonte mais fria para a fonte mais quente, uma solução passa pela aplicação do ciclo de compressão a vapor, explanado à frente. Também, através da 1ª Lei, verificamos que será necessário introduzir energia ao sistema (energia elétrica / mecânica), a fim de remover energia térmica da fonte que se pretende arrefecer.

Apesar destes objetivos serem comuns às diferentes áreas, onde é aplicada a refrigeração, Dossat (1961) sugere que se dividam as suas aplicações em cinco categorias gerais, sendo:

- **Refrigeração doméstica** – Apesar do campo de limitações ser relativamente reduzido, composto maioritariamente pelos frigoríficos domésticos e arcas congeladoras, este segmento é responsável por uma parte significativa da indústria de refrigeração, devido ao número de unidades comercializadas;
- **Refrigeração comercial** – Este segmento é responsável pelo desenho, instalação e manutenção de equipamentos frigoríficos na área do comércio e de serviços;
- **Refrigeração industrial** – As aplicações industriais são, em geral, de maiores dimensões relativamente às aplicações comerciais, tendo a característica de necessitar de um operador especializado, que garanta o seu correto funcionamento e utilização. São comumente utilizadas em fábricas de gelo, fábricas de processamento e embalagem de alimentos, e outras fábricas industriais, como refinarias petrolíferas ou químicas;
- **Refrigeração marítima e de transporte** – Engloba uma junção entre a refrigeração comercial e a refrigeração industrial, porém apresenta diferentes desafios, como a mobilidade do sistema ou as condições adversas que os navios enfrentam em alto mar;
- **Ar condicionado** – Serve para efetuar o controlo total de temperatura e humidade, bem como, da quantidade de ar novo e a sua qualidade.

Já Monteiro V. (2016) divide a refrigeração em três áreas, compostas pela parte doméstica, comercial e industrial, como visível na Figura 1.



**Figura 1 – Classificação dos sistemas em função da potência elétrica absorvida (adaptado de Monteiro V. , 2016)**

O presente trabalho enquadra-se na refrigeração comercial, sendo a categoria explorada ao longo do relatório.

Na presente subsecção apresenta-se uma breve história introdutória ao frio, nomeadamente à refrigeração, aos sistemas utilizados e aos ciclos mais relevantes para o presente trabalho. O subcapítulo termina com uma exposição aos principais componentes dos sistemas de refrigeração.

### **2.2.1. Breve História do Frio**

Desde cedo que o Homem aprendeu a tomar partido das vantagens que o fogo lhe dá, utilizando esta fonte de calor para se aquecer e confeccionar alimentos. Porém, a refrigeração é algo bem mais recente quando comparado com o aquecimento, acabando por surgir como forma de resposta à conservação de produtos perecíveis, tendo-se tornado essencial ao desenvolvimento Humano.

Inicialmente o Ser Humano fez uso do frio natural para conservar os alimentos provenientes das atividades de caça, guardando-os em locais frescos ou armazenados junto à neve. Já nas primeiras dinastias chinesas, 1000 anos a.C., era recolhida neve e armazenada em poços escavados de terra, posteriormente cobertos por palha, de forma a conservar o chá. Também o arrefecimento evaporativo era utilizado em países como o Egipto ou a Índia (500 anos a.C.) (Afonso, 2013).

Francis Bacon, cientista e filósofo, referiu em 1624 que “o calor e o frio são as duas mãos da natureza pelas quais trabalhamos principalmente. O calor temos em prontidão, mas para o frio devemos aguardar que ele chegue” (Rees, 2013), salienta-se nesta expressão a ausência da capacidade de controlo das condições de refrigeração.

Em 1755, o escocês Willian Cullen conseguiu congelar água, por evaporação, num reservatório fechado (Afonso, 2013), marcando o início da refrigeração artificial. Quase 80 anos depois, Jacob Perkins cria a primeira máquina frigorífica baseada no ciclo de compressão de vapor a éter, em 1834. Tendo sido os irmãos Carré, Edmond e Ferdinand, responsáveis pela invenção da máquina de absorção a água/ácido e a amoníaco/água, em 1850 e 1859, respetivamente (Afonso, 2013).

Apesar dos desenvolvimentos científicos nesta temática a produção de gelo artificial foi competindo com a obtenção de gelo natural, entre 1850 e 1920 (George, 2004), isto porque os sistemas mecânicos eram demasiado dispendiosos e de difícil operação. Por outro lado, o

gelo natural apresentava os desafios da recolha e transporte, dependendo do local e da pureza da água congelada (Afonso, 2013).

Com a eletrificação dos edifícios os frigoríficos domésticos passaram a ser adotados pela população, refira-se que em 1910 apenas tinham sido vendidas 100 unidades e passados 18 anos já existiam 468 mil unidades nas residências norte americanas (Rees, 2013).

Os sistemas de refrigeração fazem uso de fluidos frigorigéneos que permitem a remoção de calor de um espaço para um outro espaço. Em 1867 é patenteado, por Thaddeus Lowe, o primeiro circuito de refrigeração a utilizar dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido de trabalho. O amoníaco (NH<sub>3</sub>), pelas mãos de Carré, foi também, a par do CO<sub>2</sub>, um dos principais fluidos frigorigéneos utilizados até ao surgimento dos Clorofluorocarbonetos (CFC's), em 1928, sintetizados pelo laboratório da General Motors (Nagengast, 2006).

Os CFC's e, posteriormente criados, os Hidroclorofluorocarbonetos (HCFC's) ajudaram à expansão dos ciclos de compressão a vapor, começando estes a representar a maior quota na indústria alimentar, distribuição e retalho, relativamente a outras tecnologias de refrigeração (Tassou, Lewis, Ge, Hadawey, & Chaer, 2009).

Após os anos 80, as questões ambientais relacionadas com estes fluidos ganham grande relevo, levando os países a se reunirem em 1990 e a assinarem, 2 anos depois, o Protocolo de Montreal que dita o fim dos CFC's e dos HCFC's (Nagengast, 2006), através da eliminação gradual da sua produção e consumo. Os países desenvolvidos começaram a descontinuação dos CFC's em 1993, tendo sido obrigados a atingir uma redução de 20 % e 50 % em 1994 e 1998, respetivamente, face ao consumo registado em 1986. Foram sido adicionadas alterações ao protocolo, impondo datas de descontinuação mais apertadas e incluindo novos frigorigéneos. Uma das alterações mais recentes ocorreu na *28<sup>th</sup> Meeting of the Parties* em Kigali (2016), tendo sido estendido o controlo de descontinuação aos HFC's, definindo metas até 2036 e posteriormente, isto por os HFC's apresentarem elevado PAG (United States Environmental Protection Agency, 2017).

Em 1997, foi assinado o Protocolo de Quioto tendo sido acordado, pelos países subscritores, a redução de aproximadamente 5 % das emissões dos gases de efeito de estufa (GEE), em relação aos dados de 1990, por parte dos países industrializados. Entre 2013 e 2020 a meta de redução passou a ser de 18 %. Englobados nos seis principais gases de efeito estufa

encontram-se os HFC's, tratando-se de mais uma motivação para o presente trabalho (United Nations, s.d.).

Recentemente, o Regulamento Europeu n.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, veio impor novas restrições ao efeito de estufa provocados pelos gases fluorados.

A Figura 2 apresenta a evolução temporal do desenvolvimento e utilização dos fluidos frigoríficos, apresentando também os principais marcos associados a estes.

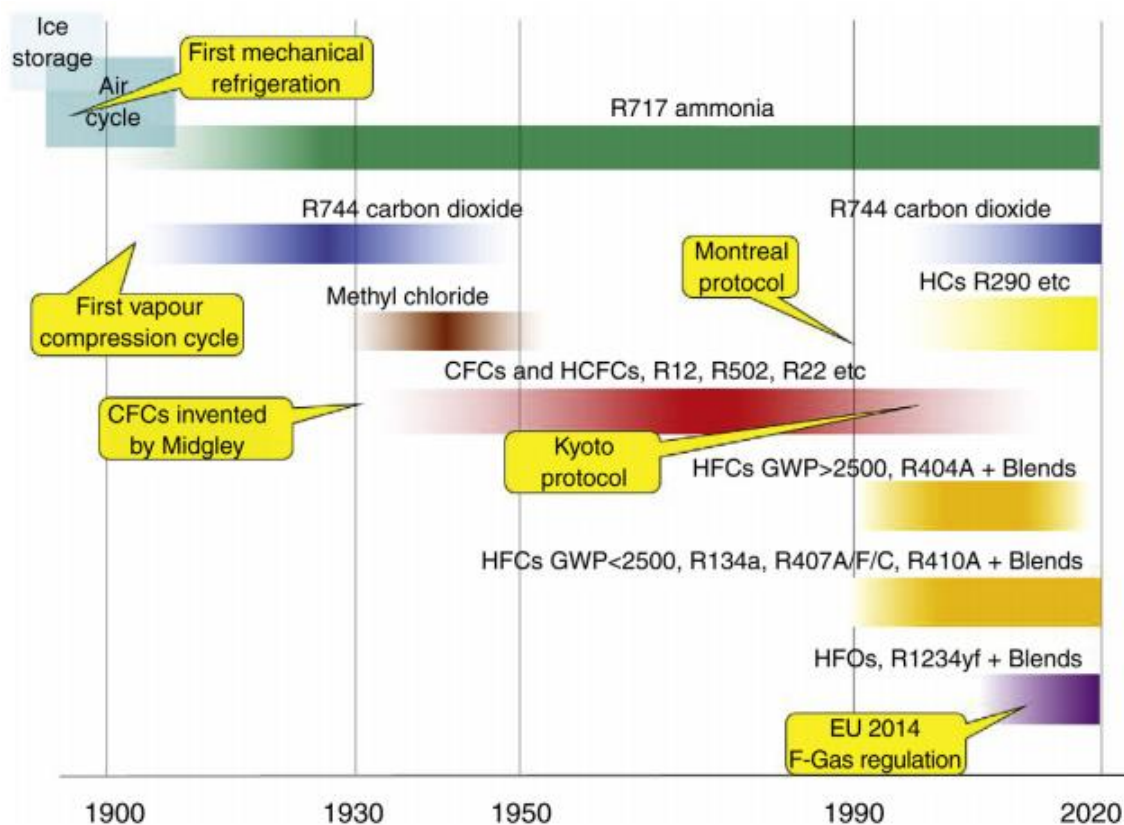


Figura 2 – Escala temporal de desenvolvimento e utilização de fluidos frigoríficos (Hundy, Trott, & Welch, 2016)

### 2.2.2. Cadeia de Frio

O facto de os produtos perecíveis serem raramente consumidos no momento e local da sua colheita ou abate, faz com que seja necessário transportá-los para locais distantes da produção e escalonar as vendas no tempo, sendo necessária a criação de infraestruturas frigoríficas e processos que permitam conservar e armazenar os produtos, sob condições muito específicas (Afonso, 2013), a fim de garantir a sua qualidade até chegar ao consumidor final.

Atendendo ao historial da produção de frio, pode dizer-se que a cadeia de frio moderna surgiu entre 1806 e o presente (Rees, 2013).

O transporte é uma etapa da cadeia de frio que permite ligar as várias fases entre si e, como tal, necessitam de sistemas frigoríficos móveis para garantir a manutenção das condições de temperatura e humidade dos produtos, para que cheguem nas condições desejadas à fase seguinte da cadeia de frio.

No armazenamento frigorífico as instalações de frio são formadas por câmaras frigoríficas de conservação positiva, apresentando uma temperatura superior a 0 °C, e de conservação negativa ou de congelação, onde a temperatura é inferior a 0 °C. Convém salientar que uma câmara frigorífica é composta pelo armazém frigorífico, espaço onde são armazenados os produtos, e pela máquina frigorífica, responsável pela refrigeração do espaço (Afonso, 2013).

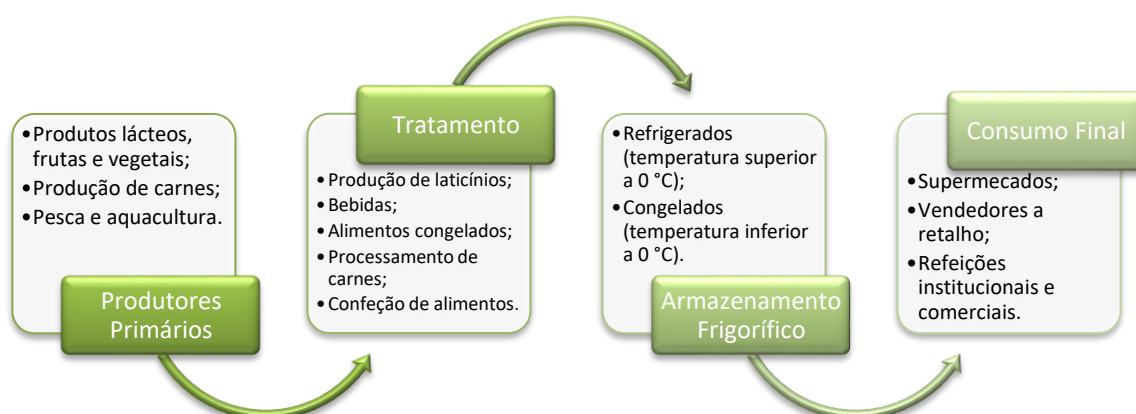


Figura 3 – Representação da Cadeia de Frio (adaptado de Brodribb, King, & Fairclough, 2011)

### 2.2.3. Classificação dos Sistemas de Refrigeração

As máquinas frigoríficas podem ser agrupadas em função da utilização de energia final para o seu acionamento, tal como visualizado na Tabela 1. Os sistemas podem ser acionados eletricamente, termicamente ou através de ambos os acionamentos, denominados por híbridos (Afonso, 2013).

Os sistemas frigoríficos acionados eletricamente fazem uso de energia elétrica, convertendo-a ou não em trabalho mecânico, dependendo do ciclo em si. O ciclo de compressão a vapor é o ciclo mais disseminado e utilizado (Dinçer, 2003).

Os sistemas acionados termicamente recorrem à energia térmica, podendo dar uso a efluentes quentes originários de processos industriais ou utilizar coletores solares para fornecer fluido aquecido. Estes sistemas apresentam uma maior complexidade, maiores custos iniciais e menor COP que os ciclos de compressão a vapor (Afonso, 2013). Os ciclos de absorção atualmente beneficiam de melhorias tecnológicas, de maiores preocupações ambientais e custos energéticos mais elevados, voltando a ganhar popularidade entre os sistemas frigoríficos (Dinçer, 2003).

**Tabela 1 – Classificação dos sistemas de refrigeração (adaptado de Afonso, 2013 e Dinçer, 2003)**

<b>Sistemas de Refrigeração</b>	<b>Operados eletricamente</b>	Vapor
		CO <sub>2</sub>
		Ar
		Termoelétrico
		Termoacústica
	<b>Operados termicamente</b>	Absorção
		Adsorção
		Vapor com máquinas térmicas
		Dessecantes
		Ejetor
	<b>Híbridos</b>	Calor e eletricidade
		Solar e biomassa
		Solar, biomassa e diesel
		Solar e gás
		Química e térmica

A nível ecológico os sistemas híbridos são bastante interessantes por ser possível a conjugação de energia proveniente de fontes renováveis, estes sistemas acabam por ser uma conjugação entre os dois primeiros tipos de sistemas, porém devem ser projetados para casos específicos, onde existam, por exemplo, fontes térmicas disponíveis, ausência de ligação à rede elétrica, entre outros fatores. Não sendo interessante ao nível do presente trabalho, por se procurar uma solução padrão para as câmaras modulares comercializadas pela empresa.

Assim, apesar da diversidade dos sistemas de refrigeração, irá ser adotado o ciclo de compressão a vapor, operado eletricamente, por apresentar custos mais reduzidos associados

a um elevado COP e por ser o ciclo utilizado nos sistemas frigoríficos projetados pela empresa.

#### 2.2.4. Ciclo de Carnot

Antes de apresentar o funcionamento do ciclo de compressão a vapor, é importante efetuar uma exposição ao ciclo de Carnot, uma vez que serve de base aos restantes sistemas frigoríficos (Afonso, 2013).

O ciclo frigorífico de Carnot, representado na Figura 4, é totalmente reversível tratando-se, de um modelo teórico, composto por quatro processos. Sendo eles: a adição de calor isotérmica, a expansão isentrópica, a rejeição de calor isotérmica e a compressão isentrópica (Çengel & Turner, 2004).

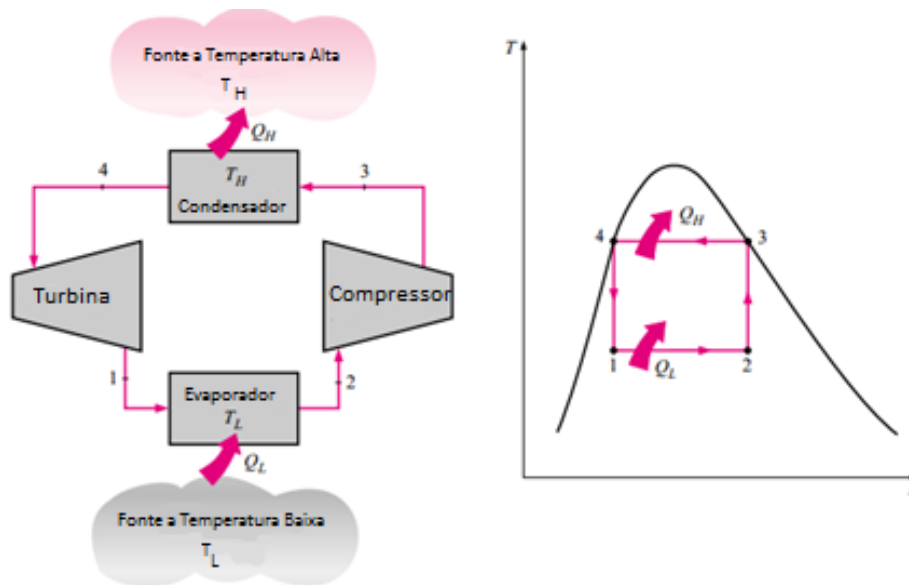


Figura 4 – Esquema do ciclo frigorífico de Carnot e respetivo diagrama T-s (adaptado de Çengel & Turner, 2004)

O teorema de Carnot diz que é impossível a construção de uma máquina, a operar entre dois reservatórios térmicos, mais eficiente que uma máquina reversível, entre esses mesmos reservatórios térmicos (Indian Institute of Technology, 2008).

Analisando o diagrama de temperatura e entropia (Diagrama T-s), da Figura 4, verifica-se que os processos presentes são (Stoecker & Jabardo, 2002):

- 1-2: Remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura;
- 2-3: Compressão adiabática e reversível (sem atrito) do fluido frigorígeno;

- 3-4: Rejeição de calor a temperatura constante (isotérmica) para a fonte de temperatura mais elevada;
- 4-1: Expansão adiabática e reversível do fluido refrigerante.

A eficiência da máquina frigorífica de Carnot (*Coefficient of performance* - COP) é definida como a relação entre a potência calorífica retirada à fonte fria,  $Q_L$ , e a energia necessária para obtenção do efeito desejado,  $\dot{W}_{in}$  (Stoecker & Jabardo, 2002).

$$COP_{R,Carnot} = \frac{Q_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (2.2)$$

Tal como referido anteriormente, este ciclo é o que maior eficiência apresenta, porém não pode ser obtido na prática, isto porque, o processo de compressão (entre o ponto 2 e 3) envolve a compressão de mistura líquido e vapor, o que obrigava o compressor a conseguir lidar com a presença do fluido nas duas fases e, por sua vez, o processo de expansão (entre o ponto 4 e 1) envolve a expansão de refrigerante no estado de líquido saturado. Estes problemas seriam ultrapassados caso o ciclo de Carnot operasse fora da região de saturação, mas nessa situação seria difícil manter as condições de transferência de calor isotérmicas (Çengel & Turner, 2004).

### 2.2.5. Ciclo de Compressão a Vapor

O ciclo de compressão a vapor, representado de modo esquemático na Figura 5, permite contornar as impossibilidades registadas no ciclo de Carnot, através da substituição da turbina por um dispositivo de expansão, como, por exemplo, uma válvula de expansão ou um tubo capilar, e através da vaporização total do refrigerante antes deste ser comprimido (Çengel & Turner, 2004).

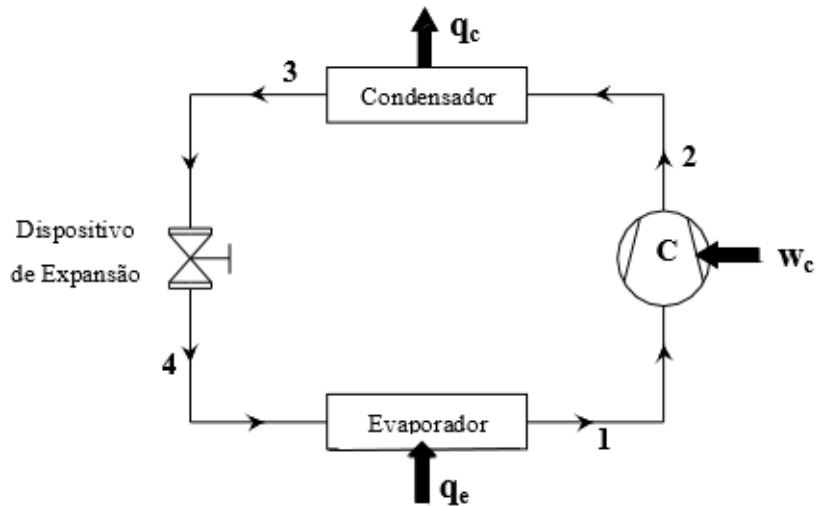


Figura 5 – Esquema do ciclo de compressão de vapor (adaptado de Indian Institute of Technology, 2008)

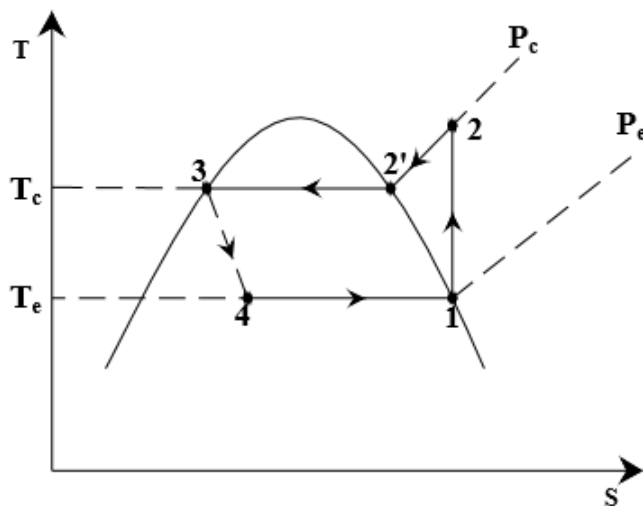
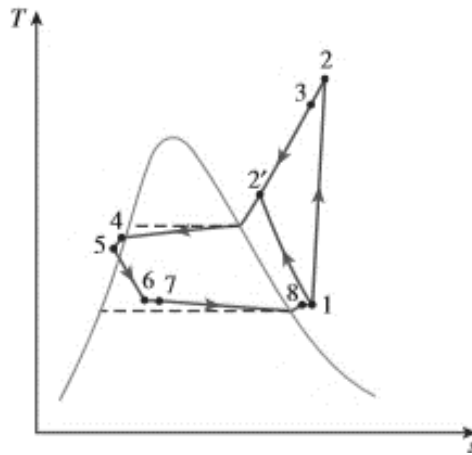


Figura 6 – Diagrama T-s do ciclo ideal de compressão de vapor (adaptado de Indian Institute of Technology, 2008)

Através da Figura 6 verifica-se que o ciclo de compressão de vapor é constituído pelas seguintes etapas (Indian Institute of Technology, 2008):

- 1-2: Compressão isentrópica do fluido frigorígeno;
- 2-3: Rejeição isobárica de calor para a fonte quente, através do condensador;
- 3-4: Expansão isentálpica do fluido frigorígeno no dispositivo de expansão;
- 4-1: Extração isobárica de calor da fonte fria, através do evaporador.



**Figura 7 – Diagrama T-s do ciclo real de compressão de vapor (adaptado de Çengel & Boles, 2015)**

Na realidade o ciclo de compressão de vapor (Figura 7) difere do ciclo ideal (Figura 6), facto relacionado com as irreversibilidades provocadas pelos efeitos de fricção registados nos vários componentes, causando quedas de pressão, e devido à transferência de calor com a envolvente (Çengel & Boles, 2015).

O COP das máquinas frigoríficas a operar com este tipo de ciclo é dado pela seguinte expressão (Çengel & Boles, 2015):

$$COP_R = \frac{Q_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m} \times (h_{2s} - h_1)}{\dot{m} \times (h_2 - h_1)} \quad (2.3)$$

Onde:

- $\dot{m}$  – caudal mássico de fluido frigorigéneo [ $\text{kg s}^{-1}$ ];
- $h$  – entalpia do fluido frigorigéneo nos pontos 1, 2 e 2s [ $\text{kJ kg}^{-1}$ ].

Para aplicações industriais de grande escala a eficiência energética releva-se um fator com grande peso sobre a operação da instalação frigorífica. Algumas aplicações requerem temperaturas relativamente baixas, podendo originar diferenças de temperaturas, entre o condensador e o evaporador, elevadas. Uma diferença de temperatura elevada origina de igual forma uma elevada diferença de pressão, causando fraco desempenho energético ao compressor. Este problema pode ser ultrapassado através da utilização de estágios de refrigeração, originando sistemas em cascata (Çengel & Boles, 2015). A Figura 8 apresenta o diagrama de temperatura e entropia (T-s) de um ciclo frigorífico em cascata.

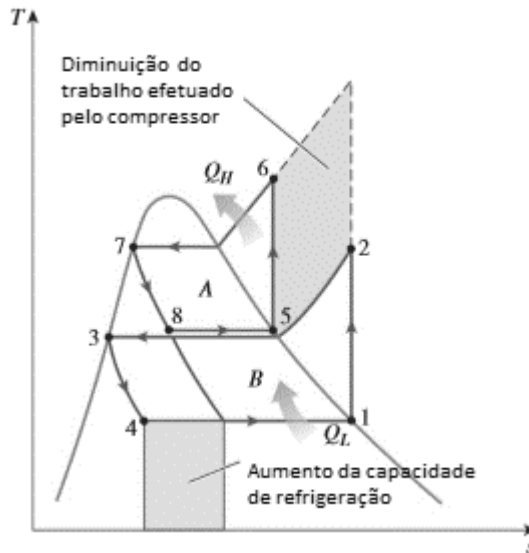


Figura 8 – Ciclo frigorífico em cascata (adaptado de Çengel & Boles, 2015)

A eficiência dos ciclos em cascata é determinada pela equação 2.4.

$$COP_{R,cascata} = \frac{Q_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_B \times (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A \times (h_6 - h_5) + \dot{m}_B \times (h_2 - h_1)} \quad (2.4)$$

Os ciclos em cascata podem utilizar diferentes fluidos frigoríficos, de ambos os lados do permutador, uma vez que são utilizados circuitos independentes. Como se verifica pela Figura 8, o trabalho realizado pelo compressor diminui, enquanto que o calor absorvido (processo de 4 para 1) aumenta. Assim, é seguro afirmar que o COP, no caso da Figura 8, aumenta.

Para além dos sistemas em cascata, existem ainda sistemas com compressão ou expansão por andares. Os ciclos de dois estágios de expansão, requerem a introdução de um depósito de expansão entre os sistemas, enquanto que os ciclos com dois estágios de compressão necessitam da introdução de um arrefecedor intermédio (Afonso, 2013).

Os sistemas com expansão por andares apresentam como vantagem o aumento do efeito frigorífico, possibilitando ainda que o compressor de baixa pressão seja menor (Afonso, 2013).

Os ciclos de compressão por andares fazem uso de vários compressores ou de um compressor de andares (Figura 9), realizando o processo de compressão entre o condensador e o evaporador de forma faseada. A utilização de mais estágios de compressão permite

reduzir a potência de acionamento, contudo implica um maior investimento inicial e poderá acarretar maiores custos de exploração. Para além de que para uma gama de temperaturas entre os +10 °C e os -30 °C, não é usual utilizar ciclos de compressão por andares, uma vez que esta técnica busca alcançar temperaturas inferiores a esta gama (Dinçer, 2003). Desta forma, não é do âmbito do presente trabalho efetuar uma análise mais aprofundada a esta estratégia.



Figura 9 – Compressor de parafuso com 2 andares de compressão (adaptado de [REDACTED], s.d.)

## 2.2.6. Principais Componentes dos Sistemas de Refrigeração

Na secção 2.2.5. já foram referidos os processos essenciais que ocorrem no ciclo de compressão a vapor, sendo nesta parte abordados os principais componentes do sistema de refrigeração como, também são apresentados acessórios necessários ao correto funcionamento das instalações frigoríficas.

### 2.2.6.1. Evaporadores

O evaporador é um permutador de calor que permite, através do fluido de trabalho, retirar calor a um determinado espaço ou substância a arrefecer, constituindo a interface entre o processo e circuito frigorífico (Stoecker & Jabardo, 2002).

A variedade de evaporadores existentes relaciona-se com as aplicações onde estes são necessários, podendo ser desenhados em função do contexto de operação (Dinçer, 2003).

Na prática os principais tipos de evaporadores podem ser classificados em (Afonso, 2013):

- Evaporadores secos (Figura 10);
- Evaporadores de carcaça e tubos e de placas (Figura 12);
- Evaporadores inundados ou de recirculação de líquido (Figura 13).

Nos evaporadores secos o refrigerante, proveniente do sistema de expansão, é diretamente admitido sendo totalmente evaporado ao longo do comprimento da tubagem que constitui o evaporador (Afonso, 2013). A circulação do ar pela tubagem pode ser efetuada através de convecção natural ou forçada, sendo que no último caso encontra-se associado ao evaporador um ou mais ventiladores. As câmaras frigoríficas fazem uso de evaporadores do tipo seco equipados com ventiladores, promovendo uma uniformidade na distribuição do ar no interior da câmara, permitindo a existência de uma correta transferência de calor entre os produtos e o ar, aumentando, assim, a transferência de calor entre o refrigerante e o ar interior.

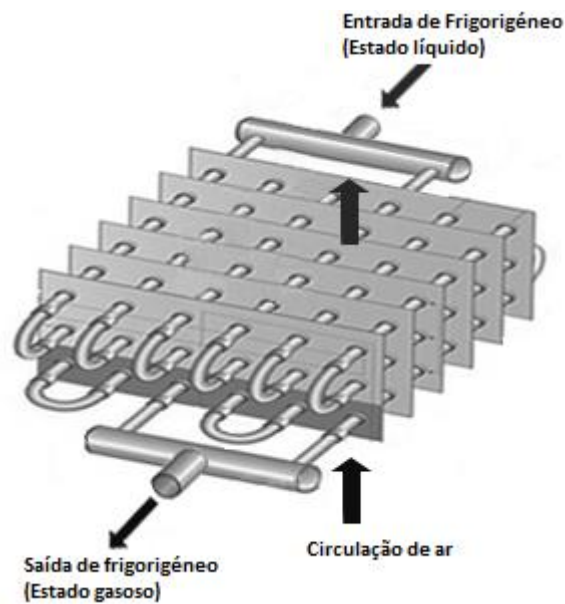
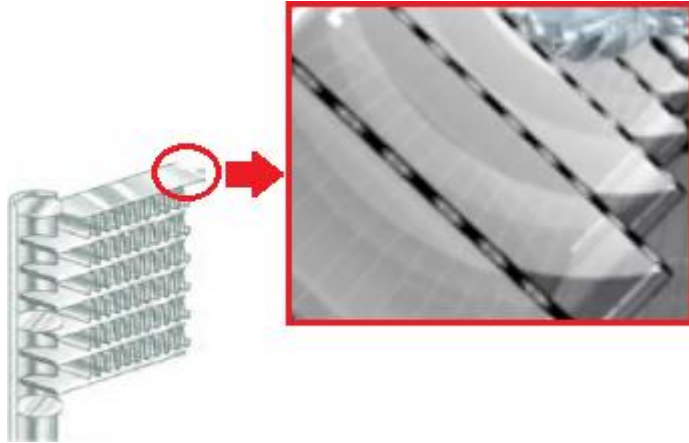


Figura 10 – Evaporador seco, circulação natural (adaptado de [REDACTED], s.d.)

Dentro dos evaporadores secos (e dos condensadores) existem ainda tecnologias alternativas, que utilizam permutadores de calor de microcanal. A tecnologia de microcanal, quando devidamente projetada e utilizada, permite que o fluido refrigerante seja distribuído de forma precisa entre os canais, reduzindo o comprimento percorrido pelo fluido e permite estabelecer um fluxo laminar nos canais, originando elevados coeficientes de transferência de calor, proporções área/volume elevadas e quedas de pressão globais reduzidas (Ohadi, Choo, Dessiatoun, & Cetegen, 2013).



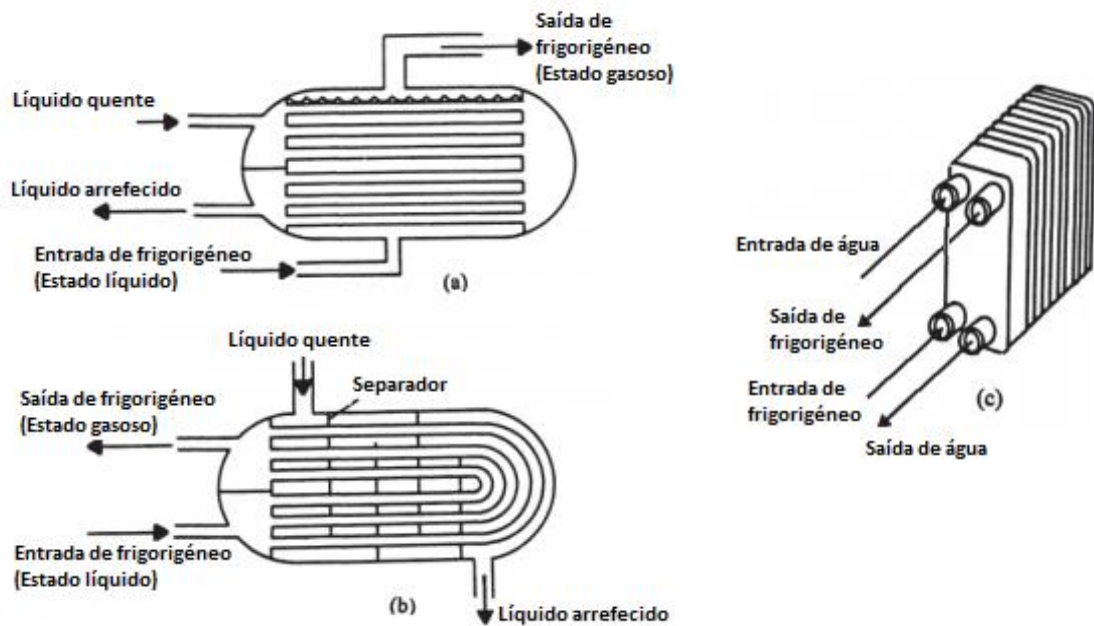
**Figura 11 – Permutador de calor de microcanal (adaptado de [REDACTED], s.d.)**

Os permutadores de calor de microcanal, Figura 11, apresentam ainda outras vantagens em relação aos permutadores convencionais, de tecnologia de tubos, como sendo ([REDACTED], s.d.):

- Maior transferência de calor, baseada na mesma pegada ecológica;
- Maior coeficiente de transferência de calor interno, devido à maior velocidade de circulação de refrigerante e maior turbulência, associados à menor secção apresentada pelos tubos;
- Maior coeficiente de transferência de calor externo, devido à maior superfície externa em contacto com o ar;
- Menores quedas de pressão do ar, baseadas na mesma taxa de rejeição de calor e velocidade de ar;
- Menor volume interno e redução da carga de refrigerante (até 70 %);
- Dimensões compactas.

Os permutadores com tecnologia de microcanal são de especial interesse para o presente trabalho devido à capacidade de redução da carga de refrigerante, uma vez que a carga associada aos hidrocarbonetos se encontra limitada por certas normas que serão expostas na sessão 2.5.2.

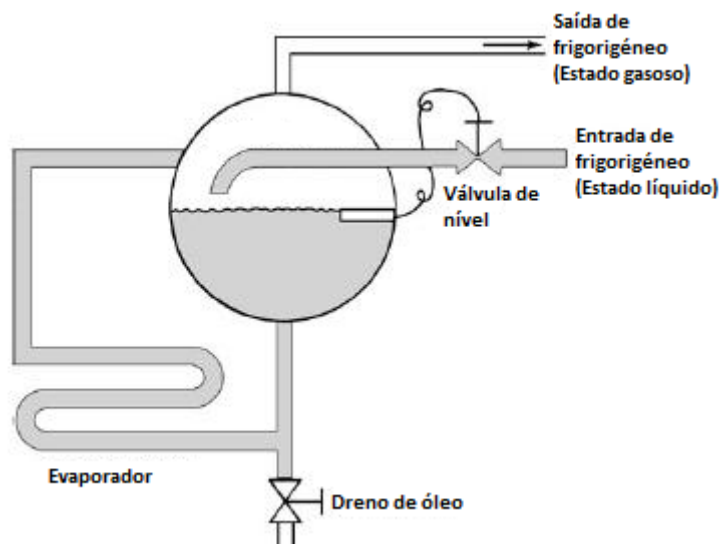
Afonso, 2013, refere que os evaporadores de carcaça e tubos são, em geral, empregues para o arrefecimento de líquidos através da expansão direta do refrigerante. Sendo formados por um conjunto de tubos colocados no interior de um cilindro, em que o refrigerante pode circular pelo interior dos tubos e o fluido a refrigerar pelo seu exterior, dentro do cilindro, situação (a) da Figura 12, ou vice-versa, situação (b) da mesma figura.



**Figura 12 – Evaporadores de carcaça e tubos (a e b) e de placas (c) (adaptado de Stoecker W. F., 1998)**

Nos evaporadores de placas o refrigerante e o fluido a arrefecer circulam em contra fluxo, como observável na situação (c) da Figura 12. Apresentam características flexíveis, uma vez que permitem alterar a taxa de transferência de calor através da remoção ou adição de placas.

Os evaporadores inundados fazem uso de mais refrigerante do que aquele que conseguem evaporar, isto é, o refrigerante após passar pelo evaporador vai se encontrar em estado de vapor húmido, sendo que ambas as fases são separadas no mesmo depósito que recebe o refrigerante, seguindo o vapor para o compressor e o líquido para o evaporador. A entrada de fluido refrigerante é controlada através de uma válvula de nível, que permite a entrada de refrigerante em função da quantidade evaporada. A circulação de refrigerante associada a este tipo de evaporadores pode ser realizada de modo natural ou forçado, recorrendo à diferença de pressões provocadas pela coluna de líquido ou a sistemas mecânicos, nomeadamente bombas de circulação. Apresentam ainda como vantagens o facto de a superfície interna do evaporador se encontrar completamente molhada, o vapor à entrada do compressor se encontrar no estado saturado ou ligeiramente sobreaquecido e o vapor formado no sistema de expansão é diretamente removido no depósito associado ao evaporador, não chegando a passar no evaporador. Porém, estes sistemas apresentam um custo de investimento superior aos restantes evaporadores e necessitam de mais refrigerante (Afonso, 2013).



**Figura 13 – Evaporador inundado, circulação por convecção natural (adaptado de HVAC Specialists, 2011).**

Um dos problemas que surge nos evaporadores é a formação de gelo, devido à superfície do evaporador se encontrar a temperaturas inferiores ao espaço. O gelo atua como uma camada de isolamento, diminuindo a transferência de calor entre o espaço a arrefecer e o fluido refrigerante (Dinçer, 2003). O descongelamento deve ser promovido para manter a eficiência de permuta nos níveis mais elevados possíveis. Assim, pode-se recorrer a diferentes técnicas de descongelamento, através de ar, resistências elétricas, água e com gás quente (Afonso, 2013).

Pinto (2015) procurou efetuar a caracterização do parque nacional de refrigeração em setores de atividade para os quais o frio industrial é crítico, um dos levantamentos efetuados foi relativo aos métodos de descongelamento usados pelas empresas em estudo. Num universo de 83 empresas, o autor concluiu que as técnicas mais empregues eram a utilização de resistências elétricas (51,8 %) e de gás quente (34,9 %).

### **2.2.6.2. Compressores**

Nos ciclos de refrigeração os compressores apresentam duas funções principais. Uma das funções consiste em fazer circular o fluido refrigerante. A segunda função passa pelo aumento da pressão do fluido de trabalho e, simultaneamente, pelo aumento da temperatura do fluido, garantindo que, através do diferencial de pressões criado no sistema, o fluido refrigerante tem a capacidade de circular no sistema de refrigeração e de manter as condições desejadas de pressão e temperatura no evaporador (Dinçer, 2003).

Os compressores podem ser agrupados em duas categorias e, por sua vez, estas categorias podem ser subdivididas em diferentes grupos (Afonso, 2013):

- Volumétricos ou de deslocamento positivo:
  - Alternativos;
  - Rotativos:
  - Parafuso;
  - Scroll.
  
- Roto-dinâmicos ou de deslocamento cinético.
  - Centrífugos;
  - Axiais.

Os compressores de ambas as categorias podem ser ainda classificados em herméticos (Figura 14), semi-herméticos (Figura 15) ou abertos (Figura 16), dependendo da construção dos mesmos (Dinçer, 2003).



**Figura 14 – Compressor to tipo hermético**  
(██████, s.d.)



**Figura 15 – Compressor alternativo do tipo aberto**  
(██████, s.d.)

De acordo com ██████, s.d., os compressores de pistão compactos e semi-herméticos de uso universal são indicados para vários frigorigéneos, sendo otimizados para trabalhar a baixas temperaturas. Enquanto que os compressores de parafuso são próprios para uso industrial em grupos de refrigeração de líquido e bombas de aquecimento.



**Figura 16 – Corte de compressor alternativo semi-hermético (adaptado de [REDACTED], 2016)**

Por sua vez, os compressores herméticos do tipo *Scroll* são utilizados sobretudo em aplicações de ar condicionado e bombas de aquecimento, apresentando elevada capacidade de refrigeração e confiabilidade, além de elevada eficiência energética e reduzida emissão de ruído ([REDACTED], s.d.).

Pinto (2015) aferiu que das 24 empresas que disponibilizaram dados sobre o tipo de compressores utilizados nas suas instalações, 12 possuíam compressores alternativos, 10 possuíam compressores de parafuso e as restantes apresentavam ambos os sistemas.

### **2.2.6.3. Condensadores**

Os condensadores são equipamentos que permitem a transferência de calor (rejeição do calor) entre o fluido frigorigéneo e o ambiente exterior, operando de forma inversa ao evaporador. O fluido sofre uma mudança de estado durante a troca de calor, passando do estado gasoso para líquido, o processo ocorre a pressões elevadas. Estes equipamentos classificam-se, em geral, em função do tipo de fluido utilizado para o seu arrefecimento.

Assim, podemos classificar os condensadores em três tipos principais (Dinçer, 2003):

- Arrefecido a ar (Figura 17 (a));
- Arrefecido a água (Figura 17 (b));
- Evaporativos (Figura 17 (c)).

Segundo Pinto, 2015, 67 % das empresas inqueridas à data (35 empresas) utilizavam condensadores arrefecidos a ar.

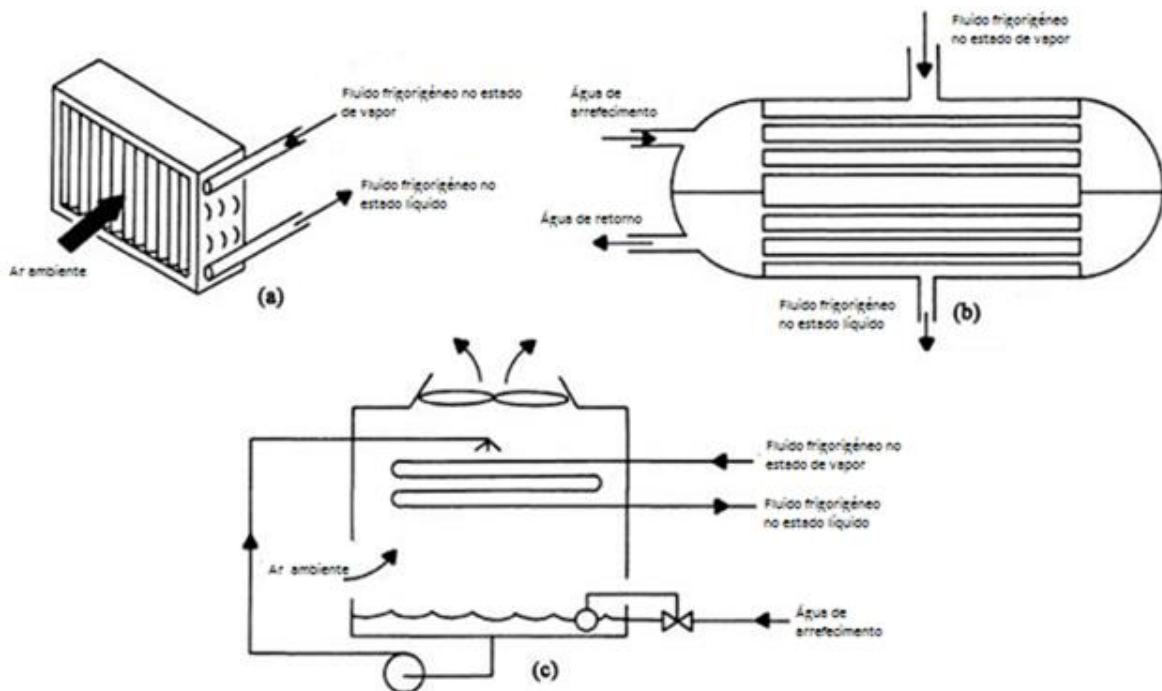


Figura 17 – Representação esquemática dos três tipos de condensadores mencionados. (a) arrefecido a ar; (b) arrefecido a água; (c) evaporativo (adaptado de Stoecker & Jabardo, 2002)

#### 2.2.6.4. Sistemas de Expansão

O fluido refrigerante após sair do condensador passa por um sistema de expansão, reduzindo a sua pressão até à pressão de evaporação do fluido. Assim, o sistema de expansão, aliado ao compressor, permite reduzir a pressão entre o circuito de alta (condensador) e o de baixa pressão (evaporador), de forma a que a mudança de fase do fluido de trabalho no evaporador se processe a baixa temperatura, permitindo ainda regular o caudal do fluido refrigerante no evaporador (Afonso, 2013).

Os sistemas de expansão mais comuns são (Afonso, 2013):

- Tubo capilar - Os tubos capilares são a forma mais simples e económica de controlar o caudal de fluido refrigerante que chega ao evaporador (Dinçer, 2003). O refrigerante começa a evaporar devido à queda de pressão causada pela redução do diâmetro e pelo atrito, gerando uma mistura de líquido e vapor. O aumento do volume da mistura de líquido e vapor causa mais estrangulamento e restrição ao fluxo – controlando assim o caudal de fluido que passa no tubo capilar (██████, s.d.);
- Válvulas de expansão termostática – Estas válvulas mantêm um grau de superaquecimento na saída do evaporador, evitando a presença de líquido no

compressor, uma vez que impedem a passagem de fluido frigorífero caso detetem que este não se encontre totalmente na fase de vapor após a saída do evaporador. São normalmente utilizadas na refrigeração comercial (██████, s.d.);

- Válvulas de expansão eletrónica – Utilizam um transdutor de pressão e sensor de temperatura à saída do evaporador para regular o caudal de fluido frigorífero que passa na válvula através do acionamento de um motor de passo que regula a abertura desta garantindo que a temperatura do fluido à saída do evaporador é a pretendida (██████, s.d.);
- Válvulas automáticas – Permitem manter uma pressão constante e, como tal, manter a temperatura constante no evaporador (██████, s.d.);
- Válvulas de flutuador – São normalmente utilizadas nos evaporadores inundados e de carcaça e tubos, onde é necessário a manutenção do nível de fluido frigorífero. As oscilações sofridas pelo flutuador conectado à válvula, fazem com que esta se feche ou abra, controlando o caudal de frigorífero (Afonso, 2013).

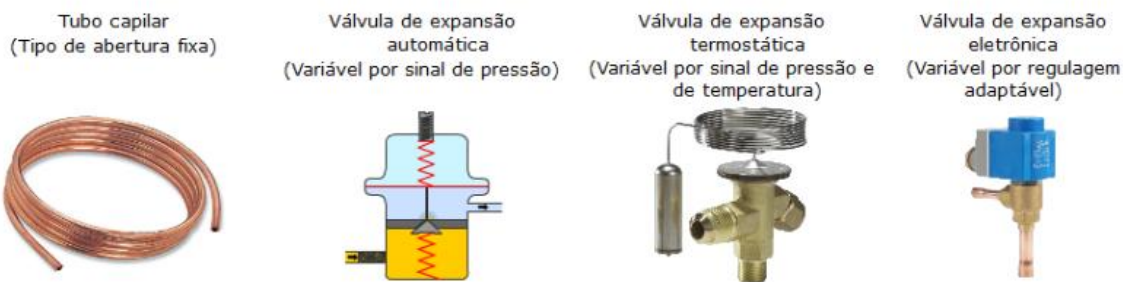


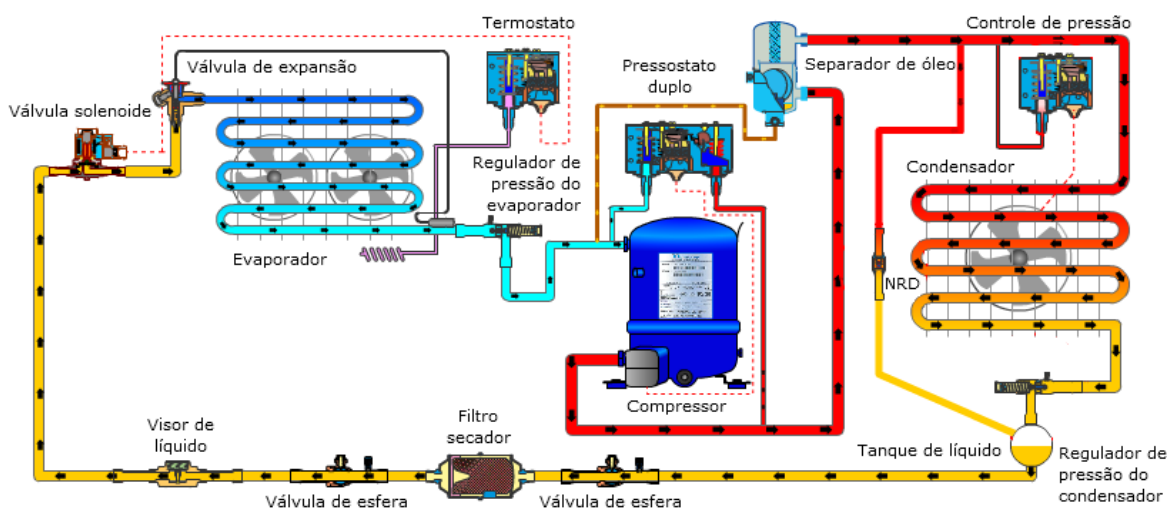
Figura 18 – Sistemas de expansão (██████, s.d.)

#### 2.2.6.5. Outros Componentes

Para além dos componentes essenciais expostos anteriormente, existem ainda outros componentes que permitem garantir uma maior eficiência e durabilidade das instalações, nomeadamente (Afonso, 2013):

- Depósito de líquido – Complemento ao condensador, que permite armazenar o fluido frigorífero, garantindo ainda que exista sempre fluido no estado líquido à entrada da válvula de expansão;
- Separador de óleo – Permite reter óleo de lubrificação do compressor que tenha sido arrastado pelo fluido frigorífero, protegendo os restantes componentes do sistema;
- Arrefecedor de óleo – Consiste num permutador de calor arrefecido a água ou gás destinado a arrefecer o óleo que está a ser utilizado pelo compressor;

- Filtros e secadores – Têm a finalidade de reter partículas de material que possam ser libertadas devido à operação do compressor e de absorver humidade que circule no sistema;
- Visores de líquido – As suas funções principais passam por verificar o correto carregamento da instalação com fluido frigorífero, o fluxo de caudal, verificar o nível de líquido no depósito do condensador e no depósito de óleo e, quando providos de um anel sensitivo, permitem detetar a presença de humidade ou contaminações no sistema;
- Manómetros – Permitem verificar a pressão nos pontos de instalação e, conseqüentemente, o estado de funcionamento do sistema;
- Válvulas – As válvulas de corte facilitam as ações de intervenção na instalação, enquanto que as válvulas solenoides são normalmente utilizadas em instalações com mais do que um evaporador (efetuam o seccionamento dos evaporadores);
- Termostatos - Regulam o funcionamento do compressor com o objetivo de manter a temperatura desejada no evaporador e na câmara frigorífica;
- Pressostatos – Protegem o compressor caso a pressão de evaporação ou de condensação desçam ou subam demasiado, respetivamente, limitando a pressão mínima de evaporação e a pressão máxima de condensação;
- Sistemas de controlo e monitorização – Possibilitam o aumento da eficiência das instalações, uma vez que permitem controlar vários componentes e estabelecer condições de funcionamento de acordo com as necessidades da instalação;
- Tubagem – São as vias de ligação entre os vários componentes.



**Figura 19 – Representação esquemática e localização dos componentes numa máquina frigorífica ( [REDACTED], s.d.)**

### 2.3. Câmaras Frigoríficas

As câmaras frigoríficas são formadas por construções específicas, nomeadamente a nível de isolamento, com a finalidade de armazenar alimentos frescos, congelados ou pré-refrigerados, conservando-os de forma controlada, através da utilização de sistemas de produção de frio. São ainda utilizadas para efetuar o processamento de alimentos e o seu embalamento (██████, s.d.).

O isolamento é essencial ao bom funcionamento das instalações devendo ser otimizado de forma a minimizar os custos de operação, sem majorar de forma desmedida o custo de investimento. Nas câmaras modulares os painéis apresentam já sistemas de fácil fixação e montagem, a fim de diminuir as pontes térmicas ao longo da envolvente, como observável na Figura 20. Podemos, ainda, considerar os seguintes valores relativos aos fluxos unitários através da envolvente, aquando da seleção dos painéis (Afonso, 2013):

- Câmaras para a conservação de produtos refrigerados e túneis de congelação funcionando em regime variável (por ciclos):  $10,5 \text{ W m}^{-2}$ ;
- Câmaras para a conservação de produtos congelados:  $8 \text{ W m}^{-2}$ ;
- Instalações de congelação (regime permanente):  $7 \text{ W m}^{-2}$ .

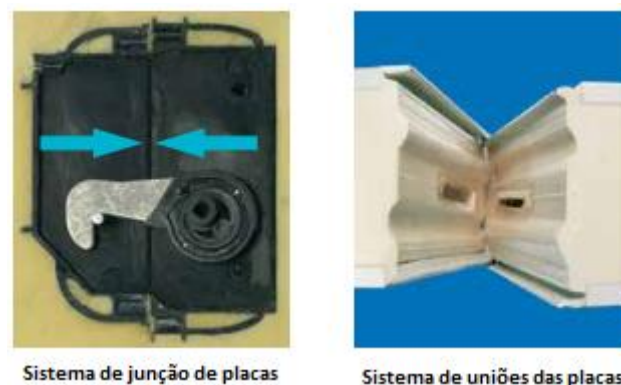


Figura 20 – Sistema de união de placas (adaptado de ██████, s.d.)

As câmaras frigoríficas podem ainda ser classificadas como câmaras modulares (Figura 21), câmaras em alvenaria e câmaras especiais com funções específicas (Monteiro, 2016), sendo que o presente trabalho tem como objetivo ser aplicado ao primeiro tipo de câmaras, isto é, às câmaras modulares.



**Figura 21 – Exemplo de uma câmara modular ( [REDACTED], s.d.)**

O objetivo principal das câmaras frigoríficas consiste em influenciar, gerir e controlar os seguintes processos no sentido de manter um alto nível de qualidade dos alimentos ([REDACTED], s.d.):

- Processo microbiológico nos produtos armazenados – Limitar o crescimento de micro-organismos;
- Processo químico nos produtos armazenados – Evitar a oxidação e a hidrólise do produto;
- Nível de humidade dentro da câmara frigorífica – Evitar a desidratação dos produtos alimentares;
- Velocidade da circulação do ar dentro da câmara – Assegurar uma correta transferência de calor e baixa desumidificação;
- Controlo da atmosfera da câmara frigorífica – Reduzir o processo de respiração e de decomposição do produto, através da adequação do nível de CO<sub>2</sub>;
- Processo de arrefecimento – Manutenção da temperatura dentro do espaço;
- Tempo de armazenamento – Corretas condições de refrigeração permitem aumentar o tempo de armazenamento de alguns produtos.

Os equipamentos de frio, nomeadamente as câmaras frigoríficas podem ainda ser classificadas em função das temperaturas de serviço, em que (Monteiro, 2016):

- Alta Temperatura (AT): +27 °C / +17 °C;
- Média Temperatura (MT): +17 °C / -10 °C;
- Baixa Temperatura (BT): -10 °C / -40 °C.

O programa de cálculo das cargas térmicas desenvolvido tem como objetivo determinar as cargas térmicas associadas a câmaras de conservação (positiva e negativa) e congelação, situando-se nas gamas de média e baixa temperatura.

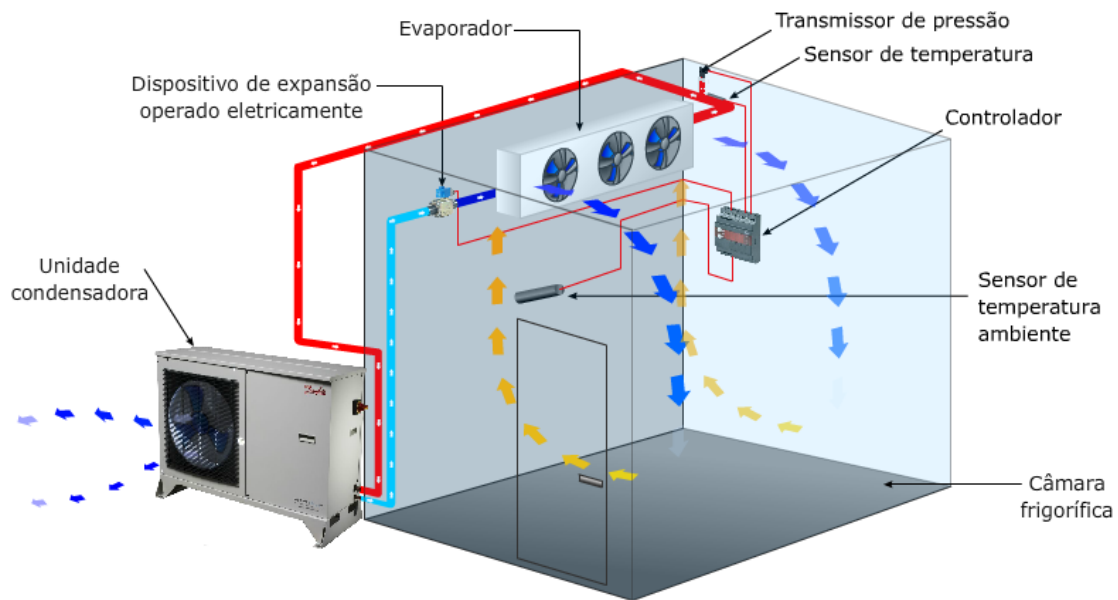


Figura 22 – Representação de uma câmara frigorífica (██████, s.d.)

Os equipamentos de frio associados às câmaras frigoríficas podem apresentar características modulares e, como tal, podem ser divididos em unidades compactas, em unidades de condensação ou centrais de frio, de modo a facilitar o processo de instalação e seleção de componentes. No âmbito do presente trabalho não é de interesse a exploração das centrais de frio, consequentemente, segue-se apenas uma breve exposição às unidades compactas e às unidades de condensação.

As unidades compactas conjugam todos os elementos num único bloco, possibilitando a sua instalação de forma rápida e fácil. Em geral, são utilizadas em câmaras frigoríficas de tamanho inferior a 30 m<sup>3</sup>, refrigerando, normalmente, uma zona única (██████, s.d.). A Figura 23 mostra um exemplo de uma unidade compacta.



Figura 23 – Exemplo de uma unidade compacta (██████████, s.d.)

As unidades condensadoras são compostas por um compressor e um condensador assentes numa estrutura, sendo apenas necessário conectá-las ao evaporador e ao sistema de expansão, podem ainda ser compostas por mais componentes, dependendo das opções de compra do cliente. Algumas podem apresentar potências de refrigeração superiores a 100 kW e podem incorporar mais do que um compressor (Hundy, Trott, & Welch, 2016). Este tipo de unidade ilustra-se na Figura 24.

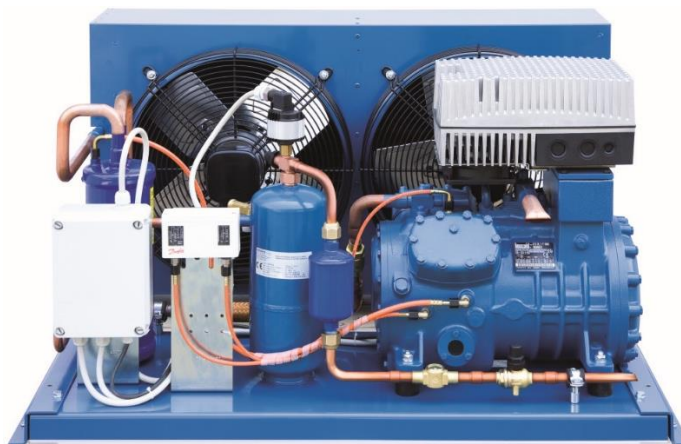


Figura 24 – Exemplo de uma unidade de condensação (██████████, 2017)

No capítulo 3 serão expostas as metodologias de projeto das câmaras frigoríficas, assim como o modelo matemático associado.

## 2.4. Fluidos Frigorígenos

Os fluidos frigorígenos são responsáveis pela absorção e rejeição do calor durante o ciclo de refrigeração, através do evaporador e do condensador, respetivamente. Podemos classifica-los como um vetor de transporte que permite mover o calor que está em excesso dentro de um espaço para um outro espaço, isto quando se trata de um processo de

arrefecimento. Este processo de transferência ocorre através das mudanças de fase sofridas pelo fluido de trabalho (Dinçer, 2003).

Apesar de em teoria qualquer fluido poder ser utilizado como frigorigéneo, na prática existem critérios que devem ser cumpridos (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012):

- O calor latente de vaporização dos frigorigéneos deve ser o mais elevado possível;
- Não devem ser prejudiciais ao ambiente, nem às pessoas;
- Devem ser selecionados de acordo com as temperaturas de operação dos permutadores de calor (condensador e evaporador);
- As pressões de operação não devem ser demasiado elevadas, para evitar o aumento das dimensões dos componentes do sistema de refrigeração.

#### **2.4.1. Breve História**

A evolução dos fluidos frigorigéneos pode ser dividida em gerações, tendo já sido referido na secção 2.2.1. alguns marcos importantes.

Segundo Calm (2008) a primeira geração de fluidos frigorigéneos consistia em utilizar aquilo que funcionasse e se encontrasse disponível, enquadrando-se nos anos de 1830 a 1930. Os fluidos de trabalho eram caracterizados por serem tóxicos, inflamáveis e, em alguns casos, altamente reativos, com exceção do CO<sub>2</sub>.

Já a segunda geração de fluidos, compreendida entre 1931 e 1990, caracterizou-se pela segurança e duração dos fluidos frigorigéneos. Os novos fluidos, designados por Freons, eram obtidos a partir dos hidrocarbonetos através da substituição dos átomos de hidrogénio por átomos de flúor e cloro, substituíram os que eram utilizados durante a primeira geração, com exceção do amoníaco que continuou e continua a ser utilizado em instalações frigoríficas industriais de grande escala (Afonso, 2013). Foi nesta geração que surgiram os Clorofluorocarbonetos (CFC's) e os Hidroclorofluorocarbonetos (HCFC's) (Calm, 2008).

A destruição da camada de ozono, relacionada com a libertação de CFC's, impulsionou uma nova geração, caracterizada por apresentar efeitos nulos sobre esta camada, forçada pelo Protocolo de Montreal. O Protocolo impôs ainda o abandono faseado dos fluidos com potencial de destruição da camada de ozono (PDO) (Afonso, 2013). Durante a 3ª geração (entre 1990 a 2010) surgem os Hidrofluorocarbonetos (HFC's) e são, novamente,

promovidos os fluidos naturais, nomeadamente, o amoníaco (NH<sub>3</sub>), o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), os hidrocarbonetos (HC's) e a água (H<sub>2</sub>O) (Calm, 2008).

Atualmente, os fluidos frigorigéneos encontram-se na 4<sup>a</sup> geração de desenvolvimento, movidos pelas contínuas preocupações ambientais, nomeadamente, com o aquecimento global. Assim, os fluidos sofrem novas limitações no que diz respeito ao seu potencial de aquecimento global (PAG). Novamente as imposições legais, como o novo Regulamento Europeu *F-Gas* ou o programa SNAP (*Significant New Alternatives Policy*) da agência de proteção ambiental dos Estados Unidos, abrem o caminho para o desenvolvimento de novos frigorigéneos como, por exemplo, as Hidrofluoroolefinas (HFO's) desenvolvidas pela [redacted] e [redacted] (Johnson, 2017) e voltam a dar relevo aos fluidos frigorigéneos naturais.

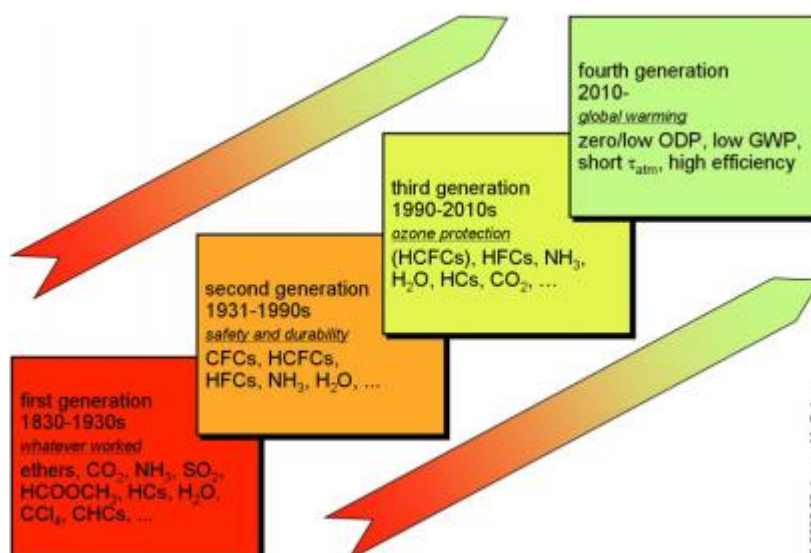


Figura 25 – Evolução dos fluidos frigorigéneos (Calm, 2008)

John Kerry, secretário de estado dos EUA (2013-2017), referiu durante a conferência de Kigali, no Ruanda o seguinte:

*"All of us here know that HFCs, which was supposed to be the solution, turned out not to be the solution. We replaced the ozone depleting substances, but we came to understand the hard way that HFCs may be safe for the ozone layer but they are disastrous for our climate, in many cases thousands of times more damaging than carbon dioxide."*

O discurso vai de encontro com a evolução registada na área dos fluidos frigorigéneos e com a aprendizagem que tem vindo a ser feita nesta área.

## 2.4.2. Fluidos Frigoríficos e o Meio Ambiente

O impacto dos fluidos refrigerantes no ambiente é contabilizado através de dois parâmetros (Afonso, 2013):

Potencial de Destruição do Ozônio (PDO ou ODP em inglês) – Este índice representa a razão entre o impacto de uma dada substância química no ozônio quando comparada ao impacto da mesma massa de R11. O R11 é a referência utilizada para classificar os restantes fluidos refrigerantes, tendo o valor de 1 (Afonso, 2013). Os átomos de cloro e de bromo presentes nos fluidos agem como catalisadores provocando a destruição da camada de ozônio (Mohanraj, Jayaraj, & Muraleedharan, 2009);

Potencial de Aquecimento Global (PAG ou GWP em inglês) – Este índice representa a massa de CO<sub>2</sub> necessária para absorver a mesma quantidade de radiação absorvida por um quilograma da substância em questão, num dado período de tempo, tendo sido fixado o valor de 1 para o CO<sub>2</sub> e para um horizonte de 100 anos (Afonso, 2013). O PAG pode ainda ser determinado de forma mais completa calculando o Impacto Total de Aquecimento Global (ITAG ou TEWI em inglês), que inclui não só os impactos diretos relacionados com as fugas de fluido refrigerante, para o ambiente, como também os impactos ao longo do ciclo de vida do fluido refrigerante (██████, 2017), podendo ser determinado recorrendo à equação 2.5 (Makhnatch & Khodabandeh, 2014).

$$ITAG = E_d + E_i = (PAG \times F_a \times T_{vida}) + (E_a \times \beta \times T_{oper}) \quad (2.5)$$

Onde,

- $E_d$  – Emissões diretas [ $kg_{CO_2 eq}$ ];
- $E_i$  – Emissões indiretas [ $kg_{CO_2 eq}$ ];
- $F_a$  – Taxa anual de fugas no sistema [ $kg$ ];
- $T_{vida}$  – Tempo de vida do sistema [anos];
- $E_a$  – Consumo energético [ $kWh \text{ ano}^{-1}$ ];
- $\beta$  – Fator de emissão de CO<sub>2</sub> por kWh [ $CO_2 kWh^{-1}$ ];
- $T_{oper}$  – Tempo de funcionamento do sistema [anos].

Nas emissões diretas são incluídas as fugas de fluido refrigerante que ocorrem durante a operação normal do sistema, fugas relacionadas com rutura do sistema, fugas ocorrentes

durante manutenções e, por fim, fugas no final do ciclo de vida do equipamento de frio. Estas fugas podem ser agrupadas originando uma taxa de fugas anual, com exceção das fugas associadas ao final do ciclo de vida (AIRAH, 2013). A Tabela 2 mostra as taxas de fuga anuais associadas aos diferentes tipos de equipamentos de refrigeração.

**Tabela 2 - Taxas de fuga anuais em função dos equipamentos (adaptado de AIRAH, 2012)**

Aplicações (Refrigeração)	Taxa anual de fugas (%)		
	Mínimo	Normal	Máximo
Sistema centralizado (Exemplo: Central de compressão de supermercados)	5%	Manutenção regular = 12,5%, caso contrário 15%	23%
<i>Chillers</i> (Exemplo: Instalações de frio, processos de refrigeração)	5%	7%	16%
Unidades de condensação (Exemplo: Câmaras frigoríficas)	5%	Manutenção regular = 12,5%, caso contrário 15%	23%
Unidades compactas	-	2%	-
Transporte rodoviário	15%	20%	23%
Transporte marítimo	20%	30%	40%

Quanto às fontes indiretas, estas relacionam-se com as emissões associadas à energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração. Para isso são utilizados fatores de conversão ( $\beta$ ), que permitem calcular a quantidade de CO<sub>2 eq</sub> originada pela produção de energia elétrica necessária para o funcionamento do equipamento (AIRAH, 2012).

A título de exemplo o ITAG do R290 é de 37.775 kg CO<sub>2 eq</sub>, cerca de 12,9 % inferior quando comparado ao R410a (Makhnatch & Khodabandeh, 2014).

Na Tabela 3 apresentam-se os valores de PAG para os fluidos frigorigéneos mais utilizados a nível nacional (segundo Pinto (2015) e Ferreira et al (2014)), sendo apresentados ainda os valores relativos aos fluidos naturais R290, R600a e R1270, realça-se que o PDO dos fluidos frigorigéneos presentes na Tabela 3 é nulo.

Tabela 3 – Valores de PAG de alguns frigorigéneos (Linde, 2017)

Fluido frigorigéneo	PAG	Fluido frigorigéneo	PAG
R290	3	R407c	1774
R1234yf	4	R410a	2088
R1270	2	R422d	2729
R134a	1430	R507a	3985
R152a	124	R600a	3
R404a	3922	R717	0

### 2.4.3. Tipos de Fluidos Frigorigéneos

A composição molecular de um fluido frigorigéneo varia de acordo com a sua aplicação, este facto aliado ao desenvolvimento tecnológico e aos problemas ambientais que têm sido detetados ao longo do tempo, tal como os referidos anteriormente, levam à existência de diversos tipos de frigorigéneos (InovEnergy, 2014). Estes fluidos frigorigéneos são designados por um código, que é formado pela letra R (*refrigerant*) como prefixo do seu número de classificação e pelos sufixos dos hidrocarbonetos e seus derivados, como explicado seguidamente (International Institute of Refrigeration):

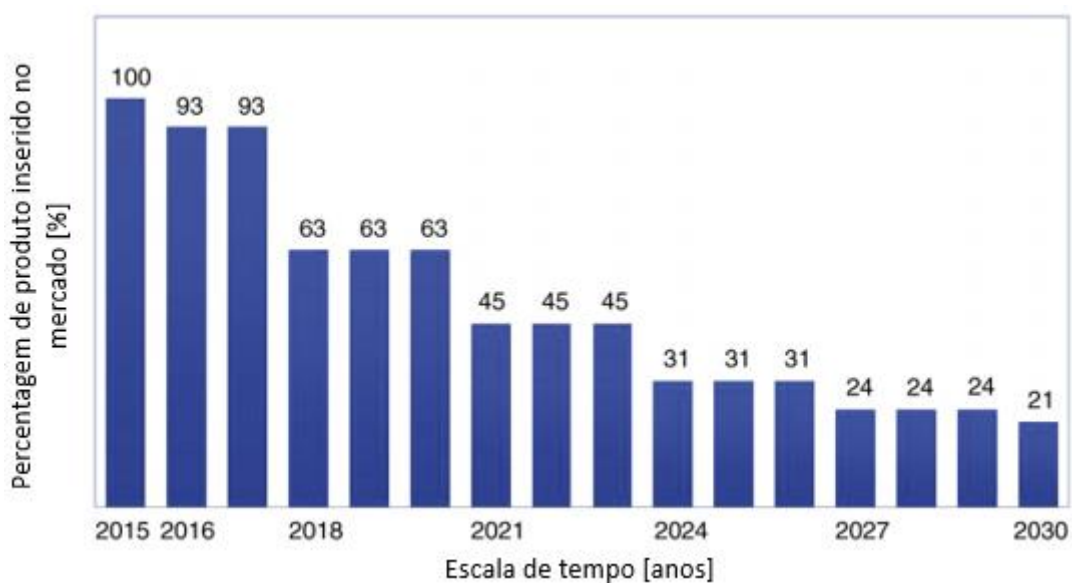
- O primeiro dígito à direita (ordem das unidades) corresponde ao número de átomos de floro (F);
- O segundo dígito à direita (ordem das dezenas) é um valor superior ao número de átomos de hidrogénio (H);
- O terceiro dígito à direita (ordem das centenas) é um valor inferior ao número de átomos de carbono (quando o dígito é zero omite-se da classificação);
- O quarto dígito à direita (ordem dos milhares) corresponde ao número de ligações não saturadas carbono-carbono (quando o dígito é zero omite-se da classificação).

Em seguida faz-se uma apresentação sumária dos vários tipos de fluidos frigorigéneos.

**Clorofluorocarbonetos (CFC's)** – Tratam-se de moléculas compostas por cloro, fluor e carbono. Atualmente a sua comercialização e produção foram proibidas devido aos efeitos nefastos sobre a camada de ozono (Afonso, 2013). Foram maioritariamente utilizados até meados da década de 1990 (██████████, 2014).

**Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's)** – Os HCFC's são uma forma adaptada dos CFC's só que parcialmente halogenados, em que alguns dos átomos de cloro são substituídos por átomos de carbono (Afonso, 2013). Os HCFC's permitiram substituir, de modo transitório, os CFC's (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012), reduzindo o cloro existente na atmosfera, responsável pela destruição da camada de ozono (InovEnergy, 2014), contudo apresentavam ainda um PDO superior a zero.

**Hidrofluorcarbonetos (HFC's)** – Os HFC's surgem da substituição total dos átomos de cloro por átomos de carbono (Afonso, 2013), anulando o PDO deste tipo de fluido. São utilizados em vários sectores e aplicações como fluidos frigoríficos para equipamentos de refrigeração, ar condicionado ou ainda bombas de calor, sendo, também, usados como agentes de expansão no fabrico de espumas, agentes extintores de incêndio, gases propulsores de aerossóis e solventes (InovEnergy, 2014). Apesar de serem um substituto ótimo dos CFC's e dos HCFC's no que diz respeito ao PDO, estes apresentam um elevado potencial de aquecimento global e, como tal, a sua introdução no mercado é limitada, assim como o nível de PAG que estes apresentam, como visível na Figura 26. (Hundy, Trott, & Welch, 2016).



**Figura 26 – Percentagem de HFC's (em CO<sub>2</sub> equivalente) que pode ser inserida no mercado, segundo o Regulamento Europeu de 2014 sobre os gases fluorados (Hundy, Trott, & Welch, 2016)**

**Hidrofluoroolefinas (HFO's)** – As HFO's são soluções que apresentam um PDO nulo e um PAG muito reduzido (██████, 2017), estando ao mesmo nível de alguns frigoríficos naturais. São compostos por átomos de hidrogénio, flúor e carbono, à semelhança dos

HFC's, mas apresentam pelo menos uma ligação dupla entre os átomos de carbono, tendo sido projetados como substituto do R134a nos sistemas de ar condicionado, do setor automóvel (■■■■, 2017).

**Misturas** – É possível conjugar diferentes fluidos frigorigêneos a fim de obter determinadas misturas, ajustando as propriedades do fluido resultante a uma determinada aplicação, garantindo melhores performances ou menores toxicidades. As misturas azeotrópicas são compostas por duas substâncias que não podem ser separadas por meio de destilação (Dinçer, 2003), comportando-se como substâncias puras, não existindo variação da temperatura durante a mudança de estado, enquanto que nas misturas zeotrópicas existe variação da temperatura (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012).

As misturas azeotrópicas são classificadas com um número pertencente à série dos 500. Quanto às misturas zeotrópicas, estas são classificadas com um número pertencente à série dos 400, o número representa quais os fluidos frigorigêneos que estão presentes na mistura, mas não a quantidade de cada um. Para diferenciar as misturas zeotrópicas que contém os mesmos fluidos frigorigêneos, mas em diferente quantidade, é adicionada uma letra maiúscula ao final do número. Por exemplo, R407A (R32/R125/R134a (20/40/40)) e R407B (R32/R125/R134a (10/70/20)) (International Institute of Refrigeration, s.d.).

**Naturais** – O termo fluidos frigorigêneos naturais é usado para classificar as substâncias não sintéticas que ocorrem em processos bioquímicos naturais, ao contrário dos frigorigêneos fluorados que são obtidos quimicamente. Estes fluidos não apresentam PDO e apresentam um baixo PAG ou até mesmo nulo, no caso do amoníaco, da água e do ar (Skacanova, 2016). Apesar destes frigorigêneos apresentarem uma performance ambiental superior aos restantes fluidos, apresentam também outros problemas de ordem técnica, nomeadamente problemas de corrosão, toxicidade, altas pressões, inflamabilidade e em alguns casos baixas eficiências de operação (ASHRAE, 2011). Pode-se ainda dividir os fluidos naturais em: fluidos inorgânicos e orgânicos (Hidrocarbonetos) (Afonso, 2013). Os fluidos inorgânicos são classificados com um número pertencente à série dos 600, enquanto que os compostos orgânicos detêm um número da série dos 700.

- **Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>)** – O CO<sub>2</sub> é um fluido frigorigêneo natural caracterizado pela sua ausência de toxidade e flamabilidade. Os ciclos frigoríficos que usam este fluido operam a pressões mais elevadas que os restantes frigorigêneos, necessitando

de componentes especiais (Skacanova, 2016). O facto de serem necessárias elevadas pressões de trabalho faz com que estes ciclos se tornem termodinamicamente ineficientes (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012). O código de identificação do CO<sub>2</sub> é R744;

- **Amoníaco (NH<sub>3</sub>)** – Apresenta um valor nulo de PDO e PAG, assim como uma curta vida atmosférica, não produzindo qualquer produto adicional ou de decomposição com efeito negativo sobre o ambiente. Porém, apresenta uma elevada toxicidade (Skacanova, 2016). Os sistemas a amoníaco são amplamente utilizados em grandes instalações de baixa temperatura e o seu código de identificação é o R717 (uma vez que a massa molecular do NH<sub>3</sub> é 17);
- **Hidrocarbonetos (HC's)** – Os hidrocarbonetos não danificam a camada de ozono e apresentam um baixo potencial de aquecimento global (inferior a 4). Apresentam excelentes propriedades termodinâmicas, sendo o seu maior desafio a inflamabilidade (Skacanova, 2016). Os frigorigéneos mais utilizados dentro desta categoria são o propano (R290), o butano (R600), o isobutano (R600a) e o propileno (R1270) (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012). A ASHRAE Standard 32 classifica estes fluidos como A3, correspondendo ao maior nível de inflamabilidade (Classe 3) e ao menor nível de toxicidade (Classe A) (ASHRAE, 2013). São ainda compatíveis com a maior parte dos lubrificantes utilizados na refrigeração, excetuando os lubrificantes que contém silicone e silicato (Shecco, 2016);
- **Água (H<sub>2</sub>O)** – A água é um dos mais antigos fluidos frigorigéneos utilizados na refrigeração (Skacanova, 2016). Contudo a água não é adequada aos ciclos de compressão de vapor, tornando as suas aplicações mais raras (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012). O código de identificação é o R718;
- **Ar** – Os sistemas que utilizam o ar como frigorigéneo apresentam baixo COP, todavia têm como vantagem apresentarem um peso inferior relativamente aos restantes sistemas, levando-os a ser maioritariamente utilizados nas aeronaves (Afonso, 2013). O número de identificação associado é o R729.

O conhecimento da classificação de segurança dos fluidos frigorigéneos é essencial para que exista um projeto correto e uma exploração segura da instalação. A ASHRAE define a classificação em função dos seguintes parâmetros (Afonso, 2013),

- Relativamente à toxicidade:
  - Grupo A: conjunto de fluidos que não evidencie níveis de toxicidade quando a sua concentração for inferior a 400 partes por milhão (ppm);
  - Grupo B: conjunto de fluidos que evidencie níveis de toxicidade quando a sua concentração for inferior a 400 ppm.
  
- Relativamente à inflamabilidade:
  - Grupo 1: conjunto de fluidos que não evidenciem propagação da chama quando testados no ar a 21 °C e 101 kPa;
  - Grupo 2: conjunto de fluidos que têm um limite inferior de inflamabilidade superior a 0,10 kg m<sup>-3</sup> a 21 °C e 101 kPa e com um poder calorífico inferior a 19 kJ kg<sup>-1</sup>;
  - Grupo 3: conjunto de fluidos que possuem uma alta inflamabilidade, quando estes apresentam um limite inferior de inflamabilidade inferior a 0,10 kg m<sup>-3</sup> a 21 °C e 101 kPa e com um poder calorífico igual ou maior a 19 kJ kg<sup>-1</sup>.

A Tabela 4 apresenta um resumo das classificações para os principais fluidos frigorigéneos naturais.

**Tabela 4 – Tabela resumo com a classificação dos principais frigorigéneos naturais (ASHRAE, 2013)**

<b>Fluido frigorigéneo</b>	<b>Classificação de toxicidade</b>	<b>Classificação de inflamabilidade</b>
R290	Classe A	Classe 3
R600a	Classe A	Classe 3
R717	Classe B	Classe 2
R718	Classe A	Classe 1
R744	Classe A	Classe 1
R1270	Classe A	Classe 3

Os Hidrocarbonetos não são adequados para soluções de *retrofit* de sistemas que façam uso de frigorigéneos da classe A1, sendo necessário efetuar algumas substituições dos componentes do sistema, bem como proceder a alterações do mesmo, de forma a que o sistema possa responder de forma segura às propriedades inflamáveis apresentadas por estes frigorigéneos (AIRAH, 2013).

## **2.5. Legislação e Normas relativas aos Fluidos Frigorigéneos**

No presente subcapítulo encontra-se exposta a legislação e normas de interesse relacionadas com os fluidos frigorigéneos.

### **2.5.1. Legislação**

Atualmente, os CFC's e os HCFC's são proibidos pelo Regulamento (CE) n.º 2037/2000 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 29 de junho (Decreto-Lei n.º 152/2005, 2005).

Em 2014, o Regulamento n.º 517/2014 foi introduzido pelo Parlamento Europeu, a fim de reduzir a utilização de gases fluorados com elevado PAG na União Europeia, nomeadamente os HFC's, em ordem a limitar as alterações climáticas (Sánchez, et al., 2016). A redução das quantidades de HFC's é imposta através da limitação das importações ou das produções destes fluidos frigorigéneos, reduzindo a sua venda e, conseqüentemente, a diminuição das emissões de gases com efeito de estufa (GEE) relacionados com os HFC's (COM 748, 2016).

O Regulamento define quotas para os HFC's colocados no mercado, sendo que em 2030 a quantidade máxima destes gases deverá ser de 21 % em relação à média de HFC's colocados no mercado durante o período de 2009 a 2012 (Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia, 2014).

Outro aspeto importante do Regulamento é a regulação do PAG máximo que os hidrofluorcarbonetos podem apresentar.

No propósito deste trabalho é importante expor as limitações existentes na utilização de gases fluorados em frigoríficos e congeladores (hermeticamente fechados) de utilização comercial. De notar que um equipamento hermeticamente fechado apresenta todas as partes, que contém gases fluorados, estanques por meio de soldadura, de abraçadeiras ou de ligações permanentes semelhantes, que podem incluir válvulas cobertas ou orifícios de saída cobertos que permitam uma correta reparação ou eliminação, e que tenham uma taxa de fuga comprovada inferior a três gramas por ano sob uma pressão mínima equivalente a um quarto da pressão máxima permitida (Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia, 2014). A Figura 27 apresenta as proibições de HFC's com PAG superior ou igual a 2500 após 2020 e PAG superior ou igual a 150 após 2022.

Produtos e equipamentos		Data de proibição
Quando for o caso, e como previsto no artigo 2.º, ponto 6, calcula-se PAG das misturas que contêm gases fluorados com efeito de estufa conforme descrito no Anexo IV		
11. Frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados)	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 2 500	1 de janeiro de 2020
	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2022

**Figura 27 – Datas de proibição de HCF utilizados nos frigoríficos e congeladores comerciais (Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia, 2014)**

Assim, o Regulamento (EU) n.º 517/2014 reafirma a importância da presente dissertação, relativamente à adoção de fluidos frigorigéneos naturais nas câmaras frigoríficas que vão sendo projetadas pela SKK<sup>®</sup>, ajudando a empresa a se manter a par das alterações legislativas e a encontrar a melhor forma de responder aos desafios legais.

Portugal não apresenta restrições sobre a utilização de fluidos frigorigéneos naturais, tendo como exigência que sejam adotadas medidas que permitam garantir a segurança no trabalho (Almeida, 2016). Este facto é confirmado pelo Relatório da Comissão Europeia que não detetou entraves nas informações comunicadas por Portugal sobre legislação, normas e códigos nacionais relevantes nesta área (COM 749, 2016). Na Tabela 5 encontram-se expostas diretivas europeias que permitem assegurar uma utilização segura dos fluidos frigorigéneos naturais.

**Tabela 5 – Legislação da UE com importância para a manipulação segura de fluidos frigorigéneos alternativos aos gases fluorados com efeito de estufa (COM 748, 2016)**

<b>Categoria</b>	<b>Legislação da UE</b>
Pressão	Diretiva 97/23/CE relativa aos equipamentos sob pressão (e Diretiva 2014/68/EU (reformulação)).
Inflamabilidade / Atmosferas explosivas	ATEX 95 – Diretiva 2014/34/EU relativa a atmosferas explosivas; ATEX 137 – Diretiva 1999/92/CE relativa às prescrições mínimas destinadas a promover a melhoria da proteção da segurança e da saúde dos trabalhadores suscetíveis de serem expostos a riscos derivados de atmosferas explosivas.
Saúde e segurança	Diretiva 89/391/CEE – Diretiva-Quadro Segurança e Saúde no Trabalho (SST).
Segurança dos produtos	Diretiva 2006/95/CE (e Diretiva 2014/35/EU (reformulação)) – Diretiva Baixa Tensão; Diretiva 2004/108/CE (e Diretiva 2014/30/EU (reformulação)) – Diretiva Compatibilidade Eletromagnética; Diretiva 2006/42/CE – Diretiva Máquinas.

### 2.5.2. Normas

A utilização de fluidos frigorigéneos com propriedades inflamáveis, em especial os de classe 3, faz com que sejam necessárias condições de segurança adicionais, de modo a salvaguardar as instalações e os seus utilizadores.

A nível Europeu, os equipamentos frigoríficos a operarem com HC's estão sujeitos a requisitos relacionados com a carga de frigorigéneo utilizado na instalação, através da norma EN 378 (equivalente à ISO 5149), relativas aos equipamentos comerciais e industriais (Peixoto, 2008), uma vez que estes podem levar a riscos de rotura de peças ou explosões e a inflamação ou combustão do fluido frigorigéneo libertado com o conseqüente risco de incêndio (NP EN 378-1, 2013).

A norma EN 378 restringe a carga de fluido frigorigéneo (Tabela 6) em função do tipo de pessoas que acedem ao local onde está instalado o equipamento de frio, à localização do mesmo e, ainda, em função do produto entre o limite prático de concentração de fluidos e o volume do espaço refrigerado (Equação 2.6).

Assim, a ocupação é classificada do seguinte modo:

- Ocupação geral (Classe X) – Local onde poderão dormir pessoas ou onde o número de pessoas presentes não é controlado ou ao qual qualquer pessoa tem acesso sem ter conhecimentos sobre as medidas de segurança;
- Ocupação supervisionada (Classe Y) – Locais, partes de edifícios onde apenas um número limitado de pessoas se poderá juntar e das quais algumas delas devem estar ao corrente das medidas gerais de segurança do local;
- Operação exclusiva por pessoas com acesso autorizado (Classe Z) – Locais não acessíveis a público, aos quais apenas tem acesso pessoal autorizado que deve obrigatoriamente estar ao corrente das medidas gerais de segurança do estabelecimento.

Por sua vez, a localização dos sistemas frigoríficos é classificada do seguinte modo:

- Tipo 1 – Em local ocupado e salas de máquinas ocupadas por pessoas;
- Tipo 2 – Compressor e reservatório de líquido em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre;
- Tipo 3 – Todas as partes contendo fluido frigorígeno em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre.

A carga máxima de fluido frigorígeno ( $C_{m\acute{a}x}$ ) é ainda determinada recorrendo à equação 2.6.

$$C_{m\acute{a}x} = L_p \times V_s \text{ [kg]} \quad (2.6)$$

Em que,

- $L_p$  – Limite prático de concentração dos fluidos [ $kg m^{-3}$ ];
- $V_s$  – Volume do espaço climatizado ou refrigerado [ $m^3$ ].

O limite prático de concentração inflamável dos fluidos ( $L_p$ ) é determinado como sendo 20 % do limite inferior de inflamabilidade do fluido frigorígeno em causa. No caso do R290 e do R1270 o limite prático de concentração é de  $0,008 kg m^{-3}$ , enquanto que para o R600a é de  $0,011 kg m^{-3}$  (NP EN 378-1, 2013).

Tabela 6 – Carga máxima de fluido refrigerante (adaptado de NP EN 378-1, 2013)

Tipo de ocupação	Localização da instalação frigorífica	
	Tipo 1 e 2	Tipo 3
<b>Classe X</b>	<p>Sistemas de ar condicionado e bombas de calor para conforto humano; todos os restantes sistemas frigoríficos <b>do tipo selado</b>.</p> <p><math>C_{m\acute{a}x} \leq 1,5 \text{ kg}</math></p>	<p>Sistemas de ar condicionado e bombas de calor para conforto humano; todos os restantes sistemas frigoríficos <b>do tipo selado</b>.</p> <p>Quando abaixo do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 1 \text{ kg}</math></p> <p>Quando acima do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 5 \text{ kg}</math></p>
<b>Classe Y</b>	<p>Sistemas de ar condicionado e bombas de calor para conforto humano; todos os restantes sistemas frigoríficos.</p> <p>Quando abaixo do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 1 \text{ kg}</math></p> <p>Quando acima do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 2,5 \text{ kg}</math></p>	<p>Sistemas de ar condicionado e bombas de calor para conforto humano; todos os restantes sistemas frigoríficos.</p> <p>Quando abaixo do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 1 \text{ kg}</math></p> <p>Quando acima do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 10 \text{ kg}</math></p>
<b>Classe Z</b>	<p>Sistemas de ar condicionado e bombas de calor para conforto humano; todos os restantes sistemas frigoríficos.</p> <p>Quando abaixo do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 1 \text{ kg}</math></p> <p>Quando acima do nível do piso térreo: <math>C_{m\acute{a}x} \leq 10 \text{ kg}</math></p>	

O relatório da Comissão Europeia defende que “as normas, os códigos e a legislação devem ser adaptados ao progresso tecnológico e, no âmbito da eliminação progressiva dos HFC’s e do Acordo de Paris, permitir a utilização de alternativas mais ecológicas onde for seguro fazê-lo” (COM 749, 2016). Esta estratégia pode ser observada através da norma EN 378,

que permite vários limites de carga, devendo, porém, ser sempre mantidos os níveis de segurança e os riscos num valor mínimo.

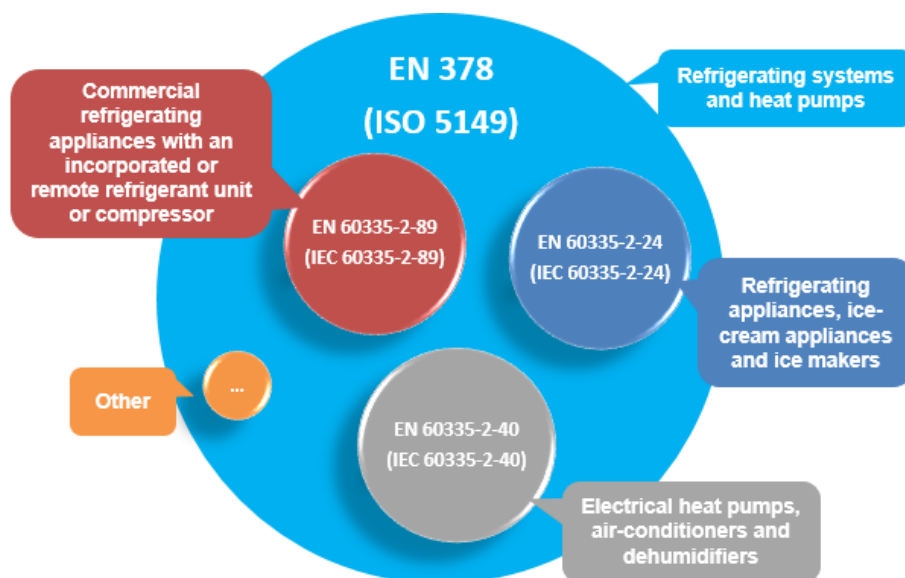
Verifica-se a nível internacional a existência da norma IEC EN 60335-2-89, que define requisitos de segurança para aparelhos de refrigeração comerciais (Tabela 7). A norma de produtos IEC, acima referida, prevalece sobre a norma EN 378, tal como referido no relatório da Comissão (COM 749, 2016), tratando-se de um obstáculo à utilização de hidrocarbonetos como fluido frigorigéneo, isto porque limita a carga máxima de fluido frigorigéneo a 150 gramas por cada circuito de frio, isto é, cada equipamento de frio pode ser constituído por vários circuitos, encontrando-se cada um deles limitado aos 150 gramas de carga. Porém, esta norma não se aplica às câmaras frigoríficas e, como tal, a carga máxima que é tida em conta, para este tipo de equipamentos, segue a norma EN 378 (IEC 60335-2-89, 2012).

**Tabela 7 – Síntese das normas a nível europeu relacionadas com aplicações no setor da refrigeração, ar condicionado, bombas de calor e espumas (adaptado de COM 749, 2016)**

<b>Norma</b>	<b>Objetivo</b>
EN 378: 2008	Sistemas frigoríficos e bombas de calor – requisitos de segurança e proteção ambiental. A norma EN 378 estabelece regras práticas para definir parâmetros importantes tais como a carga máxima de fluido frigorigéneo.
IEC EN 60335-2-89	Requisitos de segurança para aparelhos de refrigeração comerciais.
EN 1127-1	Atmosferas explosivas – prevenção e proteção contra explosão.
EN 60079	Requisitos para sistemas elétricos utilizados em atmosferas potencialmente explosivas; um amplo conjunto de normas, sendo algumas das quais muito relevantes para refrigeração, ar condicionado e bombas de calor.
EN 13463	Aparelhos não elétricos destinados a utilização em atmosferas explosivas.

A Figura 28 pretende ilustrar o facto de a norma EN 378 se tratar de uma norma genérica, enquanto que a IEC 60335 se subdivide em várias partes (mais de 100), atuando como uma norma de produtos, ganhando controlo sobre a EN 378. A IEC 60335 ao definir normas para

cada tipo de produtos especifica diferentes tipos de carga, em função do produto e da sua aplicação (Legrand, 2016).



**Figura 28 – Âmbito de atuação da norma EN 378 e das normas EN 60335 (Legrand, 2016)**

No caso de o sistema de frio ser do tipo selado e apresentar uma carga igual ou inferior a 150 gramas, faz com que não existam requisitos de segurança adicionais, isto ocorre vulgarmente nos frigoríficos e congeladores domésticos (AIRAH, 2013, e Corberán et al, 2008). Cargas superiores a este limite, contempladas na norma EN 378, já requerem outras condições de segurança, como a necessidade de sistemas de deteção de fuga de frigorigéneo, necessidade de exclusão de possíveis fontes de ignição à volta do sistema e requisitos mínimos de ventilação.

Ambas as normas descritas anteriormente se encontram em fase de revisão e, atendendo ao *lobby* existente junto da Comissão Europeia sobre o assunto (como exemplo a *European Environmental Citizens Organization for Standardisation*), é de esperar que sejam permitidos maiores limites de carga no futuro.



### 3. Metodologia de Projeto de Câmaras Frigoríficas

Os projetos das câmaras frigoríficas devem respeitar três pontos de vista distintos: o ponto de vista do usuário, o do projetista e o do investidor (Monteiro, 2016).

O projetista visa conceber, projetar, efetuar o balanço térmico e selecionar os equipamentos adequados que permitam responder às necessidades solicitadas por parte do utilizador, considerando ainda os custos de aquisição, funcionamento e manutenção, tornando aceitável a sua compra e exploração comercial (Monteiro, 2016).

A correta elaboração de um projeto depende da obtenção de informações corretas e precisas, que devem ser dadas pelo usuário. Porém, em pequenas aplicações, em especial quando são utilizadas câmaras modulares de pequena cubicagem, muitas vezes a utilização inicial deixa de ser verdadeira e, como tal, a câmara não irá apresentar a resposta para a qual foi projetada.

Podemos dizer que o balanço térmico é composto por duas categorias diferentes de cargas, uma vez que existem fatores externos e internos a influenciar o balanço final. Os fatores internos podem ser ainda repartidos consoante a sua relação com o produto a conservar.

Assim, podemos classificar como cargas externas todas as cargas térmicas relacionadas com a envolvente da câmara, como a renovação e as infiltrações de ar provocadas pelas aberturas das portas.

As cargas internas independentes do produto são, ou podem ser, originadas pela iluminação da câmara, pela entrada de pessoal de estiva, empilhadores e outros equipamentos que libertem calor, motoventiladores e sistemas de degelo, associados aos equipamentos de evaporação. Enquanto que, as cargas internas afetas ao produto são originadas pela alteração da temperatura do produto e pela respiração e transpiração do próprio produto, quando se tratam de produtos “vivos”, caso que se aplica às frutas e legumes, uma vez que o seu metabolismo continua ativo após a colheita.

### 3.1. Características do Local da Instalação

O local da instalação permite a obtenção das condições termo-higrométricas exteriores de projeto, encontrando-se expostas na Tabela 8.

**Tabela 8 – Condições exteriores de projeto (adaptado de Monteiro, 2016 e Mendes et al, 1989)**

Localização	Condições Termo-Higrométricas Exteriores de Projeto		
	T. Bolbo Seco (°C)	Humidade Relativa (%)	Amplitude térmica (°C)
Aveiro	29	52	7,0
Beja	38	30	17,1
Braga	35	37	14,0
Bragança	34	27	14,3
Castelo Branco	36	27	14,1
Coimbra	37	32	13,6
Évora	36	22	13,6
Faro	35	22	11,2
Guarda	30	37	10,8
Leiria	36	32	10,5
Lisboa	34	32	11,0
Portalegre	36	27	13,5
Porto	32	42	10,0
Santarém	38	27	15,5
Setúbal	34	37	13,4
Viana do Castelo	35	37	8,3
Vila Real	35	32	15,5
Viseu	35	32	15,8
Ponta Delgada	29	62	6,4
Funchal	31	52	5,3

Os valores da Tabela 8 são utilizados para determinar as cargas térmicas através da envolvente e as características psicométricas do ar exterior, de modo a calcular os ganhos térmicos através das infiltrações de ar.

Recorrendo ao livro ASHRAE *Handbook Fundamentals* (2013) foi possível obter um modelo matemático que permitisse calcular as propriedades termodinâmicas do ar húmido. As fórmulas descritas em seguida dizem respeito ao ar húmido (ASHRAE, 2013).

A equação 3.1 permite efetuar o cálculo da entalpia do ar,

$$h = 1,006 \times t + W(2501 + 1,86 \times t) \quad (3.1)$$

Em que,

- $t$  – *Temperatura de bolbo seco* [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $W$  – *Humidade absoluta do ar* [ $\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$ ].

Outra propriedade cujo conhecimento é necessário diz respeito ao volume específico do ar, sendo este obtido pela equação 3.2.

$$v = \frac{0,287042 \times (t + 273,15) \times (1 + 1,607858 \times W)}{p} \quad (3.2)$$

Por sua vez a humidade absoluta do ar é obtida pela seguinte equação (equação 3.3),

$$W = 0,621945 \times \frac{p_w}{p - p_w} \quad (3.3)$$

Sendo que,

- $p_w$  – *Pressão parcial do vapor de água* [ $\text{Pa}$ ];
- $p$  – *Pressão atmosférica* [ $\text{Pa}$ ].

A pressão parcial do vapor de água pode ser obtida recorrendo à seguinte equação (3.4),

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}|_{t,p}} \quad (3.4)$$

Em que,

- $\phi$  – *Humidade relativa [%]*;
- $p_{ws}$  – *Pressão de saturação do vapor de água [Pa]*.

A pressão de saturação do vapor de água é necessária para determinar as propriedades acima indicadas, como tal, recorreu-se a duas equações que permitem efetuar o cálculo dessa mesma pressão, sendo que uma (equação 3.5) é utilizada para uma gama de temperaturas entre os -100 °C até aos 0 °C e uma segunda equação (3.6) é utilizada para uma gama de temperaturas compreendida entre os 0 °C e os 200 °C.

$$\ln p_{ws} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \times T + C_4 \times T^2 + C_5 \times T^3 + C_6 \times T^4 + C_7 \times \ln T \quad (3.5)$$

$$\ln p_{ws} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \times T + C_{11} \times T^2 + C_{12} \times T^3 + C_{13} \times \ln T \quad (3.6)$$

Nas equações acima indicadas (equação 3.5 e 3.6) deve-se referir que as temperaturas inseridas ( $T$ ) devem estar na escala absoluta, ou seja, em Kelvin (K). Os coeficientes  $C_1$  a  $C_{13}$  são valores numéricos que podem ser consultados Tabela 9.

**Tabela 9 – Coeficientes de cálculo (ASHRAE, 2013)**

$C_1$	$-5,6745359 \times 10^{+3}$	$C_8$	$-5,8002206 \times 10^3$
$C_2$	$6,3925247 \times 10^0$	$C_9$	$1,3914993 \times 10^0$
$C_3$	$-9,6778430 \times 10^{-3}$	$C_{10}$	$-4,8640239 \times 10^{-2}$
$C_4$	$6,2215701 \times 10^{-7}$	$C_{11}$	$4,1764768 \times 10^{-5}$
$C_5$	$2,0747825 \times 10^{-9}$	$C_{12}$	$-1,4452093 \times 10^{-8}$
$C_6$	$-9,4840240 \times 10^{-13}$	$C_{13}$	$6,5459673 \times 10^0$
$C_7$	$4,1635019 \times 10^0$		

### 3.2. Determinação das Cargas Térmicas

Na introdução do presente capítulo foram já expostos os diferentes tipos de cargas térmicas que podem influenciar os processos de conservação dos produtos. A presente subsecção expõe o modelo matemático que permite efetuar os cálculos das cargas térmicas. Este modelo foi elaborado recorrendo aos seguintes livros, *ASHRAE Handbook Refrigeration*

(2014), *Refrigeração II: Técnicas e Competências Ambientais* (2016) e *Industrial Refrigeration Handbook* (1998). Outras fontes de informação consistiram nas formações da *Danfoss Learning – Câmaras Frigoríficas* (Módulo 3) e na dissertação *Projeto de uma Instalação Frigorífica* (2014).

### 3.2.1. Cargas Térmicas associadas à Transmissão de Calor

A transmissão de calor ocorre pela envolvente da câmara por processos de condução, através das superfícies da câmara, e por convecção, movidos pela convecção interna e externa do ar. Esta carga térmica pode ser determinada pela seguinte equação (3.7),

$$Q_1 = U \times A \times \Delta t \quad (3.7)$$

Em que,

- $U$  – Coeficiente de transmissão térmica de calor [ $W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ];
- $A$  – Área das superfícies internas da câmara [ $m^2$ ];
- $\Delta t$  – Diferença entre a temperatura exterior e interior da câmara [ $^\circ C$ ].

Uma vez que a folha de cálculo foi desenvolvida para responder às necessidades da SKK<sup>®</sup>, ao invés da utilização dos valores das resistências térmicas dos materiais para efetuar o cálculo do coeficiente de transmissão térmica de calor, optou-se por utilizar diretamente os valores de  $U$ , já disponibilizados pelos fabricantes utilizados pela SKK<sup>®</sup>, aproveitando deste modo para limitar e padronizar as espessuras dos painéis disponíveis em função das marcas escolhidas para a construção das câmaras modulares.

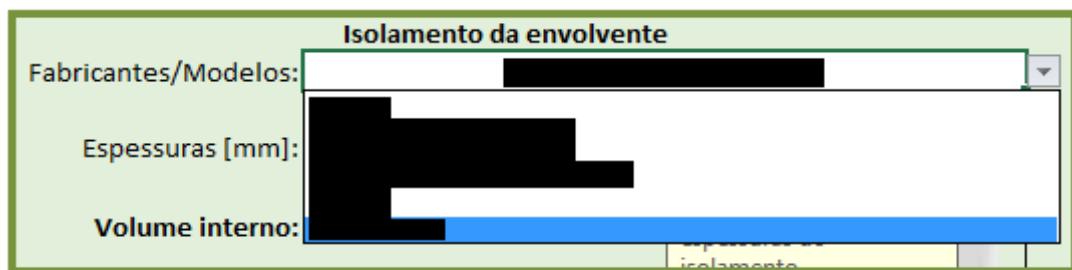


Figura 29 – Seleção dos fabricantes/modelos na folha de cálculo desenvolvida

A Figura 29 apresenta o exemplo da seleção do fabricante/modelo dos painéis que irão compor a câmara modular *SmartPower*, tornando mais fácil para o projetista adotar um

determinado tipo do painel e verificar, de forma prontificada, quais os tipos de espessuras que existem e se encontram associadas ao painel escolhido.

A título de exemplo, caso seja escolhido o modelo “A” a gama de espessuras disponível varia entre 30 e 60 mm, enquanto que no caso do modelo “B” as espessuras variam entre os 120 e os 200 mm.

Ao coeficiente de transmissão térmica de calor dos painéis é ainda necessário utilizar os coeficientes de convecção externos e internos. Assim, o coeficiente de transmissão térmica pela envolvente é dado pela equação 3.8,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ext}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{int}}} \quad (3.8)$$

Onde,

- $\alpha_{ext}$  – Coeficiente de convecção externo [ $W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ];
- $\alpha_{int}$  – Coeficiente de convecção interno [ $W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ];
- $e_i$  – Espessura das camadas que compõem a envolvente [m];
- $\lambda_i$  – Condutibilidade térmica dos materiais [ $W (m \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ].

Os coeficientes de convecção utilizados são os presentes na Tabela 10.

**Tabela 10 – Coeficientes de convecção (adaptado de Afonso, 2013)**

<b>Posição da superfície</b>	<b>Sentido do fluxo térmico</b>	<b>Coeficientes de convecção <math>\alpha [W (m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}]</math></b>
Horizontal	Ascendente	9,3
Vertical	Horizontal	8,1
Horizontal	Descendente	5,8

É de referir que a câmara frigorífica também se encontra sujeita ao processo de transferência de calor por radiação. As superfícies que envolvem as câmaras frigoríficas apresentam, em geral, cores claras que promovem a redução da transferência de calor por radiação no interior da câmara. Como tal, a radiação de calor quando comparada aos outros processos de

transferência de calor, condução e convecção, apresenta valores pouco significativos, podendo ser desprezada.

Apesar da equação 3.7 ser aplicada, genericamente, a todas as superfícies que envolvem a câmara frigorífica deve-se proceder a algumas alterações para efetuar o cálculo da transmissão de calor pelo solo, isto porque as câmaras podem ou não apresentar solo, tal como visualizado na Figura 30.



**Figura 30 – Exemplos de câmaras modulares com solo (à esquerda) e sem solo (à direita)**  
(██████████, 2017)

Assim, foram adotadas três situações possíveis para a instalação das câmaras no que diz respeito ao solo que as compõem.

A primeira situação diz respeito às câmaras com solo assentes sobre um conjunto de perfis de modo a formar um vazio sanitário artificial. Nesta situação aplica-se de igual forma a equação 3.7.

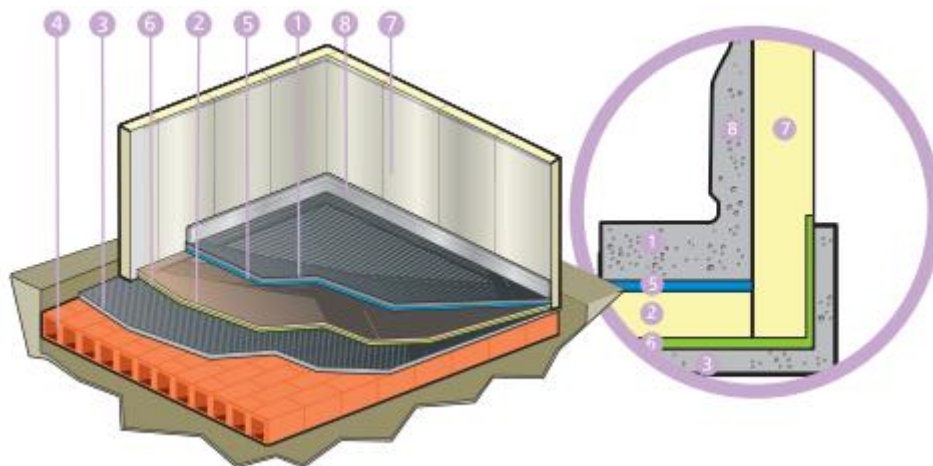
A segunda situação é aplicada às câmaras sem solo, como representadas na Figura 30, isto é, sem qualquer tipo de isolamento, assentes diretamente no solo do local de instalação. A ausência de isolamento já implica considerações diferentes, sendo, portanto, utilizada a equação 3.9 (██████████, s.d.). Não foram encontradas outras fontes de informação que definissem uma expressão para este tipo de situação.

$$Q_2 = 0,0335 \times 2 \times (L + C) \times \Delta t \times 1000 \quad (3.9)$$

Em que,

- $L$  – Largura da câmara frigorífica [m];
- $C$  – Comprimento da câmara frigorífica [m];
- $\Delta t$  – Diferença entre a temperatura exterior e interior da câmara [°C].

A última situação (semelhante à Figura 31) apesar de ser designada como uma solução sem solo é composta por isolamento e por um vazio sanitário, tal como a situação 1, porém o pavimento interno da câmara encontra-se nivelado com o pavimento externo, estando a câmara ligeiramente enterrada no solo.



**Figura 31 – Câmara frigorífica "sem solo"**

Nesta situação aproveita-se o painel de solo para promover uma solução “sem solo”, através do rebaixamento em relação ao pavimento, levando sobre o painel duas camadas de betão armado (60 + 60 mm) numa armadura de ferro, permitindo a estiva mecânica. A Figura 31 constitui uma solução mais correta que apresenta maior durabilidade, higiene e estabilidade construtiva (Monteiro, 2016).

Esta ultima situação torna-se mais complexa do ponto de vista de determinação das cargas térmicas ganhas através do solo, pois envolve transferências não lineares de calor. Para responder a este problema foi estudada a ferramenta de cálculo proposta por Chuangchid e Krarti (2000), para solos com isolamento horizontal uniforme, tendo sido testados os seus resultados, verificando se era um modelo aplicável às câmaras modulares, de menor

dimensão, ou se só era aplicável às câmaras industriais existentes nos entrepostos frigoríficos.

A média anual de ganho de calor total pela laje pode ser calculado pela equação 3.10, exposta em seguida.

$$Q_m = U_{eff,1} \times A \times \Delta t \quad (3.10)$$

Sendo que o coeficiente de transmissão efetivo,  $U_{eff,1}$ , é determinado pela equação 3.11.

$$U_{eff,1} = 0,4 \times \frac{k_s \times P}{A} \times D \quad (3.11)$$

O coeficiente D obtém-se pela equação (3.12).

$$D = \ln \left[ (1 + H) \left( 1 + \frac{1}{H} \right)^H \right] \quad (3.12)$$

O coeficiente H é determinado pela equação (3.13).

$$H = \frac{A}{k_s \times P \times R_{eq}} \quad (3.13)$$

Em que,

- $k_s$  – Condutividade térmica do solo [ $W (m \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ];
- $P$  – Perímetro da laje da câmara frigorífica [m];
- $A$  – Área da laje da câmara frigorífica [ $m^2$ ];
- $R_{eq}$  – Somatório das resistências térmicas dos materiais da laje [ $m^2 \text{ } ^\circ C W^{-1}$ ].

Uma outra componente diz respeito à amplitude anual de ganho de calor total pela laje e é determinada pela equação 3.14.

$$Q_{apm} = U_{eff,2} \times A \times t_{amp} \quad (3.14)$$

Sendo que o coeficiente de transmissão efetivo,  $U_{eff,2}$ , é determinado pela equação 3.15.

$$U_{eff,2} = 0,25 \times \frac{k_s \times P}{A} \times D^{0,16} \times \left( k_s \times R_{eq} \times \sqrt{\frac{\omega}{\alpha_s}} \right)^{-0,6} \quad (3.15)$$

Em que,

- $t_{amp}$  – Amplitude térmica [ $^{\circ}C$ ];
- $\omega$  – Frequência angular anual [ $rad\ s^{-1}$ ];
- $\alpha_s$  – Difusividade térmica do solo [ $m^2\ s^{-1}$ ].

Assim, neste cenário o calor ganho pelo solo é dado pela soma dos valores das equações 3.10 e 3.14. Porém, verificou-se que os resultados obtidos não eram próximos dos que se conseguiam utilizando diferentes programas de cálculo, tendo-se concluído que o método não era aplicável às câmaras modulares com menores dimensões. Assim, neste cenário é aplicada a equação 3.7, com a diferença que se considera uma temperatura de solo de  $17\ ^{\circ}C$  ao invés de se utilizar a temperatura envolvente à câmara. Esta temperatura de  $17\ ^{\circ}C$  foi obtida após terem sido consultados os boletins meteorológicos, disponíveis no website do Instituto Português do Mar e da Atmosfera, para uma temperatura de solo a uma profundidade de 10 cm, os valores resultam da média entre o valor médio mínimo registado e o valor médio máximo registado (Figura 32).

Localização	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Média
V. Castelo	10,0	8,7	9,6	12,5	15,7	19,9	23,2	21,0	17,8	15,1	10,1	6,9	14,2
Vila Real	7,7	6,3	6,8	10,3	14,2	18,8	24,1	22,1	17,4	13,4	7,8	5,3	12,9
Aveiro	12,1	11,4	12,1	14,9	17,8	21,6	23,6	23,0	20,6	18,2	13,2	9,9	16,5
Guarda	7,3	6,9	6,9	9,3	12,1	17,7	23,7	25,7	22,1	16,5	10,8	7,8	13,9
Coimbra	12,3	11,1	10,6	13,9	15,2	17,8	19,9	20,5	19,1	17,5	13,6	10,9	15,2
C. Branco		5,5	7,2	11,1	14,8	21,1	24,0	23,4	19,9	14,5	9,1	7,1	14,3
Portalegre	7,8	6,6	6,9	10,9	15,4	24,1	29,0	27,1	22,0	16,2	8,8	6,3	15,1
Santarém	13,3	12,4	12,5	15,0	17,2	21,1	24,7	25,5	23,4	20,2	15,8	12,9	17,8
Lisboa	13,4	12,5	13,0	15,6	18,4	22,8	27,0	27,7	24,4				19,4
Setúbal	11,6	11,0	10,9	14,1	16,6	20,8	23,9	24,5	21,2	17,2	13,1	10,4	16,3
Évora	10,9	9,9	10,6	14,6		23,8	27,0	26,1	22,7	18,3	12,4	9,5	16,9
Beja	12,0	11,1	11,8	14,3	16,5	22,9	27,5	28,0	24,9	20,0	14,1	11,0	17,8
Faro	15,2	14,5	15,1	18,4	21,1	26,1	29,0	29,1	26,2	22,1	17,2	15,1	20,8

Figura 32 – Médias de temperatura do solo a uma profundidade de 10 cm (ano de 2016)

### 3.2.2. Cargas Térmicas associadas ao Produto

O objetivo principal das câmaras frigoríficas é a conservação dos produtos, de forma a garantir o prolongamento da sua qualidade e a manutenção das suas características.

As cargas térmicas originadas pelos produtos dependem não só do tipo de produto e das suas características termodinâmicas como também o processo que é desempenhado pela câmara frigorífica, isto é, se é pretendido que haja uma congelação do produto ou uma conservação positiva ou negativa, esta conservação depende se o produto está acima ou abaixo do seu ponto de congelação.

Um dos dados de entrada da folha de cálculo desenvolvida é definir qual o tipo de câmara frigorífica que se está a projetar.

Num processo de conservação positiva o calor libertado pelo produto é definido pela equação 3.16.

$$Q_3 = \frac{m_{prod} \times cp_{ac} \times (t_e - t_f)}{3600 \times f} \quad (3.16)$$

Em que,

- $m_{prod}$  – Massa do produto a conservar [kg];
- $cp_{ac}$  – Calor específico do produto acima do ponto de congelação  $\left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$ ;
- $t_e$  – Temperatura de entrada do produto [ $^\circ C$ ];
- $t_f$  – Temperatura final do produto [ $^\circ C$ ];
- $f$  – Tempo do processo [h].

A equação do processo de conservação negativa é igual à equação 3.16, com a diferença que o calor específico do produto utilizado é abaixo do ponto de congelação ( $cp_{bc}$ ), designaremos esta carga por  $Q_5$ .

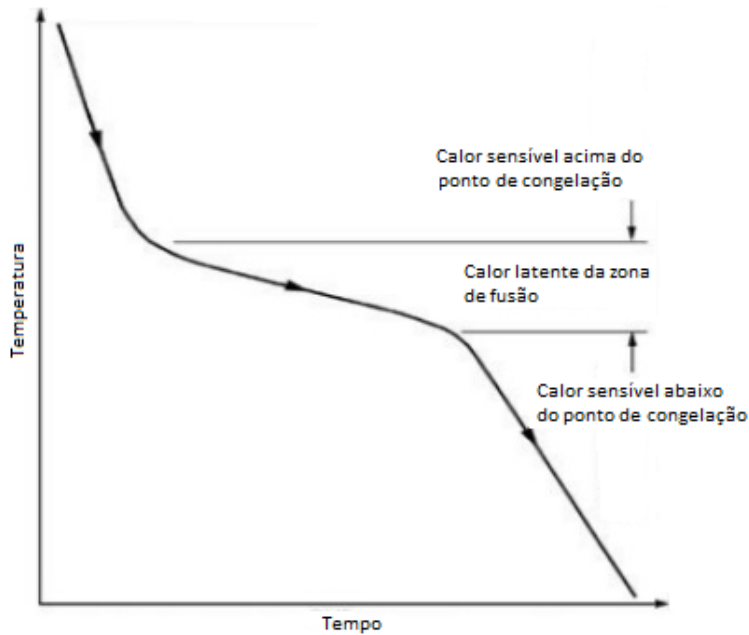


Figura 33 – Processo de congelamento de produtos (adaptado de Çengel, 1998)

A Figura 33 apresenta o esquema relativo ao processo de congelamento de produtos. Com este processo é possível aplicar a equação 3.16 à situação de arrefecimento (antes do ponto de congelamento) e de subarrefecimento (após o ponto de congelamento), sendo apenas necessário apresentar uma nova equação (3.17) que permita determinar a carga de calor latente libertada durante o processo de congelamento.

$$Q_4 = \frac{m_{prod} \times h_{cong}}{3600 \times f} \quad (3.17)$$

Sendo que,

- $h_{cong}$  – Calor latente de congelação [ $\text{kJ kg}^{-1}$ ]

Assim, num processo de congelação a carga térmica originada pelo produto é obtida por:

$$Q_{3-5} = \frac{m_{prod} [cp_{ac} \times (t_e - t_{cong}) + h_{congela\c{c}o} + cp_{bc} \times (t_{cong} - t_f)]}{3600 \times f} \quad (3.18)$$

Nos processos de congelação é necessário utilizar a temperatura relativa ao ponto de congelação ( $t_{cong}$ ) do produto.

Uma outra forma de cálculo passível de ser aplicada seria pelo método da entalpia, em que a principal diferença prende-se com o facto do processo de congelamento não ocorrer a uma

temperatura constante, uma vez que nem toda a água contida nos produtos pode estar congelada. Porém, para uma gama de temperaturas entre os +5 a -20 °C, os métodos são semelhantes (██████, s.d.).

No caso dos produtos “vivos”, já referidos anteriormente, é ainda necessário determinar o calor libertado pela sua respiração, que depende da sua temperatura e grau de amadurecimento, podendo ser determinado pela equação 3.19.

$$Q_6 = m_{m\acute{a}x} \times q_{resp} \quad (3.19)$$

Onde,

- $q_{resp}$  – Calor libertado pelo produto [ $W \text{ kg}^{-1}$ ];
- $m_{m\acute{a}x}$  – Carga máxima de produto [ $kg$ ].

Na determinação da carga térmica originada pela respiração do produto é contabilizada a carga máxima de produto no interior da câmara e não a carga de produto que entra diariamente, isto porque, há produtos que mantêm uma taxa de respiração constante ao longo de vários dias. Por exemplo, o calor de respiração libertado pelas maçãs permanece constante durante 80 dias de armazenamento, a uma temperatura de conservação de 0 °C, existem também produtos cuja taxa de respiração vai diminuindo com o passar dos dias de armazenamento, por exemplo os espargos, e outros que aumentam a sua taxa de respiração, como o caso dos alhos (ASHRAE, 2014).

Uma outra carga que pode ainda ser relacionada com os produtos é o embalamento, uma vez que este serve de acondicionamento ao produto, apresentando características térmicas próprias. O cálculo da carga térmica associado ao embalamento é obtido pela expressão 3.20.

$$Q_7 = \frac{m_{emb} \times cp_{emb} \times (t_e - t_f)}{3600 \times f} \quad (3.20)$$

Sendo,

- $m_{emb}$  – Massa de embalagem [ $kg$ ];
- $cp_{emb}$  – Calor específico da embalagem [ $kJ (kg \text{ } ^\circ C)^{-1}$ ].

A Figura 34 apresenta as opções de embalagem acessíveis ao utilizador.

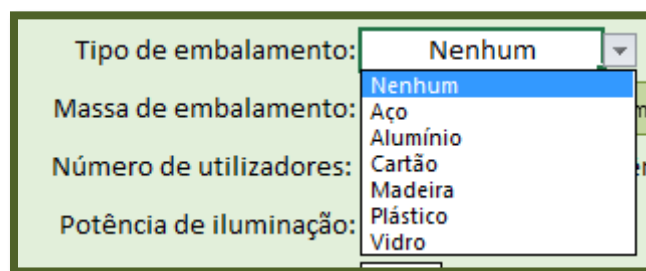


Figura 34 – Opções de embalagem disponíveis na folha de cálculo

A ferramenta de cálculo permite estimar um valor para a massa de embalagem, que é obtida através da equação 3.21.

$$m_{emb} = m_{prod} \times kg_{emb} [kg] \quad (3.21)$$

Onde,

- $m_{prod}$  – Massa de produto que dá entrada na câmara [kg];
- $kg_{emb}$  – Coeficiente peso da embalagem do produto.

A Tabela 11 apresenta os coeficientes associados aos diferentes tipos de embalagem.

Tabela 11 – Coeficientes peso de embalagem (Intarcon, 2017)

Embalamento	$Kg_{emb}$
Nenhum	0
Aço	0,25
Alumínio	0,10
Cartão	0,01
Madeira	0,05
Plástico	0,08
Vidro	1

Uma das variáveis comuns às equações expostas ao longo deste subcapítulo diz respeito à massa de produto a ser conservado. Dado que não é comum ser conhecida com rigor a quantidade de produto diário a ser conservado, utilizou-se a seguinte relação,

$$m_{prod} = \% \times m_{m\acute{a}x} \quad (3.22)$$

Através da prática verificou-se que é comum adotar 10 a 15 % como entrada diária de produto. Porém, ressalva-se que estes valores devem ser adaptados às aplicações que as câmaras irão ter.

Sendo que a carga máxima de produto que pode ser acondicionado no interior da câmara,  $m_{máx}$ , é calculada pela equação 3.23.

$$m_{máx} = \frac{V \times D_c}{F_c \times F_p} \quad (3.23)$$

Onde,

- $V$  – Volume interno da câmara [ $m^3$ ];
- $D_c$  – Densidade de carga associada ao produto [ $kg \times m^{-3}$ ];
- $F_c$  – Fator de circulação de ar no interior [adimensional];
- $F_p$  – Fator de circulação de pessoas e cargas no interior [adimensional].

**Tabela 12 – Fator de circulação de pessoas e cargas no interior (Monteiro, 2016)**

Volume da câmara [ $m^3$ ]	$F_p$
$V \geq 50 \text{ m}^3$	2,25
$25 \text{ m}^3 < V < 50 \text{ m}^3$	2,50
$V \leq 25 \text{ m}^3$	2,85

O fator de circulação de ar,  $F_c$ , toma um valor de 1,33 para as câmaras frigoríficas. No caso do quociente entre a massa máxima de produto,  $m_{máx}$ , e a densidade de carga ser inferior a 0,4 então, o fator  $F_p$  toma um valor de 0, enquanto que o fator  $F_c$  toma um valor de 3,5. Isto porque a instalação frigorífica passa a ser classificada como armário frigorífico ao invés de câmara frigorífica, não entrando pessoas nem equipamentos dentro do armário, devendo apenas ser assegurado espaço suficiente para a circulação de ar entre as prateleiras (Monteiro, 2016).

Caso não seja pretendido afetar a carga máxima com os fatores de circulação de ar, de pessoas e de carga no interior da câmara, estes passam a assumir um valor unitário,

resultando numa simplificação da expressão 3.23 na folha de cálculo, este é o valor predefinido, podendo o utilizador escolher qual o método que pretende usar.

### 3.2.3. Cargas Térmicas Internas

Nesta subsecção apresentam-se as equações que possibilitam os cálculos das cargas internas independentes do produto originadas pela iluminação da câmara, pela entrada de pessoal de estiva, empilhadores e outros equipamentos que libertem calor.

A carga térmica originada pela iluminação é calculada recorrendo à equação 3.24.

$$Q_8 = \frac{A_{teto} \times P_{ilu} \times f_u}{f} \quad (3.24)$$

Sendo,

- $A_{teto}$  – Área do teto [ $m^2$ ];
- $P_{ilu}$  – Potência de iluminação [ $W m^{-2}$ ];
- $f_u$  – Tempo de funcionamento [ $h$ ].

Como, em geral, não é transmitida ao projetista a potência de iluminação a utilizar, foi adicionada na folha de cálculo uma recomendação de  $10 W \times m^{-2}$  (Hundy, Trott, & Welch, 2016).

O pessoal de estiva liberta calor, contribuindo para o aquecimento do espaço e, como tal, é necessário proceder à anulação do calor gerado. A carga térmica gerada pelo pessoal de estiva é dada pela equação 3.25.

$$Q_9 = n \times q_{pessoa} \times \frac{f_{perm}}{f} \quad (3.25)$$

Onde,

- $q_{pessoa}$  – Calor libertado por pessoa [ $W pessoa^{-1}$ ];
- $f_{perm}$  – Tempo de permanência no interior da câmara [ $h$ ].

O calor libertado pelo pessoal de estiva é determinado com recurso à equação 3.26.

$$q_{pessoa} = 272 - 6 \times t_f \quad (3.26)$$

Verifica-se pela equação 3.26 que o calor libertado por uma pessoa num ambiente com temperatura de 0 °C é de 272 W.

Por fim, a carga térmica libertada pelos equipamentos calcula-se multiplicando a potência total dos equipamentos,  $P_{equip}$ , pelo número de horas que permanecem em funcionamento no interior da câmara frigorífica (equação 3.27).

$$Q_{10} = P_{equip} \times \frac{f_u}{f} [W] \quad (3.27)$$

#### 3.2.4. Carga Térmica devido a Renovações e Infiltrações de Ar

A renovação de ar é responsável por uma das parcelas das perdas térmicas totais. Devido às características de estanqueidade da envolvente das câmaras frigoríficas, a carga térmica originada pelas infiltrações relaciona-se, maioritariamente, com as aberturas da porta da câmara, para armazenar e retirar produtos, ou, ainda, devido à existência de renovações automáticas do ar, nos casos em que existe respiração por parte dos produtos.

A quantificação dos caudais de ar de ventilação natural é difícil de ser efetuada, devido ao facto de os caudais de ar envolvidos no processo serem altamente instacionários, a situação de projeto torna esta quantificação praticamente impossível (Afonso, 2013). Existem assim, várias fórmulas empíricas que permitem efetuar estes cálculos, sendo umas mais detalhadas que outras. Para o presente trabalho foram tidas em consideração as necessidades da empresa, e a ausência de dados que é experienciada pelos projetistas e, como tal, foram adotadas expressões matemáticas que permitem determinar as renovações de ar e infiltrações por aberturas de portas de forma mais simples, para os dados que são obtidos pelo projetista.

A renovação de ar no interior da câmara consiste na remoção parcial do ar interior por ar novo, que necessita de ser climatizado a fim de obter as características térmicas pretendidas. Assim, o calor térmico associado às renovações de ar pode ser determinado pela equação 3.28 (Morais, 2014).

$$Q_{11} = \dot{m}_{ar,ext} \times \Delta h \quad (3.28)$$

Sendo que,

- $\dot{m}_{ar,ext}$  – Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara [ $kg\ s^{-1}$ ]
- $\Delta h$  – Diferença de entalpias entre o ar exterior e o ar da câmara [ $J\ kg^{-1}$ ]

O caudal mássico obtém-se pela equação 3.29.

$$\dot{m}_{ar,ext} = \frac{n \times V}{v_{ext} \times f \times 3600} \quad (3.29)$$

Onde,

- $n$  – taxa de renovação de ar [adimensional];
- $v_{ext}$  – Volume específico do ar exterior [ $m^3\ kg^{-1}$ ].

A taxa de renovação de ar pode, também, ser obtida com recurso a equações empíricas que permitem conjugar a movimentação de produtos, máquinas e pessoas, entre o exterior e o interior da câmara frigorífica, e do volume da câmara. Em função da movimentação, forte ( $a = 100$ ) ou normal ( $a = 70$ ) temos a equação 3.30.

$$n = \frac{a}{\sqrt{V}} \quad (3.30)$$

As aberturas das portas permitem a entrada de ar externo, que se encontra em condições diferentes das do ar interior da câmara. Esta penetração de ar gera uma carga térmica que necessita de ser colmatada pelo sistema de refrigeração, podendo ser determinada pela expressão matemática 3.31.

$$Q_{12} = 8 + (0,067 \times \Delta t) \times \frac{f_{ab}}{v_{int}} \times X \times Y \times \sqrt{H \left( 1 - \frac{v_{int}}{v_{ext}} \right)} \times \Delta h \times C_{bt} \quad (3.31)$$

Em que,

- $f_{ab}$  – Tempo de abertura da porta [ $min\ h^{-1}$ ];
- $v_{int}$  – Volume específico do ar interior [ $m^3\ kg^{-1}$ ];
- $X$  – Largura da porta [ $m$ ];

- $Y$  – Altura da porta [m];
- $C_{bt}$  – Coeficiente de redução devido a barreiras de temperatura [adim.].

As barreiras de temperatura permitem reduzir as cargas associadas à infiltração de ar aquando da abertura das portas, estando definida, na folha de cálculo, a possibilidade de utilização de cortinas de ar, de lamelas ou nenhum tipo de proteção. Assim, o coeficiente  $C_{bt}$  toma os valores constantes na Tabela 13 em função do tipo de proteção utilizado.

**Tabela 13 – Coeficiente de redução de perdas por infiltração (adaptado de Morais, 2014)**

Tipo de proteção	Nenhuma	Cortina de lamelas	Cortina de ar
Coeficiente de redução	1	0,9	0,4

O tempo de abertura da porta,  $f_{ab}$ , é determinado recorrendo à equação 3.32, que faz uso do fluxo diário de produto e da duração média da abertura de portas que permite a passagem de uma tonelada de produto,  $d_{ton}$ . De reparar que nesta equação a massa de produto e a densidade de carga devem ser introduzidas em toneladas.

$$f_{ab} = \frac{d_{ton} \times m_{prod} \times D_c}{f} \quad (3.32)$$

A variável  $d_{ton}$  é extraída da Tabela 14.

**Tabela 14 – Duração média de abertura de portas (adaptado de Morais, 2014)**

Acondicionamento de produto	Tipo de porta	$d_{ton}$ [min/ton]
Carcças de animais suspensas	Porta manual	15
	Porta automática	1
Produtos em paletes	Porta manual	6
	Porta automática	0,8

Foi ainda adicionado um método de cálculo mais detalhado para as infiltrações, com base na ASHRAE, 2014. Com este método, o calor ganho através das infiltrações pelas portas é determinado utilizando a equação 3.33.

$$q_t = q \times D_t \times D_f \times (1 - E) \quad (3.33)$$

Onde,

- $q$  – Carga de refrigeração latente e sensível [kW];
- $D_t$  – Fração de tempo em que a porta está aberta;
- $D_f$  – Número de passagens;
- $E$  – Efetividade da barreira de temperatura.

A carga de refrigeração latente e sensível é obtida pela equação 3.34.

$$q = 0,221 \times X \times Y \times (h_{out} - h_{in}) \times \rho_{out} \times \sqrt{\left(1 - \frac{\rho_{out}}{\rho_{in}}\right)} \times \sqrt{(g \times Y)} \times F_m \quad (3.34)$$

Sendo,

- $\rho_{out}$  – Densidade do ar de infiltração [ $kg \times m^{-3}$ ];
- $\rho_{in}$  – Densidade do ar refrigerado [ $kg \times m^{-3}$ ];
- $g$  – Constante gravitacional = 9,81 [ $m \times s^{-2}$ ];
- $F_m$  – Fator de densidade.

O Fator de densidade calcula-se pela expressão 3.35.

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + \sqrt[3]{(\rho_{in}/\rho_{out})}} \right]^{1,5} \quad (3.35)$$

Por sua vez, a porção de tempo em que a porta se encontra aberta é obtida utilizando a equação 3.36.

$$D_t = \frac{(P_n \times \Theta_p + 60 \times \Theta_o)}{3600 \times \Theta_d} \quad (3.36)$$

Sendo,

- $P_n$  – Número de passagens diárias;

- $\Theta_p$  – Tempo de abertura e fecho da porta por passagem [seg];
- $\Theta_o$  – Tempo em que a porta permanece aberta [min];
- $\Theta_d$  – Período diário [h].

Este método de cálculo permite obter um valor mais preciso para as infiltrações, porém denotou-se que os dados recebidos pelos projetistas não apresentam muitos detalhes sobre a utilização da câmara. Este método deve ser aplicado às câmaras frigoríficas de maiores volumes onde os processos de planeamento e estudo são mais detalhados.

### **3.2.5. Carga Térmica devida à Descongelamento dos Evaporadores**

As diferenças de temperaturas registadas na superfície alhetada dos evaporadores leva à formação de gelo, que promove a diminuição da área de transferência de calor, causando uma diminuição da eficiência do evaporador. A descongelamento surge como método de remover o gelo das alhetas fazendo com que a área de transferência de calor volte ao seu estado inicial, para isso é produzido calor, através de resistências elétricas ou gás quente, na maioria dos casos (Pinto, 2015).

O cálculo da carga térmica associada à descongelamento implica a escolha de um evaporador, de forma a que seja conhecido o valor exato das resistências elétricas, ou o calor libertado por outros sistemas de descongelamento.

Assim, a carga térmica associada aos sistemas de descongelamento será considerada num último passo, que diz respeito à determinação da potência intermédia.

### **3.2.6. Carga Térmica devida aos Ventiladores dos Evaporadores**

Os ventiladores dos evaporadores são necessários para promover a circulação do ar no interior da câmara, devendo promover uma distribuição o mais uniforme possível, a fim de garantir uma correta transferência de calor dos produtos para o ar.

À semelhança dos sistemas de descongelamento, a determinação da potência associada aos ventiladores implica a escolha dos evaporadores, assim esta carga térmica será contemplada no cálculo da potência previsional.

### 3.2.7. Potência Intermédia

A potência frigorífica intermédia traduz a potência que os evaporadores devem ter para remover a carga térmica total existente nas câmaras frigoríficas. De referir que os compressores nunca funcionam durante as 24 horas, para que seja facilitada a descongelação. O facto de se definir um período de funcionamento inferior às 24 horas permite salvaguardar contra eventuais sobrecargas de capacidade.

A folha de cálculo foi já elaborada de modo a afetar as cargas térmicas do tempo de funcionamento dos compressores, definido pelo projetista. Resultando que, a potência intermédia é igual ao somatório das cargas térmicas existentes, multiplicado por um coeficiente para contabilizar os ganhos térmicos devidos ao sistema de descongelamento e aos ventiladores, como representado na equação 3.37.

$$P_{int} = \sum_{i=1}^{12} Q_i \times (1 + Coef) \quad (3.37)$$

Em que,

- *Coef* – Percentagem para a potência de descongelação e dos ventiladores, valor entre 0 e 1 [adimensional].

### 3.2.8. Potência Previsional

A potência previsional resulta do produto entre a potência intermédia e o fator de segurança definido pelo projetista, garantindo uma margem de segurança para a seleção dos equipamentos frigoríficos.

$$P_{prev} = P_{int} \times \left(1 + \frac{F.S.}{100}\right) \quad (3.38)$$

Em que,

- *F.S.* – Fator de segurança, entre 0 a 100 %.

Como fator de segurança é comum ser adotado um valor de 5 a 10%. Valores acima destes só devem ser adotados numa situação de grande falta de dados sobre a utilização da câmara frigorífica.

### 3.3. Seleção de Componentes

Após a determinação da potência previewional pode-se dar inicio ao processo de seleção dos equipamentos. Nesta subseção encontram-se alguns pontos a serem tidos em conta aquando da seleção dos principais componentes.

#### 3.3.1. Evaporador

Os evaporadores podem ser escolhidos diretamente através dos catálogos disponibilizados pelos seus fabricantes, para isso é necessário atualizar a potência dos equipamentos afetando-os de fatores de correção. Um dos fabricantes de evaporadores disponibiliza nos seus catálogos a equação 3.39, que permite efetuar o cálculo da potência corrigida (██████████, 2016):

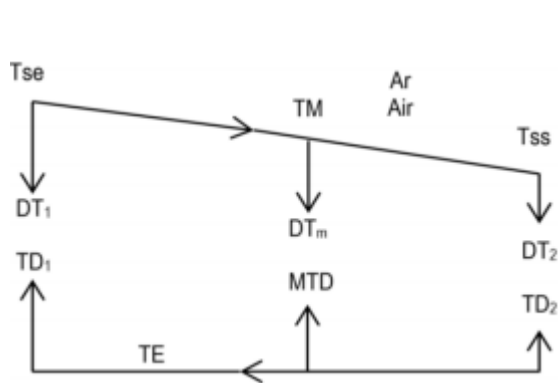
$$Q_{0m} = Q_{Sm} \times RC_m \times FC1_{MP} \times FC2 \quad (3.39)$$

Em que,

- $Q_{Sm}$  – Capacidade para seleção em DTm;
- $RC_m$  – Fator de correção para dados em DTm;
- $FC1_{MP}$  – Factor de correção do fluido frigorigéneo (ponto médio);
- $FC2$  – Fator de correção do material das alhetas.

Os fatores de correção são obtidos através dos catálogos dos fabricantes.

Um outro parâmetro necessário de ser definido é o diferencial de temperatura (DT), que é utilizado para definir a capacidade dos evaporadores.



TE – Temperatura de evaporação;  
 $T_{se}$  – Temperatura de entrada de ar de bolbo seco;  
 $T_{ss}$  – Temperatura de saída de ar de bolbo seco;  
 TM – Temperatura média do ar na bateria;  
 DT (TD) – Diferencial de temperatura;  
 DTm (MTD) – Diferencial de temperatura médio;  
 DTlog – Diferencial de temperatura logarítmico.

Figura 35 – Diferenciais de temperatura (██████████, 2016)

Apesar de se poder determinar o DT com recurso a expressões matemáticas existem já tabelas (Tabela 15) onde é possível retirar qual o DT a utilizar, em função da humidade relativa que se pretende manter no interior da câmara, no caso das câmaras de refrigerados, ou na existência / ausência de embalagem no produto, nas câmaras de congelados.

Tabela 15 – Valores práticos de DT (██████████, 2016)

Aplicação	Humidade Relativa	DTm (°C)	DT1 (°C)
Câmara de refrigerados	70 % – 75 %	8,5 – 9,0	10 – 11
	75 % – 80 %	7,5 – 8,0	9 – 10
	80 % – 85 %	6,5 – 7,0	8 – 9
	85 % – 90 %	5,6 – 6,0	7 – 8
	90 % – 95 %	4,7 – 5,0	6 – 7
	95 % – 98 %	4,0 – 5,0	5 – 6
Câmara de congelados	<b>Embalamento / Tipo de serviço</b>	<b>DTm (°C)</b>	<b>DT1 (°C)</b>
	Produto embalado	6,5 – 7,0	7 – 8
	Produto não embalado	5,6 – 6,0	6 – 7
	Só serviço muito forte	4,7 – 5,0	5 – 6

### 3.3.2. Unidade Condensadora

Um das questões que pode ser colocada quando é efetuada a seleção do compressor que compõem a unidade condensadora é se deverá ser do tipo hermético, semi-hermético ou aberto, definindo o tipo de construção da própria unidade. Assim, podem ser estabelecidas algumas regras (Tabela 16):

Tabela 16 – Escolha do tipo de construção dos compressores (adaptado de Monteiro, 2016)

Se $\dot{Q}_0 \leq 1,45 \text{ kW}$	Sempre compressor hermético;
Se $\dot{Q}_0 \leq 5 \text{ kW}$	Hermético ou semi-hermético? Escolher o de maior COP;
Se $30 \text{ kW} \leq \dot{Q}_0 < 5 \text{ kW}$	Optar preferencialmente pelo semi-hermético;
Se $30 \text{ kW} > \dot{Q}_0$	Semi-hermético ou aberto? Escolher a de maior COP.

Para sistemas a operarem com fluidos frigorigéneos cujas características são explosivas e inflamáveis, como é o âmbito da presente dissertação, as unidades devem ser do tipo hermético, por questões de segurança.

Com a carga térmica determinada pode-se efetuar a seleção da unidade de condensação, em função da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação e do tipo de fluido frigorigéneo utilizado. O superaquecimento existente no evaporador e o subarrefecimento no condensador também são necessários para selecionar o grupo de condensação.

A seleção pode ser efetuada recorrendo diretamente ao software disponibilizado pelo fabricante.

Os equipamentos constituintes do grupo de condensação, podem ser escolhidos de forma individual, sendo que no caso dos compressores é necessário conhecer:

- A carga térmica;
- O tipo de fluido;
- A temperatura de evaporação;
- A temperatura do gás de sucção;
- A temperatura de condensação;
- Se existe subarrefecimento;
- O tipo de alimentação.

Os condensadores, tal como os evaporadores, podem ser obtidos com recurso a catálogos de fabricante, sendo necessário determinar a capacidade corrigida pela equação 3.41, que é utilizada após ter sido determinado o calor total de rejeição através da expressão 3.40.

$$CTR = Q \times FR \quad (3.40)$$

Onde,

- $Q$  – Capacidade frigorífica do compressor [kW];
- $FR$  – Fator de correção 'FR'.

Os fatores FR são obtidos em função da temperatura da câmara (TC), da temperatura de evaporação (TE) e do tipo de construção do compressor (hermético (H), aberto (A) ou semi-hermético (S)). Novamente, os fatores são obtidos com recurso ao catálogo do fabricante escolhido.

Sabendo o calor total de rejeição pode-se então utilizar a expressão 3.41, para seleccionar, posteriormente, o condensador.

$$Q_{0MP} = Q_{@DT=15K} \times \frac{DT}{15} \times FC1_{MP} \times FC2 \times FC3 \times FC4 \quad (3.41)$$

Em que,

- $Q_{@DT=15K}$  – Capacidade nominal do condensador ( $DT = 15K$ );
- $FC3$  – Fator de correção da temperatura ambiente;
- $FC4$  – Fator de correção da altitude.

### 3.3.3. Sistema de Expansão

A seleção do sistema de expansão, nomeadamente das válvulas de expansão termostática, requer que haja conhecimento sobre (Monteiro, 2016):

- Fluido frigorífero;
- Capacidade do evaporador;
- Pressão de evaporação;
- Pressão de condensação;
- Subarrefecimento pretendido;
- Queda de pressão na válvula;
- Pressão de equalização externa ou interna.

Conhecendo os parâmetros é possível recorrer aos *softwares* dos fabricantes de modo a efetuar uma fácil seleção deste componente.

## 4. Ferramenta de Cálculo Desenvolvida

O desenvolvimento de uma ferramenta que possibilitasse o cálculo das cargas térmicas das câmaras frigoríficas foi um dos objetivos a ser desenvolvido durante o estágio curricular na empresa SKK<sup>®</sup>. O objetivo é que a ferramenta fosse credível, simples de utilizar e que permitisse ser manipulada pelos projetistas, possibilitando ainda o acesso ao seu código.

O programa escolhido para efetuar o desenvolvimento desta ferramenta foi o Microsoft Excel<sup>®</sup>, por ser fácil de manipular e fácil de aceder por parte da empresa. Inicialmente foi equacionada a hipótese de utilizar a programação em Visual Basic associada ao Excel (*Visual Basic Applications*, VBA), porém por exigir conhecimentos mais profundos na área de programação e na eventualidade de a empresa desejar efetuar atualizações no futuro, optou-se por colocar de parte essa mesma opção.

A ferramenta de cálculo divide-se em seis partes, sendo elas:

- 1 – Informações gerais;
- 2 – Características do produto;
- 3 – Fontes de calor;
- 4 – Fontes de calor associadas ao evaporador;

- 5 – Infiltrações e renovações de ar;
- 6 – Resultados.

A ferramenta permite ainda a impressão de um relatório resumo relativo às cargas térmicas determinadas e a verificação / seleção de unidades compactas de refrigeração a funcionarem com R290 ou R1270.

Os próximos subcapítulos pretendem explorar e apresentar as funcionalidades da ferramenta.

#### 4.1. 1ª parte – Informações gerais

A Figura 36 apresenta a interface gráfica do utilizador (IGU) relativa às informações gerais associadas à câmara frigorífica. No cabeçalho desta sessão é descrito o nome do cliente e o número do processo, encontrando-se a data pré-programada, atualizando-se quando a folha é iniciada. O botão “Inicializar” (sinalizado a vermelho) permite limpar os campos editáveis.

Cliente:   
 N.º Processo:

Data:

**1 - INFORMAÇÕES GERAIS**

Tipo de câmara:

Local de instalação:

HR exterior: 42 %  
 T. exterior: 32 °C

Alteração da temperatura e humidade exterior

**Dimensões externas:**

Comprimento:  m  
 Largura:  m  
 Pé-direito:  m

Funcionamento diário:  h  
 Fator de segurança:  %

**Isolamento da envolvente**

Fabricantes/Modelos:

	Paredes	Teto	Pavimento
Espessuras [mm]:	150	150	150

Volume interno: **111 m<sup>3</sup>**

Tipo de pavimento:

Figura 36 – IGU relativa às informações gerais

Dentro das informações gerais é possível escolher qual o tipo de câmara que se pretende, tendo como opções ser do tipo de conservação positiva, conservação negativa ou de congelação, como se vê na Figura 37. Aparece ainda uma breve descrição sobre as opções possíveis, auxiliando os utilizadores.

The screenshot shows a software interface with the following elements:

- Tipo de câmara:** A dropdown menu currently showing 'Congelação'.
- Local de instalação:** A dropdown menu with options: 'Conservação Positiva', 'Conservação Negativa', and 'Congelação' (highlighted).
- Alteração da temperatura e humidade exterior:** A checkbox that is currently unchecked.
- Dimensões externas:**
  - Comprimento: 5,35 m
  - Largura: 4,15 m
  - Pé-direito: 6,00 m
- Funcionamento diário:** A field partially visible.
- Fator de segurança:** A field partially visible.
- HR exterior:** 42 %
- Tooltip (Tipo de câmara):**
  - Conservação positiva - Conservação de produtos a temperaturas superiores ao seu ponto de congelamento;
  - Conservação negativa - Entrada de produtos já congelados e sua conservação;
  - Congelamento - Existe a congelação dos produtos.

Figura 37 – Escolha do tipo de câmara

Ao efetuar a escolha do local de instalação, as opções disponíveis são as da Tabela 8, surge a temperatura exterior de bolbo seco e a humidade relativa exterior associada a essa localização. Contudo, para permitir uma maior flexibilidade ao projetista é possível inserir manualmente esses valores, selecionando a *checkbox* que permite essa alteração (Figura 38).

The screenshot shows a software interface with the following elements:

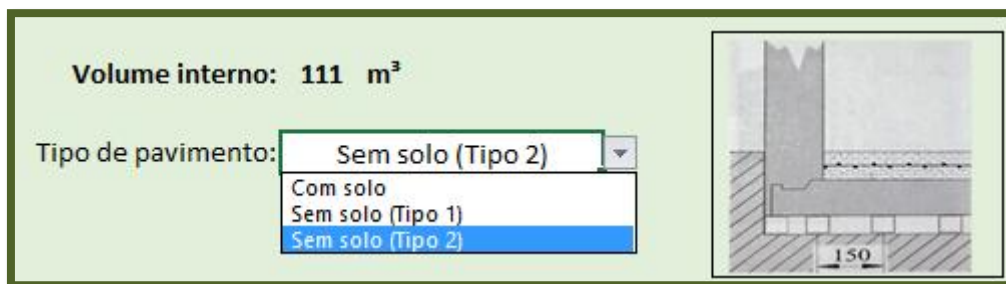
- Alteração da temperatura e humidade exterior:** A checkbox that is checked.
- HR exterior:** 60 %
- T. exterior:** 35 °C

Figura 38 – Alteração das condições termo-higrométricas exteriores

Os campos relativos às dimensões externas, ao funcionamento diário e ao fator de segurança são campos de preenchimento aberto.

Relativamente ao isolamento da envolvente optou-se por utilizar diretamente os fabricantes e os modelos utilizados pela SKK<sup>®</sup>, deste modo, o projetista utiliza o isolamento que mais se adequa ao projeto, verificando de imediato quais são as espessuras que se encontram disponíveis em função do fabricante / modelo escolhido, tal como referido na subsecção 3.2.1.

Uma outra opção é a escolha do tipo de pavimento, isto é, se o mesmo é com solo, sem solo (Tipo 1) ou sem solo (Tipo 2), como se vê na Figura 39.



**Figura 39 – Opções de pavimento**

A Tabela 17 apresenta a explicação das três opções de pavimento disponíveis na ferramenta de cálculo, também é apresentada uma breve síntese das opções ao utilizador quando seleciona o tipo de pavimento.

**Tabela 17 – Discriminação das opções de pavimento (adaptado de Monteiro, 2016)**

<p>Na opção <b>com solo</b>, o painel de solo é isolado e encontra-se apoiado sobre um vazio sanitário.</p>	<p>Na opção <b>sem solo (Tipo 1)</b>, o pavimento da câmara não é isolado, sendo que as paredes da câmara são fixadas diretamente ao solo do local de instalação.</p>	<p>A opção <b>sem solo (Tipo 2)</b>, aproveita o painel de solo para promover uma solução sem solo. O pavimento do local de instalação é rebaixado de modo acomodar um vazio sanitário, o painel de solo e duas camadas de betão armado (60 + 60 mm) numa armadura de ferro <math>\phi 5 \times 150</math>, permitindo a estiva mecânica.</p>

## 4.2. 2ª Parte – Características do Produto

É nesta parte (Figura 40) que são seleccionados os produtos a inserir no interior da câmara e, consequentemente, são seleccionadas as propriedades que irão ser utilizadas nos cálculos.

2 - CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO			
Categoria do Produto:	Suínos	<input type="checkbox"/> Alteração da temperatura e humidade interior	
Produto:	Porco (Diversos)		
T. Câmara:	-18	°C	
HR Interna:	85	%	
Carga máxima:	49870	kg	<input type="checkbox"/> Reduzir a carga máxima
Entrada Diária (%):	10	<input type="checkbox"/> Entrada de produto em kg?	
T. Entrada Produto (°C):	10		

Figura 40 – IGU relativa às características do produto

O utilizador da ferramenta deve escolher a categoria do produto pretendida e em seguida escolher qual o produto que pretende utilizar, dentro dessa mesma categoria. A Figura 41 apresenta um exemplo, para conservação da carne de porco.

Categoria do Produto: Suínos	
Produto:	Frutas
	Frutos_Secos
	Laticínios
	Marisco
	Ovinos
	Peixe
	Suínos
	Vegetais

Categoria do Produto: Suínos	
Produto:	Porco (Diversos)
T. Câmara:	Bacon
	Barriga
	Carcaça
	Gordura
	Ombro
	Porco (Diversos)
	Presunto
	Salsichas

Figura 41 – Seleção da categoria do produto (à esquerda) e seleção do produto (à direita)

Foram definidas um total de doze categorias de produto, sendo que a base de dados é composta por um total de 113 (cento e treze) produtos. A seleção de um produto faz com que sejam seleccionadas as propriedades associadas ao mesmo, surgindo de imediato, na IGU, a temperatura e a humidade relativa a que o produto deve ser conservado, contudo o utilizador pode definir a temperatura e humidade relativa interna da câmara, como se verifica na Figura 42.

Produto:	Porco (Diversos)	<input checked="" type="checkbox"/> Alteração da temperatura e humidade interior
T. Câmara:	-18 °C	T. Câmara (°C): -20
HR Interna:	85 %	HR Interna (%): 85

Figura 42 – Alteração da temperatura e humidade interna da câmara

A cada categoria de produto encontra-se associado, de forma prévia, uma densidade de carga (Tabela 18) que é utilizada para determinar a carga máxima admissível no interior da câmara. A carga máxima sugerida ao utilizador utiliza a simplificação da equação 3.21, isto é, os fatores presentes na equação adotam um valor unitário, caso o utilizador pretenda considerar os fatores referidos na subsecção 3.2.2, deve selecionar a *checkbox* denominada por “Reduzir a carga máxima”, como visível na Figura 43.

Carga máxima:	49870 kg	<input type="checkbox"/> Reduzir a carga máxima
Carga máxima:	16665 kg	<input checked="" type="checkbox"/> Reduzir a carga máxima

Figura 43 – Determinação da carga máxima, com (acima) e sem fatores de redução (em baixo)

Tabela 18 – Densidades de carga

Lista de produtos disponíveis:	Densidades de Carga [kg/m <sup>3</sup> ]	
	Conservação em fresco	Congelados
Aves	400	450
Bebidas	300	n.a.
Bovinos	350	450
Diversos	300	400
Frutas	250	n.a.
Frutos Secos	200	n.a.
Laticínios	350	350
Marisco	350	400
Ovinos	300	450
Peixe	350	500
Suínos	300	450
Vegetais	300	n.a.

O utilizador pode dar a entrada do produto em quilogramas ou definir uma percentagem da entrada total, só tem de seleccionar a *checkbox* ao lado do campo onde insere os valores. A temperatura a que entra o produto é também um parâmetro definido pelo projetista.

### 4.3. 3ª Parte – Fontes de Calor

Na 3ª parte (Figura 44) são englobadas outras fontes de calor que não sejam os produtos ou estejam associadas ao funcionamento do evaporador.

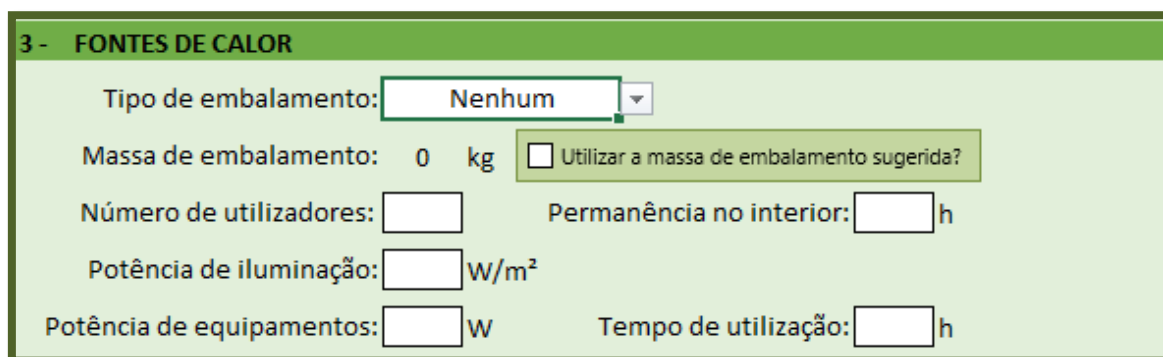


Figura 44 – IGU relativa às fontes de calor

Nesta categoria o utilizador pode escolher o tipo de embalagem associado ao produto, tal como visível na Figura 45.

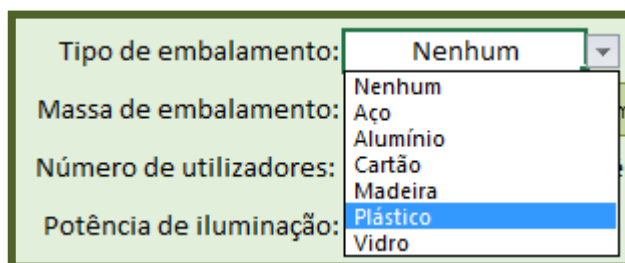


Figura 45 – Opções de embalagem

Ao seleccionar o tipo de embalagem é logo sugerida a massa de embalagem associada ao produto que entra na câmara, ficando à escolha do utilizar adotar esse valor ou inserir um valor percentual que atua sobre a massa de entrada diária de produto, tal como visível na Figura 46.

Tipo de embalagem:	Alumínio	Porcentagem:	0	%
Massa de embalagem:	498,7 kg	<input checked="" type="checkbox"/>	Utilizar a massa de embalagem sugerida?	

**Figura 46 – Exemplo de sugestão para uma massa de embalagem**

Nesta parte é ainda definido o número de utilizadores e o tempo de permanência no seu interior. O tempo de funcionamento da iluminação encontra-se diretamente relacionado com a permanência de pessoal de estiva no interior da câmara frigorífica.

No campo relativo à potência dos equipamentos devem ser consideradas as máquinas que sejam utilizadas no interior da câmara como, por exemplo, empilhadores, cortadores de carne, entre outros equipamentos.

#### **4.4. 4ª Parte – Fontes de Calor associadas ao Evaporador**

As cargas associadas ao evaporador, nomeadamente aos sistemas de descongelação e aos motores de ventilação, podem ser contabilizadas nesta parte. O utilizador pode definir a potência destes sistemas e o número de horas de funcionamento dos mesmos, como visível na Figura 47.

Porém, estes valores só são conhecidos após escolher qual o evaporador a utilizar. De forma a contornar esta limitação, o utilizador pode contabilizar estes ganhos térmicos definindo uma percentagem que atua sobre a carga térmica total, dando uma estimativa que pode, posteriormente, ser comparada e / ou corrigida em função das potências dos componentes associados ao evaporador escolhido (Figura 48).

4 - FONTES DE CALOR ASSOCIADAS AO EVAPORADOR					
Qual o esquema de contabilização para os ganhos de calor associados aos ventiladores?			<input checked="" type="radio"/> Potência do equipamento (W)		
			<input type="radio"/> Porcentagem sobre a carga térmica total (%)		
Sistemas de descongelação:	0	W	Funcionamento:	0	h
Motores de ventilação:	165	W	Funcionamento:	22	h

**Figura 47 – IGU relativa às fontes de calor associadas ao evaporador**

<b>Qual o esquema de contabilização para os ganhos de calor associados aos ventiladores?</b>	<input type="radio"/> Potência do equipamento (W)	
	<input checked="" type="radio"/> Percentagem sobre a carga térmica total (%)	
Sistemas de descongelação:	0	%
Motores de ventilação:	5	%

Figura 48 – Entrada de valores por percentagem

#### 4.5. 5ª Parte – Infiltrações e Renovações de Ar

É nesta parte que são ajustadas as infiltrações e renovações de ar associadas à câmara frigorífica, encontrando-se a IGU apresentada na Figura 49.

<b>5 - INFILTRAÇÕES E RENOVAÇÕES DE AR</b>			
Movimentação diária:	Forte	Acondicionamento do produto:	Em paletes
<b>Dados da porta:</b>			
<b>Dimensões da porta (m)</b>		Barreiras de temperatura:	Nenhuma
Altura:		Porta automatizada?	Não
Largura:		Tipo de porta:	Pivotante
<input type="checkbox"/> Deseja entrar com mais detalhes? Esta opção utiliza um modelo de cálculo diferente para as infiltrações!			

Figura 49 – IGU relativa às infiltrações e renovações de ar

Nesta parte é possível definir o tipo de movimentação diária (forte ou fraca), qual o acondicionamento do produto (em paletes ou em carcaças suspensas), as dimensões da porta, se existem barreiras de temperatura (sendo que as opções são “nenhuma”, “cortina de ar” ou “cortina de lamelas”) e é ainda possível definir se a porta é automatizada ou não.

O campo relativo ao tipo de porta (que pode ser do tipo pivotante ou deslizante) não influencia nos cálculos, tratando-se apenas de um registo de informação, que estará presente no relatório das cargas térmicas.

Na eventualidade de o projetista possuir dados mais detalhados sobre o acesso à câmara, pode, através da seleção de uma *checkbox*, como visível na Figura 50, efetuar um cálculo mais detalhado das infiltrações, sendo para isso necessário mais dados.

<input checked="" type="checkbox"/> Deseja entrar com mais detalhes? Esta opção utiliza um modelo de cálculo diferente para as infiltrações!	Número de acessos à câmara:	<input type="text"/>
	Tempo de abertura da porta:	<input type="text"/> seg.
	Tempo que a porta fica aberta:	<input type="text"/> min.

Figura 50 – Diferente método de cálculo para as infiltrações

#### 4.6. 6ª Parte – Resultados

No final da inserção dos dados apresenta-se uma tabela resumo, com o *layout* da Figura 51, permitindo efetuar uma análise das cargas térmicas que foram obtidas.

SKK		Balanco Térmico	Potências Térmicas [W]		Porcentagem sobre total [%]
1	Transmissão pela Envoltura	Paredes e Teto	0	0	0,0%
2		Solo	0		0,0%
3	Carga do Produto		0		0,0%
4	Respiração do Produto		0		0,0%
5	Embalagens		0		0,0%
6	Pessoas		0		0,0%
7	Iluminação		0		0,0%
8	Equipamentos		0		0,0%
9	Infiltrações e Renovações de Ar		0		0,0%
Somatório das Cargas [W]			0		0,0%
Motoventiladores e Degelo [W]			0		
Potência Previsional [W]			0		
Potência Térmica Final [W]			0		

Figura 51 – IGU relativa aos resultados finais

Salienta-se que as cargas térmicas relativas à transmissão pela envoltura encontram-se discriminadas, de forma a verificar qual é a influência que tem em adotar um dos diferentes tipos de pavimento disponíveis.

As cargas térmicas originadas pelos motoventiladores e pelo degelo encontram-se após o somatório das cargas pela razão de que o utilizador pode definir esta carga como sendo uma percentagem incidente sobre o somatório das cargas ou inserir a potência e tempo de funcionamento destes equipamentos.

A potência previewal apresenta a soma entre as cargas parciais (Somatório das Cargas) e as cargas originadas pelos motoventiladores e degelo, esta potência é posteriormente afetada

pelo fator de segurança, originando a potência térmica final, que deverá ser tida em consideração para a seleção dos componentes.

#### **4.7. Relatório das Cargas Térmicas**

Após a determinação das cargas térmicas é possível imprimir um relatório com os parâmetros que foram utilizados e os valores obtidos (Anexo A), permitindo à empresa anexar este relatório à proposta comercial, justificando devidamente a determinação da carga térmica e a posterior escolha dos equipamentos necessários para anular esta mesma carga.

O cliente pode ainda, após consulta do relatório, propor alterações aos *inputs* utilizados, permitindo que exista uma maior articulação entre o cliente e a empresa.

#### **4.8. Seleção de Equipamentos**

O segundo macro objetivo do estágio passava por dotar a ferramenta com a capacidade de seleção de equipamentos, isto é, para além de ser uma ferramenta de cálculo deveria ser possível ao projetista escolher os componentes do sistema de frio que se adequassem à câmara a ser projetada. Porém, o fluido frigorigéneo utilizado deveria pertencer à família dos hidrocarbonetos, foi nesta parte do trabalho que se verificaram os maiores entraves ao desenvolvimento.

Devido às restrições de carga, exigências de segurança e pouco à vontade por parte do mercado em absorver sistemas de frio que utilizem este tipo de fluidos frigorigéneos, as potências dos componentes, nomeadamente compressores e unidades de condensação, disponíveis no mercado são reduzidas atingindo valores inferiores a 2,5 kW de capacidade térmica (██████████, s.d. e ██████████, s.d.).

Apesar das baixas potências disponíveis, esta questão poderia ser ultrapassada através da utilização de mais do que um circuito de frio, porém, para além de não ser uma solução atrativa a nível técnico e económico para a empresa, continuaria sem resolver a situação, uma vez que não foram encontrados fabricantes de evaporadores que utilizem hidrocarbonetos.

Um dos fabricantes de evaporadores contactados, que apesar de possuir uma linha dedicada aos fluidos frigorigéneos naturais, não dispõem de evaporadores de hidrocarbonetos prontos a comercializar, isto é, não apresenta modelos em catalogo que possam ser encomendados e

revendidos pela SKK<sup>®</sup>, foi inclusive uma das respostas dadas quando questionados sobre a possibilidade de comercializar evaporadores para R290. A primeira questão que foi colocada ao fabricante foi se era possível utilizar os evaporadores disponíveis no seu catálogo técnico e colocá-los a funcionar usando R290, tendo sido obtida uma resposta negativa. Noutros contactos a empresa referiu que tinha a capacidade de produzir evaporadores para este tipo de fluido, porém, só os fabricava para encomendas de grande volume e especificidade, o que não era uma solução adequada ao sistema de comercialização da SKK<sup>®</sup>.

Em outubro de 2016, durante uma reunião na SKK<sup>®</sup>, uma outra empresa apresentou a sua linha dedicada aos fluidos frigorigéneos naturais, adequada para R290, R1270 e R600, apresentando ainda certificações do tipo ATEX. Contudo, após contactos posteriores verificou-se que esta empresa não possuía uma linha *standard* de evaporadores, estando aberta à hipótese de criar uma linha customizada de evaporadores de microcanal para uma situação de encomendas de grandes quantidades. Apesar da importância em trabalhar com evaporadores de microcanal, que tornaria possível reduzir a carga de fluido frigorigéneo do circuito de frio acabou-se, novamente, por se entrar numa situação que não correspondia ao padrão comercial da SKK<sup>®</sup>.

Através do website Hydrocarbons21 (<http://hydrocarbons21.com/companies>) procurou-se empresas que fabricassem evaporadores que funcionassem com hidrocarbonetos, todavia após consultar as empresas associadas a esta plataforma (Hydrocarbons21) de divulgação e isentivo à utilização destes fluidos, não foram encontrados fabricantes que comercializassem o componente que se procurava.

Um outro fabricante que foi encontrado apresentava soluções do tipo monobloco que fazem uso do R290, porém as capacidades de arrefecimento eram muito reduzidas, e não se adequavam às câmaras frigoríficas.

A solução encontrada foi a utilização de unidades compactas comercializadas pela ██████████, estas apresentam potências frigoríficas entre os 600 e 5800 W, permitindo uma gama de aplicação mais ampla.

Na Figura 52 é possível verificar o aspeto do menu de seleção das unidades compactas, sendo que na coluna relativa à potência frigorífica do equipamento são apresentadas as potências para as condições de funcionamento do equipamento (Temperatura da câmara e temperatura ambiente).

Ordenar equipamentos		Detalhes dos equipamentos compactos - [REDACTED]					
Modelo do equipamento	Potência frigorífica do equipamento [W]	Aplicabilidade	Sobre-dimensionamento	Carga (gr.)	Preço (€)	Tensão (V)	Seleção
[REDACTED]	3249	Não	46,4%	430	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	3208	Não	45,8%	370	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	2479	Não	29,8%	430	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	2417	Não	28,0%	370	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	2030	Sim	14,3%	150	[REDACTED]	230	<input type="radio"/>
[REDACTED]	1960	Sim	11,2%	150	[REDACTED]	230	<input type="radio"/>
[REDACTED]	1161	Não		150	[REDACTED]	230	<input type="radio"/>
[REDACTED]	1122	Não		150	[REDACTED]	230	<input checked="" type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		400	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		340	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		150	[REDACTED]	230	<input type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		150	[REDACTED]	230	<input type="radio"/>

Ordenar equipamentos		Detalhes dos equipamentos compactos - [REDACTED]					
Modelo do equipamento	Potência frigorífica do equipamento [W]	Aplicabilidade	Sobre-dimensionamento	Carga (gr.)	Preço (€)	Tensão (V)	Seleção
[REDACTED]	3692	Não	52,9%	360	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	3631	Não	52,1%	320	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	2867	Não	39,3%	360	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	2788	Não	37,6%	320	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		280	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>
[REDACTED]	0	Não		240	[REDACTED]	400	<input type="radio"/>

Figura 52 – IGU relativa à seleção dos equipamentos

Aplica-se, também, a verificação da carga máxima de frigorigéneo admissível, em função da seleção da norma aplicável (Figura 53). A norma IEC EN 60335-2-89 deve ser escolhida para sistemas de frio que não câmaras frigoríficas, por exemplo, para expositores frigoríficos. Selecionando a norma NP EN 378, o limite de carga é determinado em função da equação 2.6.

**Limite de carga do equipamento**

Carga de frigorigénio máxima (gr.): 150

**Norma aplicável? (Selecione)**

IEC EN 60335-2-89

NP EN 378: 2008

IEC EN 60335-2-89

Figura 53 - IGU relativa ao limite de carga do equipamento



## 5. Validação da Ferramenta de Cálculo Desenvolvida

Após a criação da ferramenta de cálculo foi importante testar a sua funcionalidade e credibilidade comparando-a com outros *softwares* existentes no mercado. Assim, recorreu-se aos seguintes programas de cálculo informático, para efetuar esta validação:

- Calcam-Quiron da Centauro<sup>®</sup> (Versão 1.6.0) – *Software* disponibilizado pela empresa Centauro<sup>®</sup> que efetua o cálculo das cargas térmicas, sugerindo no final do cálculo evaporadores que se adequam ao pretendido;
- Calcooling (Versão 3.0) – O *software* online disponibilizado pela Intarcon<sup>®</sup> apresenta uma grande capacidade de simplificar o trabalho do projetista, fornecendo valores *default* nos vários campos de preenchimento, permitindo ainda uma precisão matemática elevada devido ao facto de o utilizador poder alterar vários parâmetros específicos. Um aspeto menos positivo da ferramenta é não disponibilizar de forma detalhada os resultados finais;
- *Software* Riedel<sup>®</sup> GEK 2015 (Versão 16.0) – A simplicidade desta ferramenta faz com que seja rápido e prático efetuar o cálculo das cargas térmicas, uma vez que à semelhança do Calcooling também permite editar certos campos previamente

preenchidos com valores *default*, sugerindo no final sistemas compactos ou de *split*, comercializados pela Riedel®;

- Software Zanotti (Versão 1.39.3) – A empresa Zanotti® disponibiliza um *software* que permite calcular as cargas térmicas e selecionar unidades compactas ou sistemas *split* para a situação em estudo. Porém, esta ferramenta não permite alterar as propriedades associadas aos produtos inseridos na câmara;
- Folha de cálculo desenvolvida pelo Eng.º Victor Monteiro – A folha de cálculo desenvolvida e disponibilizada pelo Eng.º Victor Monteiro, que acompanha o seu livro Refrigeração II, traduz os seus ensinamentos e metodologias de cálculo expostos na sua obra, existindo ainda a sua validação em relação a outras ferramentas.

### **5.1. Caso 1 – Conservação Positiva com solo isolado**

Neste primeiro caso de estudo a empresa cliente, denominada por Cliente 1, solicitou à SKK® uma câmara frigorífica para efetuar a conservação positiva de cogumelos, bem como o seu sistema de frio. Os dados disponibilizados pelo cliente foram as dimensões da câmara, o produto a ser conservado e o local de instalação. A ausência de mais dados revela-se problemática para que possa existir uma aferição correta das cargas térmicas em jogo, a fim de evitar subdimensionamentos, ou na maior parte dos casos sobredimensionamentos.

Considerando os dados recolhidos efetua-se uma lista resumida com os parâmetros a serem introduzidos na folha de cálculo ou *software*, sendo estes os seguintes:

- Local de instalação: Porto;
- Termo-higrometria envolvente à câmara: 32 °C e 60 % de Humidade Relativa (HR);
- Construção: Painéis tipo sanduíche termolacados de qualidade alimentar;
- Dimensões interiores: 4000 × 5200 × 2800 mm;
- Isolamento: Poliuretano (PUR) de 80 mm;
- Solo isolado;
- Produto alimentar: Conservação positiva de cogumelos;
  - Densidade de carga: 300 kg m<sup>-3</sup>;
  - Termo-higrometria interior: 0,5 °C e 87 % de HR;
  - Temperatura máxima de entrada: 20 °C;

- Entrada máxima: 10 % (1747,2 kg);
- Sem embalagem.
- Estiva: 2 pessoas durante 2 horas;
- Potência de iluminação: 12 W m<sup>-2</sup>;
- Dimensões da porta: 1900 × 800 mm;
- Funcionamento do compressor: 16 horas.

Considerando os dados acima procedeu-se às simulações nos programas referidos no início, tendo sido obtida a Tabela 19. Os relatórios com os pressupostos e os resultados obtidos podem ser consultados de forma detalhada no Anexo B.

Tabela 19 – Caso 1 (Cliente 1 - 01.COG.2015)

<b>Cliente 1</b>	<b>01.COG.2015</b>					
	<b>JRCALC</b>	<b>CALCAM</b>	<b>CALCOOLING</b>	<b>RIEDEL</b>	<b>VM</b>	<b>ZANOTTI</b>
Envolvente [W]:	1138,0	1018,3	1291,3	1117,0	1198,0	1077,5
Conservação de produto [W]:	2360,0	2361,8	4618,2	1658,0	2372,0	4461,3
Respiração de produto [W]:	2791,0	3098,2		769,9	304,0	
Infiltrações e renovações [W]:	1132,0	1289,0	869,0	898,6	1249,0	940,4
Pessoas [W]:	65,0	67,5	1184,6	92,5	21,0	67,7
Iluminação [W]:	31,0	31,2			9,0	44,6
Motoventiladores e degelo [W]:	376,0	401,5		232,4	180,0	0,0
Fator de segurança [W]:	789,3	826,8		476,8	533,3	659,2
<b>Potência térmica total [W]:</b>	<b>8682,3</b>	<b>9094,3</b>	<b>7963,1</b>	<b>5245,2</b>	<b>5866,3</b>	<b>7250,7</b>
<b>Desvios:</b>	0,0%	4,7%	-8,3%	-39,6%	-34,9%	-16,5%

Verifica-se que o resultado obtido através da folha de cálculo desenvolvida (JRCALC) não difere de forma significativa dos resultados obtidos através do programa Calcam ou do Calcooling. Por outro lado, as diferenças em relação ao *software* da RIEDEL e do Eng.º Victor Monteiro (VM) são bastante significativas. A linha inferior da tabela (Tabela 19) apresenta os desvios relativos dos resultados obtidos nos outros *softwares* em relação à ferramenta de cálculo desenvolvida.

A nível da envolvente verifica-se que os ganhos térmicos não apresentam grandes diferenças entre os vários programas, as diferenças registadas relacionam-se com os coeficientes de transmissão térmica dos painéis. A Tabela 20 mostra os coeficientes de transmissão térmica de três painéis, com diferentes fabricantes, constituídos por PUR e com a mesma espessura,

no entanto o produto 2 apresenta um coeficiente de transmissão superior a 15 % relativamente ao produto 3, originando diferenças no cálculo das cargas térmicas.

**Tabela 20 – Coeficientes de transmissão térmica, U [W (m<sup>2</sup> °C)<sup>-1</sup>]**

<b>Espessura (mm)</b>	<b>Produto 1</b>	<b>Produto 2</b>	<b>Produto 3</b>
60	0,35	0,38	0,33

As diferenças a nível da conservação do produto relacionam-se com as propriedades específicas dos produtos, tendo sido verificada uma grande variação nas propriedades dos produtos entre os programas, devendo-se ao facto de cada um utilizar diferentes bases de dados. A folha de cálculo desenvolvida utiliza como base de dados as características dos produtos constantes na ASHRAE, enquanto que outros programas utilizam diferentes propriedades para os produtos. Por exemplo, a base de dados disponibilizada no livro de Refrigeração II difere de algumas das propriedades constantes na ASHRAE.

A este nível é difícil de comparar os resultados obtidos através do Calcooling e do programa da Zanotti, pois estes agrupam a carga associada ao arrefecimento do produto com a carga associada à respiração, dificultando uma comparação mais individualizada. O programa da Riedel apresenta uma variação mais significativa em relação ao valor obtido pela ferramenta criada, isto deve-se não só às propriedades dos produtos utilizadas (Tabela 21), mas sobretudo ao facto de não considerar todo o volume interno da câmara como útil, acontecendo o mesmo na folha de cálculo do Eng.º Victor Monteiro.

Ao passo que na generalidade dos programas a carga máxima de produto admissível no interior da câmara frigorífica é obtida através do produto do volume interno pela densidade de carga associada ao produto, a folha de cálculo do Eng.º Victor Monteiro admite que a câmara não pode ser totalmente cheia com produto, sendo que é necessário espaço para circulação de pessoas, de equipamentos e do ar, efetuando o cálculo da carga máxima com recurso à equação 3.1., reduzindo de forma significativa a entrada de produto, porém para contornar esta questão foi definido (na folha VM) que a entrada diária era de 25 %, de forma a igualar a entrada aos pressupostos. Já no programa da Riedel, admitiu-se a entrada diária como um valor *default* de 59 kg (m<sup>2</sup> dia)<sup>-1</sup>, equivalendo a uma entrada de 1227,2 kg, valor inferior aos pressupostos e, como tal, origina uma carga térmica inferior.

**Tabela 21 – Propriedades dos cogumelos**

	<b>JRCALC</b>	<b>Riedel</b>	<b>VM</b>
Temperatura final de conservação (°C):	0,5	0	0,5
Humidade relativa de conservação (%):	87	90	87
Calor específico acima do ponto de congelação ( $kJ (kg K)^{-1}$ ):	3,99	3,89	3,91
Calor de respiração ( $kJ (kg dia)^{-1}$ ):	9,2	7,2	3

A carga de respiração dos produtos é um parâmetro que dificilmente apresenta consenso. Novamente não é possível comparar com o Calcooling, nem com a Zanotti, pelos motivos referidos anteriormente. Visualizando os valores presentes na Tabela 21 apercebemo-nos da discrepância entre os calores de respiração, uma vez mais estas questões relacionam-se com a utilização de bases de dados diferentes. É também difícil haver consenso no que toca às propriedades dos produtos, até porque existem vários tipos de cogumelos, cada um com o seu metabolismo próprio, seria necessário conhecer as propriedades do produto em específico para obter um cálculo exato. Outra particularidade importante de referir é que o programa da Riedel e a folha VM, só consideram a respiração do produto que entra, ao oposto dos outros programas que consideram a respiração libertada pela carga máxima de produtos no interior da câmara. A última solução é a mais segura, tal como justificado na subsecção 3.2.2, garantindo que o equipamento de frio consegue combater as cargas térmicas no interior da câmara e é a estratégia utilizada na folha de cálculo desenvolvida como, também, no programa da Calcam, Calcooling e Zanotti.

As infiltrações e renovações de ar também se encontram de acordo com os valores obtidos pelo programa Calcam e a folha VM. O Eng.º Victor Monteiro utiliza uma estratégia de determinação das infiltrações e renovações diferente, do que a utilizada na folha de cálculo desenvolvida e descrita na subsecção 3.2.4, sendo que faz uso de valores previamente tabelados, tal como exposto na sua obra. Apesar da diferença de métodos os valores obtidos são em muito semelhantes. Os restantes programas (Calcooling, Riedel e Zanotti) apresentam valores semelhantes entre si, mas dispares dos que foram obtidos, as diferenças estão relacionadas aos métodos de cálculo utilizados. O Calcooling apresenta um cálculo mais refinado, na medida que permite inserir as dimensões da porta, tal como a folha desenvolvida, porém os outros programas não têm a área de entrada em consideração. As diferenças entre a folha desenvolvida e o Calcooling devem ser originadas por taxas de renovação diferentes, uma vez que em ambos os programas a área da porta é tida em consideração.

Relativamente à estiva não é de observar grandes diferenças, à exceção da folha VM que apresenta uma carga inferior, porém deve-se à menor linearidade em definir o tempo de permanência dos utilizadores no interior da câmara, não é muito prática neste aspeto. Também a iluminação é diferente no caso da folha VM, pois está diretamente relacionada com o tempo de permanência dos utilizadores no interior da câmara. No global os valores relacionados com a estiva e com a iluminação acabam por ser irrelevantes face aos outros valores parcelares.

Na componente relacionada com os motoventiladores e ao degelo é onde se verificam maiores oscilações. No Calcooling não é possível perceber o valor desta parcela, pois os resultados saem agrupados com as cargas de estiva, iluminação e fator de segurança. O programa da Zanotti também não considera estas cargas. O Calcam e o programa da Riedel são os que apresentam um cálculo mais exato nesta componente, pois utilizam os consumos dos equipamentos que comercializam. Na ferramenta desenvolvida esta parcela deverá ser adicionada quando se efetua a pré-seleção do evaporador, ou considerar uma potência aceitável para o tipo de câmara e volume, porém esta consideração depende muito da experiência e sensibilidade do projetista.

Em suma, os desvios nos resultados finais não devem exceder os  $\pm 10\%$  (Monteiro, 2016), tendo esta premissa sido verificada para o caso do Calcam e do Calcooling, nos outros programas a disparidade dos valores é devida aos pontos analisados anteriormente.

## **5.2. Caso 2 – Conservação Positiva sem solo isolado**

O Cliente 3 (O caso do cliente 2 foi omitido por questões de redundância), solicitou à SKK® uma câmara frigorífica para efetuar a conservação positiva de frutos vermelhos, bem como o seu sistema de frio. Os dados disponibilizados pelo cliente foram as dimensões da câmara, o produto a ser conservado (morangos) e o local de instalação.

Os parâmetros a serem introduzidos na folha de cálculo ou *software*, foram os seguintes:

- Local de instalação: Porto;
- Termo-higrometria envolvente à câmara: 32 °C e 60 % de Humidade Relativa (HR);
- Construção: Painéis tipo sanduíche termolacados de qualidade alimentar;
- Dimensões interiores: 2000 × 3000 × 2400 mm;
- Isolamento: Poliuretano (PUR) de 60 mm;

- Solo não isolado;
- Produto alimentar: Conservação positiva de frutos vermelhos;
  - Densidade de carga: 250 kg m<sup>-3</sup>;
  - Termo-higrometria interior: 0,5 °C e 82 % de HR;
  - Temperatura máxima de entrada: 20 °C;
  - Entrada máxima: 10 % (360 kg);
  - Sem embalagem.
- Estiva: 1 pessoas durante 2 horas;
- Potência de iluminação: 12 W m<sup>-2</sup>;
- Dimensões da porta: 1900 × 800 mm;
- Funcionamento do compressor: 16 horas.

Considerando os dados acima procedeu-se às simulações, tendo sido obtida a Tabela 22. Os relatórios com os pressupostos e os resultados obtidos podem ser consultados de forma detalhada no Anexo C.

**Tabela 22 – Caso 2 (Cliente 3 - 04.FRVER.2017)**

<b>Cliente 3</b>	<b>04.FRVER.2017</b>			
	<b>JRCALC</b>	<b>CALCAM</b>	<b>CALCOOLING</b>	<b>ZANOTTI</b>
Envolvente [W]:	1099,0	705,0	1119,8	725,8
Conservação de produto [W]:	488,0	481,4	767,3	469,4
Respiração de produto [W]:	240,0	306,1		
Infiltrações e renovações [W]:	544,0	606,9	430,7	507,6
Pessoas [W]:	33,0	33,8	450,9	33,9
Iluminação [W]:	9,0	9,0		11,3
Motoventiladores e degelo [W]:	241,0	288,8		0,0
Fator de segurança [W]:	265,4	243,1		174,8
<b>Potência térmica total [W]:</b>	<b>2919,4</b>	<b>2674,0</b>	<b>2768,7</b>	<b>1922,7</b>
<b>Desvios:</b>	0,0%	-8,4%	-5,2%	-34,1%

Foi importante efetuar a simulação de mais um caso de conservação positiva, devido ao facto de este não apresentar isolamento no seu pavimento. A ausência de isolamento, no pavimento, fez com que a folha de cálculo do Eng.º Victor Monteiro e o programa da Riedel não pudessem ser aplicados, uma vez que não possibilitam esta situação.

Por análise da Tabela 22 verificam-se diferenças a nível da envolvente. O modelo matemático relativo à ausência de isolamento no solo não é, claramente, consensual entre os

diferentes programas. A diferença entre a folha desenvolvida e o Calcooling é mínima, sendo de suspeitar que façam uso da mesma expressão matemática. Porém, no caso do Calcam e da Zanotti os valores resultantes diferem do valor obtido. Tal como referido, na subsecção 3.2.1, não foi possível verificar qual é o melhor método.

Sobre as cargas associadas ao produto, conservação e respiração do produto, só se verificam diferenças mais significativas no cálculo através do programa da Zanotti, novamente como as cargas são agrupadas torna-se difícil perceber realmente onde se acentua a diferença, o programa também não possibilita visualizar as propriedades dos produtos e, como tal, não podemos retirar conclusões devidamente justificadas.

As restantes cargas térmicas parcelares estão em linha de conta com os resultados obtidos pela folha desenvolvida. Os desvios também se encontram dentro dos limites recomendados, novamente excetua-se o caso do programa da Zanotti, por este não considerar os ganhos de calor pelo funcionamento dos motoventiladores e a carga de produto não se encontra em linha com os restantes programas.

### **5.3. Caso 3 - Conservação Negativa**

No caso 3 efetuou-se o cálculo de uma câmara frigorífica para efetuar a conservação negativa de carne de vaca. Os parâmetros a serem introduzidos na folha de cálculo ou *software*, foram os seguintes:

- Local de instalação: Porto;
- Termo-higrometria envolvente à câmara: 32 °C e 60 % de Humidade Relativa (HR);
- Construção: Painéis tipo sanduíche termolacados de qualidade alimentar;
- Dimensões interiores: 3200 × 3850 × 5700 mm;
- Isolamento: Poliuretano (PUR) de 150 mm;
- Solo isolado;
- Produto alimentar: Conservação negativa de carne de vaca;
  - Densidade de carga: 450 kg m<sup>-3</sup>;
  - Termo-higrometria interior: -20 °C e 85 % de HR;
  - Temperatura máxima de entrada: -5 °C;
  - Entrada máxima: 10 % (3160,1 kg);
  - Sem embalagem.

- Estiva: 2 pessoas durante 2 horas;
- Potência de iluminação: 12 W m<sup>-2</sup>;
- Dimensões da porta: 2500 × 1500 mm;
- Funcionamento do compressor: 16 horas.

Considerando os dados acima procedeu-se às simulações, tendo sido obtida a Tabela 23. Os relatórios com os pressupostos e os resultados obtidos podem ser consultados de forma detalhada no Anexo D.

Tabela 23 – Caso 3 (Cliente 4 - 05.BOVI.2017)

Cliente 4	05.BOVI.2017 (Conservação negativa)					
	JRCALC	CALCAM	CALCOOLING	RIEDEL	VM	ZANOTTI
Envolvente [W]:	1121,0	977,7	1424,1	1017,0	1085,0	1161,9
Conservação de produto [W]:	1374,0	1377,9	1219,6	1008,0	1148,0	1343,4
Infiltrações e renovações [W]:	1464,0	1394,6	1044,8	934,1	1205,0	1111,2
Pessoas [W]:	65,0	97,5	1044,8	100	21,0	102,4
Iluminação [W]:	18,0	18,5			9,0	23,0
Motoventiladores e degelo [W]:	728,0	761,5		373,7	180,0	0,0
Fator de segurança [W]:	477,0	462,8		343,3	364,8	374,2
<b>Potência térmica total [W]:</b>	<b>5247,0</b>	<b>5090,3</b>	<b>4733,4</b>	<b>3776,1</b>	<b>4012,8</b>	<b>4116,1</b>
<b>Desvios:</b>	<b>0,0%</b>	<b>-3,0%</b>	<b>-9,8%</b>	<b>-28,0%</b>	<b>-23,5%</b>	<b>-21,6%</b>

Analisando a Tabela 23 verifica-se que as diferenças continuam a incidir sobre os pontos dissecados anteriormente, pelos motivos já referidos. Novamente, o Calcam e o Calcooling continuam a apresentar diferenças inferiores aos  $\pm 10\%$ .

#### 5.4. Caso 4 – Congelação

Neste cenário efetuou-se o cálculo de uma câmara frigorífica para efetuar a congelação de carne de porco, para o mesmo cliente do caso 3 (Cliente 4). Os parâmetros a serem introduzidos na folha de cálculo ou *software*, foram os seguintes:

- Local de instalação: Porto;
- Termo-higrometria envolvente à câmara: 32 °C e 60 % de Humidade Relativa (HR);
- Construção: Painéis tipo sanduíche termolacados de qualidade alimentar;
- Dimensões interiores: 5050 × 3850 × 5700 mm;
- Isolamento: Poliuretano (PUR) de 150 mm;

- Solo isolado;
- Produto alimentar: Congelação de carne de porco;
  - Densidade de carga: 450 kg m<sup>-3</sup>;
  - Termo-higrometria interior: -20 °C e 85 % de HR;
  - Temperatura máxima de entrada: 10 °C;
  - Entrada máxima: 10 % (4987 kg);
  - Sem embalagem.
- Estiva: 2 pessoas durante 2 horas;
- Potência de iluminação: 12 W m<sup>-2</sup>;
- Dimensões da porta: 2500 × 1500 mm;
- Funcionamento do compressor: 18 horas.

Após as simulações foi elaborada a Tabela 24. Os relatórios com os pressupostos e os resultados obtidos podem ser consultados de forma detalhada no Anexo E.

**Tabela 24 – Caso 4 (Cliente 4 – 06.SUIN.2017)**

<b>Cliente 4</b>	<b>06.SUIN.2017 (Congelação)</b>			
	<b>JRCALC</b>	<b>CALCAM</b>	<b>RIEDEL</b>	<b>ZANOTTI</b>
Envolvente [W]:	1332,0	1167,5	1345,0	1333,9
Congelação do produto [W]:	14564,0	16829,9	11200,0	20314,8
Pessoas [W]:	58,0	86,6	100,0	91,1
Iluminação [W]:	26,0	25,9		20,0
Infiltrações e renovações [W]:	2051,0	2308,9	1174,0	1205,2
Motoventiladores e degelo [W]:	4508,0	4942,2	1424,4	0,0
Fator de segurança [W]:	2253,9	2536,1	1525,0	2296,5
<b>Potência térmica total [W]:</b>	<b>24792,9</b>	<b>27897,1</b>	<b>16768,4</b>	<b>25261,5</b>
<b>Desvios:</b>	0,0%	12,5%	-32,4%	1,9%

Visualiza-se, a partir da Tabela 24, que este caso é o que maior oscilação apresenta nos valores obtidos. O programa Calcooling e a folha de cálculo VM não puderam ser aplicados por não serem adequadas a processos de congelação, sendo que o Calcooling permite processos de congelação rápida, entrando na vertente de túneis de congelação.

É na congelação do produto que se verificam as maiores diferenças, nesta situação as diferenças entre as propriedades dos produtos utilizadas nos programas é majorada devido aos três estágios associados à congelação do produto, nomeadamente o processo de arrefecimento até ao ponto de congelação, a congelação propriamente dita e o

subarrefecimento do produto até à temperatura desejada. Estas situações demonstram a importância de serem realizadas simulações em mais do que um programa, garantindo a correta estimativa das cargas térmicas.

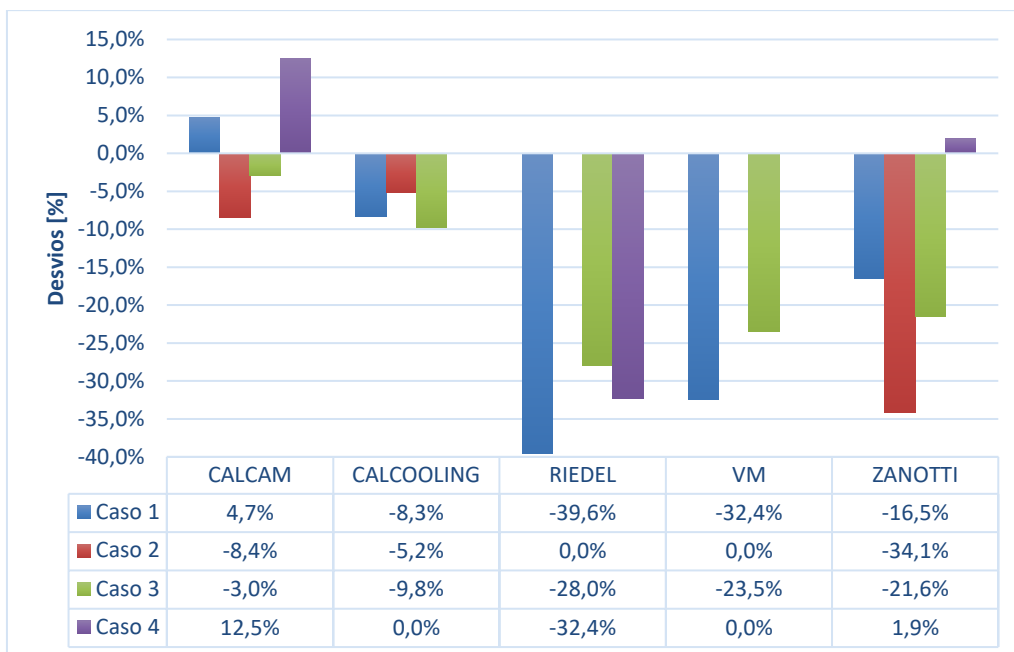
O processo de estimativa das infiltrações também apresenta algumas variações quando comparado aos resultados do programa da Riedel e Zanotti, estando em linha com os valores do Calcam.

Uma outra diferença relevante diz respeito aos motoventiladores e degelo do evaporador, esta carga depende de forma direta dos equipamentos escolhidos. No caso do programa da Riedel, este estima uma potência para os ventiladores e para os sistemas de degelo de forma automática, enquanto que no caso do Calcam estas potências são determinadas em função da potência dos equipamentos (motoventiladores e resistências elétricas) associados ao evaporador selecionado.

Apesar da proximidade dos resultados globais entre a folha JRCALC e o programa da Zanotti, não é possível existir confiança nesta semelhança de valores, uma vez que existem oscilações inaceitáveis entre as cargas térmicas parcelares calculadas por ambos os programas.

## **5.5. Balanço da Ferramenta de Cálculo**

As simulações realizadas nos vários programas, presentes nesta dissertação e as que foram sendo realizadas durante a elaboração da folha de cálculo, transmitem confiança nos valores obtidos. A Figura 54 faz um agrupamento dos desvios obtidos para os 4 casos de aplicação presentes no trabalho. As oscilações verificadas em relação aos programas Calcam e Calcooling encontram-se dentro dos limites razoáveis de aceitação, isto é, entre uma gama de variação de  $\pm 10\%$  (Monteiro, 2016), com exceção do caso 4, que apresenta um desvio de 12,5 %.



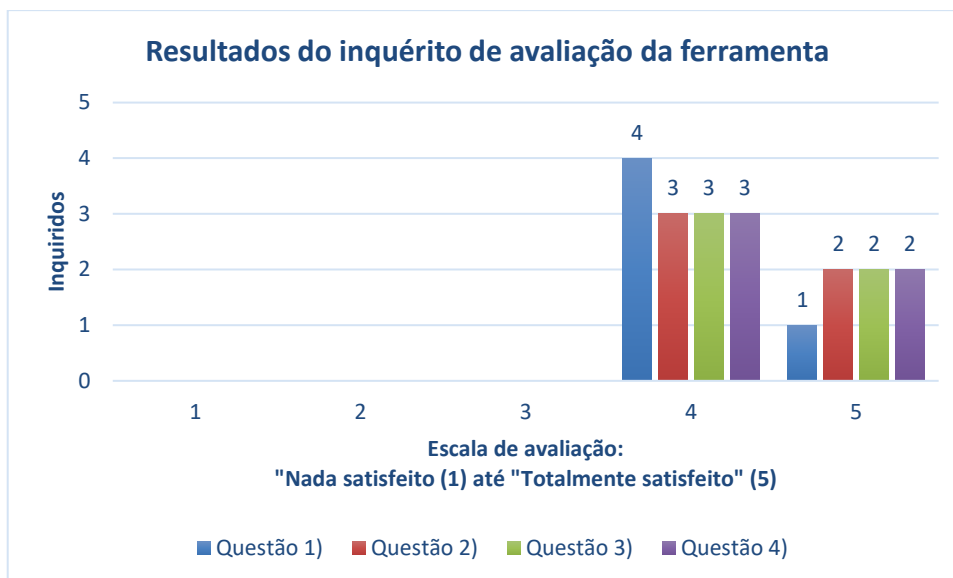
**Figura 54 – Compilação dos desvios obtidos nas simulações**

As maiores diferenças ocorrem nas cargas relacionadas com os produtos, e são justificadas pelas diferenças das propriedades dos produtos que vão sendo utilizadas nas várias ferramentas, é um aspeto importante que deve ser tido em consideração. Outro aspeto liga-se às quantidades de produto admissíveis no interior da câmara, dependendo dos pressupostos associados ao código dos programas.

Um aspeto mais complicado diz respeito à ausência de isolamento do solo, os métodos de cálculo são dispares e não é fácil concluir sobre qual é o método utilizado pelas outras ferramentas.

Pelos desvios obtidos em relação aos outros programas pode-se dizer que a folha de cálculo desenvolvida não se encontra subdimensionada, uma vez que nos permite obter valores superiores aos que são obtidos nos outros programas, com exceção do caso de congelação. Verifica-se que mesmo entre os programas já disponíveis no mercado não existe grande consenso entre os valores obtidos, comprovando que a utilização de bases de dados diferentes influencia os resultados obtidos.

No âmbito da avaliação da ferramenta de cálculo foi ainda criado um inquérito, disponível no Anexo G, que foi disponibilizado aos futuros utilizadores da ferramenta de cálculo dentro da SKK<sup>®</sup>, tendo sido distribuído no final da apresentação desta ferramenta. O resultado às primeiras quatro questões encontra-se disponível na Figura 55.



**Figura 55 – Resultados obtidos aos inquéritos de avaliação da ferramenta**

Através da análise dos resultados e dos comentários obtidos aquando da apresentação do programa à equipa de projetistas, foi possível aferir que existia uma boa recetividade em utilizar a ferramenta de cálculo desenvolvida. Em geral, as respostas obtidas transmitem a sensação que os objetivos foram respondidos, mas que existe sempre aspetos que podem ser melhorados. O facto de as avaliações relativas à questão 2 serem bastante positivas salienta o grau de precisão dos resultados obtidos, validando o modelo matemático utilizado na ferramenta.

As respostas obtidas relativas à questão 3 são importantes, na medida em que permitem ao autor perceber que a ferramenta desenvolvida se traduz numa melhoria do processo de cálculo / programa utilizado até agora por parte da empresa. Os resultados para a questão 4 transmitem a sensação que a ferramenta de cálculo desenvolvida se encontra ao nível das disponíveis no mercado, isto aos olhos dos inquiridos.

Relativamente ao facto de a ferramenta permitir que se imprima um relatório detalhado sobre o cálculo das cargas térmicas, todos os inquiridos consideraram esta função como muito importante, para ambas as perspetivas, isto é, na sua própria perspetiva e na da empresa. Esta adição permite fornecer uma base de cálculo ao cliente, justificando os valores obtidos, e permite à empresa o desenvolvimento de uma base de dados com os projetos desenvolvidos ao longo do tempo, facilitando a sua consulta em períodos pósteros. Numa das sessões intermédias de apresentação dos trabalhos, à direção da empresa, ficou clara a importância

do *data storage* e do *data mining* e, como tal, a existência deste tipo de relatório possibilita responder às necessidades e interesses da empresa no futuro.

Os comentários registrados no inquérito referem, em geral, que apesar dos resultados obtidos se equipararem aos valores obtidos pelos inquiridos, são necessárias mais simulações utilizando diversos produtos, situações e aplicações permitindo aumentar a confiança na nova ferramenta. Estes comentários vão de encontro às conclusões obtidas na análise dos resultados, em especial sobre os produtos e as suas propriedades.

Aferiu-se ainda que alguns dos campos de preenchimento deveriam apresentar sugestões de preenchimento, ou mesmo valores padrão, facilitando ainda mais a utilização da ferramenta e aumentando a eficiência na determinação das cargas térmicas. Em relação a este ponto, é de referir que a ferramenta foi definida a pensar na autonomia, sugerindo já uma massa de embalagem (em função do tipo de embalagem escolhido), a potência de iluminação a adotar, limita as espessuras de isolamento disponíveis em função do fabricante a utilizar no projeto e apresenta o cálculo relativo às infiltrações e renovações de ar já simplificado, utilizando os pressupostos descritos no ponto 3.2.4.

# 6. Caso de Aplicação

Apesar das soluções encontradas serem, de um modo geral, relativamente limitadas devido às suas baixas potências frigoríficas e às restrições existentes relacionadas com a carga de frigorígeno do circuito de frio é importante efetuar uma análise comparativa entre essas soluções e as soluções que utilizam os frigorígenos convencionais, nomeadamente o R134a. Para isso, foi selecionado um caso em que era possível utilizar unidades compactas cujo frigorígeno utilizado é o R290.

## 6.1. Condições Gerais

A câmara frigorífica em estudo apresenta as seguintes características:

- Termo-higrometria envolvente à câmara: 32 °C e 60 % de Humidade Relativa (HR);
- Construção: Painéis tipo sanduíche termolacados de qualidade alimentar;
- Dimensões interiores: 3000 × 2500 × 2500 mm;
- Isolamento: Poliuretano (PUR) de 80 mm;
- Solo isolado;
- Produto alimentar: Conservação positiva de maçãs;
  - Densidade de carga: 250 kg m<sup>-3</sup>;
  - Termo-higrometria interior: 0 °C e 87 % de HR;
  - Temperatura máxima de entrada: 15 °C;

- Entrada máxima: 10 % (463,5 kg);
- Embalada em plástico (37 kg).
- Estiva: 1 pessoas durante 2 horas;
- Potência de iluminação: 10 W m<sup>-2</sup>;
- Dimensões da porta: 1900 × 800 mm;
- Funcionamento do compressor: 18 horas;
- Fator de segurança: 10 %.

Considerando os dados indicados a potência térmica final é de 1830 W. O relatório de cálculo encontra-se disponível no Anexo F.

## 6.2. Cenário A - Seleção de Equipamentos de Frio a R290

Para a câmara em estudo, verifica-se que o limite de carga de frigorigéneo é de 150 gramas, tendo sido determinado com recurso à equação 2.6.

$$C_{m\acute{a}x} = 8 \times 18,75 = 150 \text{ gramas}$$

Atendendo aos parâmetros definidos na folha de cálculo, como temperatura da câmara, temperatura ambiente e volume do espaço refrigerado, a folha de cálculo permite ao utilizador visualizar qual o equipamento que pode ser aplicável (Figura 56).

Ordenar equipamentos		Detalhes dos equipamentos compactos - R290						
Modelo do equipamento	Potência frigorífica do equipamento [W]	Aplicabilidade	Sobre-dimensionamento	Carga (gr.)	Tensão (V)	A (mm)	B (mm)	H (mm)
	3249	Não	43,7%	430	400	900	1170	800
	3208	Não	43,0%	370	400	929	820	647
	2479	Não	26,2%	430	400	900	1170	800
	2417	Não	24,3%	370	400	929	820	647
	2030	Sim	9,9%	150	230	809	820	540
	1960	Sim	6,6%	150	230	620	790	830
	1161	Não		150	230	719	620	507
	1122	Não		150	230	400	790	735

Figura 56 – Seleção de unidades compactas a R290

Neste cenário era possível adotar dois equipamentos de diferentes gamas. Uma gama é composta por unidades para montagem no teto da câmara, enquanto que a outra se destina a ser montada na lateral da câmara.

A gama escolhida é a que permite a instalação na lateral da câmara, pois é capaz de dar resposta às necessidades térmicas da câmara e apresenta um preço inferior à da outra gama.

As características desta unidade compacta são (██████, s.d.):

- Sistema de alarme automático em caso de limpeza insuficiente do condensador;
- Tubo capilar para a expansão do fluido frigorigéneo;
- Descongelação a gás quente totalmente automática;
- Painel de comando com teclado de controlo e gestão do controlo eletrónico;
- Sistema automático para evacuação dos condensados, sem as conexões externas para drenagem da água que são geralmente necessárias;
- Pressostatos de alta e de baixa pressão;
- Cabo de alimentação;
- Cabo micro-interruptor de porta;
- Cabo de luz da câmara frigorífica, lâmpada e suporte da lâmpada.

As unidades são compostas por um painel de controlo cujas principais funções são:

- Termostato diferencial;
- Ajuste de temperatura;
- Descongelação automática ou manual;
- Atraso do ventilador do evaporador;
- Pequeno atraso para dreno dos condensados depois de descongelar
- Alarme de falha da sonda;
- Interruptor de luz da câmara frigorífica;
- Proteção em relação ao número de arranques do interruptor de pressão.

Esta unidade apresenta um caudal de ar de  $1200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . O sistema cumpre ainda as normas europeias de segurança, nomeadamente:

- Compressor hermético aprovado pela diretiva IEC EN 60335-2-34;
- Pressostatos e dispositivos eletrónicos segundo a norma IEC EN 60079-15.

Como a carga é inferior ou igual a 150 gramas e o equipamento escolhido será uma unidade compacta selada de fábrica não existem requisitos de segurança adicionais.

### 6.2.1. Custo do Equipamento

O orçamento obtido para o equipamento selecionado foi de 3294 € (PVP).

### 6.2.2. Consumo Energético

O sistema, ao longo do ano, não funciona sempre durante o mesmo número de horas, nem apresenta um consumo constante, uma vez que este consumo vai ser influenciado por várias questões, entre as quais a variação da temperatura externa e diferentes movimentações de produto. Assim, considera-se que para um dia de funcionamento médio, os compressores operam 16 horas por dia durante o Verão e 4 horas durante o Inverno (Dias, 2012).

Como o intuito é efetuar uma comparação entre o sistema a R134a e o R290 e não elaborar um perfil de consumo detalhado, será considerado um período médio de 10 horas de funcionamento por dia da instalação ao longo do ano, sendo ainda considerado um custo médio da energia elétrica de 0,2 € kWh<sup>-1</sup> (O valor é independente do período horário de faturação).

Sabendo que a potência elétrica do equipamento é de 1,15 kW, podemos determinar o consumo energético do mesmo.

- Custo energético durante um dia de trabalho:  $1,15 \text{ kW} \times 10 \text{ h} \times 0,2 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 2,3 \text{ €}$
- Custo energético durante um ano:  $2,3 \text{ €} \times 365 \text{ dias} = 839,5 \text{ €}$

Assim, o custo energético com o sistema selecionado, ao fim de um ano de funcionamento, é de 839,5 €.

## 6.3. Cenário B - Seleção de Equipamentos de Frio a R134a

Para que a comparação pudesse ser realizada na mesma medida foi selecionada uma unidade compacta da mesma gama e marca que a anterior, só que fazendo uso de diferente frigorigéneo, neste caso o R134a. Assim, através da consulta do catálogo do fabricante e, posterior confirmação através do seu *software* (Anexo H), determinou-se qual o modelo adequado à carga térmica da câmara frigorífica em estudo. Este modelo faz uso de um compressor axial.

As características da unidade compacta a R134a são, semelhantes às da unidade com R290, apresentando, também, um caudal de ar de  $1200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .

A carga de frigorigéneo é de 0,7 kg, sendo 4,7 vezes superior à da unidade a R290. A título de interesse a unidade equivalente a R404a utiliza 1,1 kg de frigorigéneo, ou seja, 7,3 vezes mais que a carga de R290.

### **6.3.1. Custo do Equipamento**

O orçamento obtido para o equipamento selecionado foi de 3040 € (PVP).

### **6.3.2. Consumo Energético**

Sabendo que a potência elétrica do equipamento é de 1,7 kW, podemos determinar o consumo energético do mesmo.

- Custo energético durante um dia de trabalho:  $1,7 \text{ kW} \times 10 \text{ h} \times 0,2 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 3,4 \text{ €}$
- Custo energético durante um ano:  $3,4 \text{ €} \times 365 \text{ dias} = 1241 \text{ €}$

Assim, o custo energético com o sistema selecionado ao fim de um ano de funcionamento é de 1241 €.

## **6.4. Análise Económico-Ambiental**

Nesta secção pretende-se efetuar uma análise económica (custos e benefícios) focada na perspetiva do cliente como, também, uma análise ambiente, advindos da decisão de utilizar sistemas de frio cujo frigorigéneo é o R290. Para isso, efetua-se uma comparação entre o cenário A e o cenário B, definidos nas subsecções anteriores.

### **6.4.1. Parâmetros Económicos**

Verificou-se que os custos relacionados com as unidades compactas com R290 apresentam valores superiores aos do sistema com R134a. Porém, é importante determinar os indicadores económicos que permitam auferir as diferenças e verificar se é justificável o investimento adicional para o instalador/cliente em adquirir uma unidade compacta a R290 ou um sistema a R134a, numa ótica puramente económica.

**Período de Recuperação do Capital Investido (PRCI)** – Este modelo proporciona o número de períodos necessários para, através dos *cash-flows* de exploração (CFE) gerados, recuperar o capital investido e é determinado pela equação 6.1 (Soares et al, 2007).

$$PRCI = z + \left( \frac{CI_0 - \sum_{i=1}^z CFE_z}{CFE_{z+1}} \right) \quad (6.1)$$

Em que,

- $CI_0$  – Valor atual dos fundos correspondentes ao custo do investimento;
- $z$  – Vida económica ou vida útil do investimento (anos).
- $CFE_n$  – Cash – flow de exploração no final do ano  $n$ .

O investimento deve ser aceite se o número de anos for inferior ao número de anos do investimento.

**Valor Atualizado Líquido (VAL)** – O VAL tem como objetivo avaliar a viabilidade de um projeto de investimento através do cálculo do valor atual de todos os seus *cash-flows*. A equação que permite efetuar o cálculo do VAL é a equação 6.2 (Soares et al, 2007),

$$VAL = -CI_0 + \sum_{k=0}^z \frac{CFE_z}{(1+k)^z} + \frac{VR}{(1+k)^z} \quad (6.2)$$

Onde,

- $VR$  – Valor residual quer do ativo fixo quer do fundo de maneiio;
- $k$  – Taxa de atualização.

As regras de decisão (Tabela 25), que resultam da aplicação do modelo do VAL, permitem uma escolha ótima de investimentos (Soares et al, 2007).

**Tabela 25 – Tomada de decisão sobre os resultados de VAL (Soares et al, 2007)**

<b>Regra</b>	<b>Decisão</b>
$VAL > 0$	Aceitar
$VAL < 0$	Rejeitar
$VAL = 0$	Indiferença

A taxa de atualização pode ser determinada através da equação 6.3 (Soares et al, 2007).

$$k = R_F + (R_M - R_F) \times \beta_i \quad (6.3)$$

Em que,

- $R_F$  – Taxa de juro sem risco (3 %);
- $(R_M - R_F)$  – Prémio de risco de mercado (5 %);
- $\beta_i$  – Beta de referência da empresa (1,09).

Assim, o valor considerado para a taxa de atualização é de  $k = 3\% + 5\% \times 1,09 = 8,45\%$ . O valor da taxa de juro segue o juro associado às obrigações de tesouro e o prémio de risco de mercado foi estimado em 5 %. Enquanto que o valor do beta de referência foi obtido através de NYU STERN, 2017.

**Taxa Interna de Rentabilidade (TIR)** – A TIR é outro modelo de análise que assenta no princípio do desconto dos *cash-flows*. A expressão que permite calcular o VAL também pode ser utilizada para descobrir a TIR, sendo que a incógnita passa a ser a taxa de atualização e é obtida para um VAL nulo (Soares et al, 2007).

**Tabela 26 – Tomada de decisão sobre os resultados da TIR (Soares et al, 2007)**

<b>Regra</b>	<b>Decisão</b>
$TIR > k$	Aceitar
$TIR < k$	Rejeitar
$TIR = k$	Indiferença

#### **6.4.2. Análise Económica**

Os parâmetros económicos definidos anteriormente vão incidir sobre a diferença de valores entre o cenário A e o cenário B. O cliente ao optar por uma unidade compacta com R290 ao invés de uma com R134a necessita de investir mais 254 €. Porém, este investimento adicional vai gerar poupanças nos consumos energéticos. Para efetuar a análise económica considerou-se um período de vida de 8 anos para o equipamento.

Indicadores Económicos	
VAL	7 559,48
TIR	158%
PRCI	0,633

Descrição	Taxa	Anos									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	
CF Investimento		254									
CF Exploração			401,5	401,5	401,5	401,5	401,5	401,5	401,5	401,5	401,5
CF Global		-254,0	147,5	549,0	950,5	1 352,0	1 753,5	2 155,0	2 556,5	2 958,0	
Taxa de Actualização	8,45%										
Coef. de actualização		1,0000	0,9221	0,8502	0,7840	0,7229	0,6666	0,6146	0,5668	0,5226	
CF Global atualizado		-254,00	136,01	466,78	745,18	977,37	1 168,85	1 324,55	1 448,90	1 545,83	

Figura 57 – Mapa do *Cash-Flow* e resultados económicos

Como se pode ver pela Figura 57, o investimento adicional na unidade com R290 é pago em pouco mais de meio ano, gerando um VAL de 7559,48 € e uma TIR de 158 %. Concluindo-se que era uma situação completamente vantajosa a utilização de hidrocarbonetos.

Tabela 27 – Preço dos fluidos frigoríficos de cada cenário

Cenário	Frigorífero	Preço por kg (s/IVA) <sup>1</sup>	Carga de frigorífero (kg)	Preço total
Cenário A	R290	7,50 € kg <sup>-1</sup>	0,15 kg	1,13 €
Cenário B	R134a	8,00 € kg <sup>-1</sup>	0,70 kg	5,60 €

Através da Tabela 27 verifica-se que o preço total do frigorífero associado ao cenário B é quase 5 vezes superior ao preço associado ao cenário A. Isto acontece não só pela diferença de carga, mas também porque o preço do R290 é inferior ao do R134a (0,5 € kg<sup>-1</sup>).

### 6.4.3. Análise Ambiental

Para além da comparação económica realizada no subcapítulo anterior, também é importante efetuar uma comparação ambiental entre as duas hipóteses consideradas.

Tabela 28 – Produção equivalente de CO<sub>2</sub> associada aos frigoríferos (CO<sub>2eq</sub>)

Cenário	Frigorífero	Carga de fluido (kg)	PAG	CO <sub>2eq</sub> (kg)
Cenário A	R290	0,15	3	0,45
Cenário B	R134a	0,7	1430	1001

<sup>1</sup> Os preços para os fluidos frigoríficos foram obtidos através de contacto com o Departamento de Gases Industriais da empresa Linde Portugal, Lda.

No que diz respeito ao aquecimento global verifica-se, pela Tabela 28, que para o caso do cenário A a produção equivalente de CO<sub>2</sub>, é praticamente nula relativamente à produção com o cenário B.

Também é possível aplicar o mesmo raciocínio ao consumo energético, tal como visível na Tabela 29. As emissões associadas à produção de energia utilizadas dizem respeito aos valores anuais da EDP Comercial no ano de 2016.

**Tabela 29 – Produção equivalente de CO<sub>2</sub> associada ao consumo elétrico**

<b>Cenário</b>	<b>Potência elétrica</b>	<b>Consumo energético (8 anos de vida útil)</b>	<b>Fator de conversão [kg kWh<sup>-1</sup>]</b>	<b>CO<sub>2</sub> (kg)</b>
Cenário A	1,15 kW	$1,15 \times 10 \times 365 \times 8 = 33580 \text{ kWh}$	0,19602	6582,35
Cenário B	1,7 kW	$1,7 \times 10 \times 365 \times 8 = 49640 \text{ kWh}$		9730,43

Através da análise efetuada verifica-se que as emissões associadas ao cenário B são superiores às do cenário A em cerca de 63 %.

Uma análise ambiental mais profunda requereria uma avaliação da performance ambiental ao longo do ciclo de vida dos fluidos e do equipamento, porém, sairia do escopo do trabalho, ficando a sugestão para trabalhos futuros.



## 7. Conclusões

Sem dúvida que os equipamentos de frio e refrigeração permitem os padrões de vida atuais, porém a obtenção de padrões de vida elevados acarreta sacrifícios ambientais que devem ser contidos e diminuídos. O peso que a refrigeração apresenta no consumo energético a nível mundial, faz com que esta área se torne num segmento apetecível para a implementação de medidas de eficiência energética e de aumento da sustentabilidade do setor. A nível indireto a refrigeração apresenta elevadas emissões de CO<sub>2</sub> relacionadas com a produção da energia elétrica necessária à alimentação do setor. É, portanto, necessário atuar ao nível das emissões diretas, relacionadas com as emissões para a atmosfera dos gases utilizados nos sistemas de frio.

A legislação e regulamentação do setor revelam-se ferramentas essenciais para forçar o setor a adotar melhores práticas de eficiência e a reduzir a sua pegada ecológica sobre o ambiente. O setor dos fluidos frigorigéneos é, talvez, o primeiro setor em que a tecnologia volta às suas origens, após várias décadas de desenvolvimentos volta-se a apostar nos frigorigéneos naturais, como o amoníaco, o dióxido de carbono e os hidrocarbonetos.

Foi sobre os hidrocarbonetos que incidiu uma parte do trabalho realizado durante o presente estágio, tendo sido a parte de trabalho onde maiores dificuldades se registaram, nomeadamente, devido ao facto de ausência de soluções no mercado para o objetivo de

aplicação. A inflamabilidade e suscetibilidade a explosões dos hidrocarbonetos faz com que existam medidas restritivas na utilização destes fluidos frigorigéneos. Uma empresa nacional de refrigeração respondeu, quando contactada sobre a utilização de hidrocarbonetos nos seus sistemas de frio, nomeadamente expositores de refrigerados, que estes frigorigéneos não eram interessantes devido ao limite de carga de 150 gramas, demonstrando a necessidade que existe em rever os limites de carga de fluido frigorigéneo nos circuitos de frio, tornando estas soluções mais atrativas do ponto de vista económico e técnico, sem nunca descuidar a segurança dos seus utilizadores.

Outro aspeto sobre este tema, que deve ser comentado, relaciona-se com a solução encontrada, isto é, através da consulta do catálogo das unidades compactas de R290 e R1270 verificou-se que haviam soluções com cargas superiores a 150 gramas, chegando às 430 gramas, seguindo a norma EN 378. Porém, ao entrar em contacto com o fabricante, verificou-se que os únicos modelos comercializados eram os de carga inferior ou igual a 150 gramas. Constatou-se igualmente que as unidades com R1270 não se encontravam a ser comercializadas.

É importante que o mercado comece a investir em soluções padronizadas que permitam funcionar com os hidrocarbonetos, desenvolvendo soluções que possibilitem reduzir as cargas de frigorigéneo dos sistemas utilizando, por exemplo, permutadores de calor de microcanal, tentando manter sempre um nível aceitável de investimento. As questões relacionadas com a inflamabilidade encontram-se sobrevalorizadas, uma vez que podem ser devidamente controladas através da monitorização e verificação de existência de fugas, da boa ventilação do local de instalação, assim como a remoção de potenciais fontes de ignição.

Percebe-se que o mercado se encontra a despertar e a desenvolver soluções técnicas que permitam passar de um paradigma de utilização de HFC's para a utilização de fluidos frigorigéneos naturais, como os HC's. Algumas cadeias de hipermercados já fazem uso da tecnologia de hidrocarbonetos, por exemplo, tomou-se conhecimento que a nível nacional pelo menos uma cadeira de supermercados já utiliza HC's nos seus *displays* de congelados, utilizando para isso, em alguns casos, até 3 circuitos de frio por equipamento, de modo a cumprir com o limite de carga de 150 gramas por circuito, imposto pela IEC EN 60335-2-89.

A segunda parte do trabalho prendeu-se com a elaboração da ferramenta de cálculo apresentada no relatório, em que a preocupação foi manter um elevado grau de precisão nos resultados, simplicidade e facilidade na utilização da ferramenta, assim como garantir liberdade ao projetista aquando da sua utilização.

A emissão de um relatório de cálculo constitui uma melhoria ao processo de orçamentação, permitindo fornecer ao cliente uma folha devidamente discriminada com as considerações e resultados obtidos para o dimensionamento da câmara frigorífica solicitada, respondendo ainda aos interesses da empresa sobre conservação de dados.

Durante a validação da ferramenta de cálculo, em que foram utilizados 5 programas para comparação, verificou-se que não existe grande consenso entre os diferentes programas de cálculo, uma vez que os resultados obtidos variavam de programa para programa. Ao passo que os programas Calcooling e Riedel permitiram obter uma baixa gama de variação nos desvios obtidos para os 4 casos, isto é, os desvios no Calcooling variaram entre -5,2% e -9,8% e na Riedel estiveram entre os -28,0% e os -39,5%, o mesmo não se verificou no programa Zanotti, que apresentou variações entre os 1,9% e os -34,1%. Apesar dos desvios verifica-se, ao efetuar uma análise parcelar das cargas térmicas, que estes são justificáveis e relacionam-se às diferenças nas bases de dados e pressupostos adotados pelos programas. É de recomendar, que durante as utilizações iniciais da ferramenta se continue a recorrer a um outro programa permitindo, de modo contínuo, aferir o método de cálculo.

A inserção de pressupostos errados pode levar a variações bastante significativas nos resultados, sendo importante que haja atenção durante a introdução dos dados, para evitar dimensionamentos incorretos durante a seleção dos equipamentos. Esta fase é de extrema importância para garantir um sistema de frio bem dimensionado e a sua correta operação.

Por fim, a realização do estágio permitiu a obtenção de conhecimentos na área da refrigeração, uma vez que foi uma área de estreia para o autor do presente trabalho. Foi possível adquirir competências interpessoais e intrapessoais, bem como diferenciar o mundo académico do mundo laboral, experienciando qual a metodologia utilizada para o projeto de sistemas de frio, uma metodologia mais prática, que faz uso de catálogos e *softwares*, ao invés de determinações matemáticas mais demoradas e complexas.

## **7.1. Trabalhos Futuros**

Como trabalhos futuros sugerem-se:

- Efetuar um estudo do ciclo de vida dos hidrocarbonetos, nomeadamente do R290, a fim de o comparar com o ciclo de vida dos HFO's;
- Efetuar o desenvolvimento de uma solução técnica compatível com R290 recorrendo, por exemplo, a permutadores de microcanal para reduzir a carga de fluido frigorigéneo no circuito de frio;
- Efetuar um estudo sobre os ganhos de calor através do solo não isolado, aferindo a metodologia de cálculo.

## Referências Documentais

- Afonso, C. F. (2013). *Refrigeração*. FEUP.
- AIRAH. (2012). *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI)*. Fitzroy Victoria, Australia: The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating.
- AIRAH. (2013). *Flammable Refrigerants - Safety Guide*. Fitzroy Victoria, Australia: AIRAH.
- Alfa Laval. (s.d.). Obtido em 24 de março de 2017, de Alfa Laval: [http://www.alfalaval.com/globalassets/images/products/heat-transfer/finned-coil-air-heat-exchangers/hiw\\_liquid\\_cooler\\_coil\\_335.png](http://www.alfalaval.com/globalassets/images/products/heat-transfer/finned-coil-air-heat-exchangers/hiw_liquid_cooler_coil_335.png)
- Almeida, R. (abril de 2016). F-Gas and Natural Refrigerants: Portuguese Overview. *ATMOsphere: Solutions for Europe - Natural Refrigerants*. Barcelona, Espanha.
- ASHRAE. (2011). *ASHRAE Position Document on Natural Refrigerants*.
- ASHRAE. (2013). *ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition)*.
- ASHRAE. (2013). Standard 34 - 2013. *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. ASHRAE.
- ASHRAE. (2014). *ASHRAE Handbook Refrigeration (SI Edition)*.
- Benhadid-Dib, S., & Benzaoui, A. (2012). Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. *Energy Procedia*, 18, 807-816. doi:10.1016/j.egypro.2012.05.096
- Bitzer. (s.d.). *Compressores Alternativos*. Obtido em 7 de fevereiro de 2017, de Bitzer: <https://www.bitzer.de/pt/pt/produtos/Tecnologias/Compressores-alternativos/>
- Bitzer. (s.d.). *Compressores de Parafuso*. Obtido em 7 de fevereiro de 2017, de Bitzer: <https://www.bitzer.de/pt/pt/produtos/Tecnologias/Compressores-de-parafuso/>
- Bitzer. (s.d.). *Compressores de Rosca*. Obtido em 7 de fevereiro de 2017, de Bitzer: <https://www.bitzer.de/pt/pt/produtos/Tecnologias/Compressores-de-rosca/>
- Brodribb, P., King, R., & Fairelough, T. (2011). In From the Cold - Strategies to increase the energy efficiency of non-domestic refrigeration in Australia and New Zealand (2010-2020). Australia: Department of Climate Change and Energy Efficiency. Obtido de <http://www.energyrating.gov.au/document/report-cold-strategies-increase-energy-efficiency-non-domestic-refrigeration-australia-an-0>
- Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration* 31, 1123-1133. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013
- Çengel, Y. A. (1998). *Heat Transfer: A Pratical Approach*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (8ª ed.). New York, United States of America: McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y. A., & Turner, R. H. (2004). *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. McGraw-Hill Education.

- Centauro. (2016). Obtido em 22 de maio de 2017, de Centauro: <http://www.centauro.pt/index.php/pt/documentacao/catalogos-tecnicos-resumidos/461-catalogo-tecnico-resumido-2016>
- Chuangchid, P., & Krarti, M. (2000). Parametric analysis and development of a design tool for foundation heat gain for coolers. *ASHRAE Transactions*, 106.
- ColdKit. (2017). Obtido em 6 de março de 2017, de ColdKit: <http://www.coldkit.com/pt/cat/downloads/technical-info-1-2/>
- COM 748. (2016). *Relatório da Comissão sobre a disponibilidade de formação para pessoal de assistência técnica em relação à manipulação de tecnologias inócuas para o clima que substituem ou reduzem a utilização de gases fluorados com efeito de estufa*. Bruxelas: Comissão Europeia. Obtido em 17 de fevereiro de 2017, de <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:52016DC0748&qid=1487325942241&from=PT>
- COM 749. (2016). *Obstáculos colocados pelos códigos, pelas normas e pela legislação ao uso de tecnologias respeitadoras do clima nos setores da refrigeração, do ar condicionado, das bombas de calor e das espumas*. Bruxelas: Comissão Europeia. Obtido em 29 de junho de 2017, de <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:52016DC0749&from=EN>
- Corberán, J. M., Segurado, J., Colbourne, D., & Gonzálvez, J. (23 de Dezembro de 2008). Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. *International Journal of Refrigeration*, 31, 748-756. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.12.007
- Danfoss. (s.d.). *Câmara Refrigerífica - Módulo 1 - Introdução*. Obtido em 12 de setembro de 2016, de Danfoss Learning: <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- Danfoss. (s.d.). *Câmara Refrigerífica - Módulo 2 - Aplicação*. Obtido em 12 de setembro de 2016, de Danfoss Learning: <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- Danfoss. (s.d.). *Câmara Refrigerífica - Módulo 3 - Cargas Térmicas*. Obtido em 12 de setembro de 2016, de Danfoss Learning: <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- Danfoss. (s.d.). *Introdução aos Dispositivos de Expansão*. Obtido em 9 de setembro de 2016, de Danfoss Learning: <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- Danfoss. (s.d.). *Introdução dos Sistemas de Refrigeração Comercial*. Obtido em 9 de setembro de 2016, de Danfoss Learning: <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- Decreto-Lei n.º 152/2005. (31 de agosto de 2005). *Diário da República - I Série-A N.º 167*. Obtido de <https://dre.pt/application/dir/pdf1sdip/2005/08/167A00/52845293.PDF>
- Dias, J. A. (2012). *Concepção de Instalações Refrigeríficas em Expansão Directa versus Sistemas Inundados. Análise Energética das Soluções*. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Departamento de Engenharia Mecânica. Lisboa: ISEL.
- Dinçer, I. (2003). *Refrigeration Systems and Applications*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Dossat, R. J. (1961). *Principles of refrigeration*. John Wiley & Sons, Inc.
- Embraco. (s.d.). Obtido em 27 de março de 2017, de Embraco: <http://www.embraco.com/?tabid=108&idcat=2&idfam=7>

- Embraco. (11 de setembro de 2014). Fluidos Refrigerantes: Responsáveis pela troca de calor entre o ambiente interno e externo. Obtido em 26 de setembro de 2016, de <http://embracorefrigerationclub.com/blog/downloads/fluidos-refrigerantes>
- EPA. (s.d.). *Significant New Alternatives Policy*. Obtido em 28 de março de 2017, de United States Environmental Protection Agency: <https://www.epa.gov/snap/refrigeration-and-air-conditioning>
- Ferreira, V., Lamas, F., Cardoso, B., Gaspar, A. R., & Ribeiro, J. B. (2014). An overview of the refrigeration facilities in Portuguese agro-food industries: energy consumption and refrigerants. *VII Congreso Ibérico de Ciencias y Técnicas del Frio*. Tarragona.
- Frascold. (09 de fevereiro de 2017). *Air cooled condensing units*. Obtido de Frascold: [http://www.frascold.it/en/products/technologies/air\\_cooled\\_condensing\\_units](http://www.frascold.it/en/products/technologies/air_cooled_condensing_units)
- Fusheng. (s.d.). Obtido em 24 de março de 2017, de Fusheng: [http://www.fusheng.com/FSAP/F\\_ProductInfo?ProductId=Prod\\_2-1-2&r\\_reg=en-us](http://www.fusheng.com/FSAP/F_ProductInfo?ProductId=Prod_2-1-2&r_reg=en-us)
- George, C. B. (2004). A History of Refrigeration. *ASHRAE Journal*, S31-S34.
- Gfrio. (s.d.). *Câmara Frigorífica Modular*. Obtido em 28 de março de 2017, de Gfrio: <http://www.gfrio.com.br/camara-frigorifica-modular.html>
- Huayi Compressor Barcelona, S.L. (s.d.). Obtido em 14 de março de 2017, de Huayi Compressor Barcelona: <http://catalog.huayicompressor.es/catalogue.php>
- Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps* (5ª ed.). Butterworth-Heinemann.
- HVAC Specialists. (17 de janeiro de 2011). Obtido em 24 de março de 2017, de HVAC Troubleshooting: <http://www.hvacspecialists.info/controlling-refrigerant/hvac-level-master-control-oil-and-ammonia-systems.html>
- IEC 60335-2-89. (julho de 2012). Household and similar electrical appliances - Safety. *Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances with an incorporated or remote refrigerant unit or compressor, 2.1*. IEC.
- Indian Institute of Technology. (2008). Refrigeration & Air Conditioning. Kharagpur, India.
- InovEnergy. (2014). *Fluidos Frigoríficos*. Obtido em 26 de setembro de 2016, de [http://inovenergy.inovcluster.pt/media/28408/Fluidos\\_Frigorigenos\\_Relatorio.pdf](http://inovenergy.inovcluster.pt/media/28408/Fluidos_Frigorigenos_Relatorio.pdf)
- Intarcon. (2017). *Calculadora frigorífica*. Obtido em 10 de abril de 2017, de Calcooling: <http://intarcon.calcooling.com/>
- International Institute of Refrigeration. (2015). Statement given by Didier Coulomb. *United Nations Climate Change Conference (COP 21)*. Paris.
- International Institute of Refrigeration. (s.d.). Classification of refrigerants. Paris, França.
- Johnson, A. (10 de fevereiro de 2017). *HFO Refrigerants – What You Need to Know*. Obtido de RefrigerantHQ: <http://refrigeranthq.com/hfo-refrigerants-need-know/>
- Kerry, J. (14 de outubro de 2016). Statement by John Kerry during COP 22. Kigali, Ruanda.
- Kide. (s.d.). *Painel Industrial*. Obtido em 8 de março de 2017, de Kide: [http://www.kide.com/gestor/recursos/uploads/productos/fichas\\_tecnicas/paneles/Panel\\_industrial.pdf](http://www.kide.com/gestor/recursos/uploads/productos/fichas_tecnicas/paneles/Panel_industrial.pdf)

- Legrand, T. (1 de dezembro de 2016). F-Gas Standardization Request. *Presentation Meeting - Consultaion forum fluorinated greenhouse gases*. CEN-CENELEC.
- Linde. (14 de fevereiro de 2017). *Industrial Gases - HFOs*. Obtido de Linde gas: [http://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/hfo\\_refrigerants/index.html](http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfo_refrigerants/index.html)
- Linde. (2017). *Refrigerants*. Obtido em 28 de março de 2017, de Linde Gas: [http://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/index.html](http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/index.html)
- Makhnatch, P., & Khodabandeh, R. (2014). The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant. *Energy Procedia*, 61, 2460-2463. doi:10.1016/j.egypro.2014.12.023
- Mendes, J. C., Guerreiro, M. R., Santos, C. A., & Paiva, J. A. (1989). *Temperaturas exteriores de projeto e número de graus-dias*. Lisboa: IMNG/LNEC.
- Mohanraj, M., Jayaraj, S., & Muraleedharan, C. (28 de agosto de 2009). Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants - A review. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3, 108-119. doi:10.1016/j.ijggc.2008.07.003
- Monteiro, V. (2016). *Refrigeração: Técnicas e Competências Ambientais* (Vol. II). Portugal: ETEP - Edições Técnicas e Profissionais.
- Monteiro, V. (2016). *Refrigeração: Técnicas e Competências Ambientais* (Vol. I). Portugal: ETEP - Edições Técnicas e Profissionais.
- Morais, M. M. (2014). *Projeto de uma Instalação Frigorífica*. Dissertação, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Departamento de Engenharia Mecânica. Obtido de <http://hdl.handle.net/10400.21/4393>
- Nagengast, B. (4 de Maio de 2006). Significant dates pertaining to Air Conditioning and Refrigeration. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- NP EN 378-1. (2013). NP EN 378-1: 2008+A2: 2013. Parte 1: Requisitos básicos, definições e critérios de escolha. *Norma Portuguesa - Sistemas frigoríficos e bombas de calor (Requisitos de segurança e proteção ambiental)*, 2.<sup>a</sup>. Caparica, Portugal: Instituto Português da Qualidade.
- NYU STERN. (05 de janeiro de 2017). *New York University - Stern School of Business*. Obtido em 02 de junho de 2017, de [www.stern.nyu.edu/~adamodar/pc/datasets/betaEurope.xls](http://www.stern.nyu.edu/~adamodar/pc/datasets/betaEurope.xls)
- Ohadi, M., Choo, K., Dessiatoun, S., & Cetegen, E. (2013). *Next Generation Microchannel Heat Exchangers*. Springer. doi:10.1007/978-1-4614-0779-9
- Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia. (16 de abril de 2014). Regulamento (UE) n.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho. *Jornal Oficial da União Europeia L 150*.
- Peixoto, R. d. (2008). Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos - Estado atual e tendências. *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado - Publicação Técnica*, 63-77. São Paulo, Brasil: Ministério do Meio Ambiente.
- Pinto, H. F. (2 de fevereiro de 2015). *Caracterização do parque nacional de refrigeração em setores para os quais o frio industrial é crítico*. Dissertação, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Obtido de <http://hdl.handle.net/10216/90139>
- Provides. (s.d.). *Flooded evaporators EF*. Obtido em 24 de março de 2017, de Provides Technology Innovation: <http://www.provides.it/flooded-evaporators-ef/#>

- Rees, J. (2013). *Refrigeration Nation - A History of Ice, Appliances, and Enterprise in America*. Baltimore, Maryland: The Johns Hopkins University Press.
- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J., & Torrella, E. (2016). Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. *International Journal of Refrigeration*. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020
- SANHUA. (s.d.). *Micro-Channel Heat Exchangers*. Obtido em 27 de março de 2017, de SANHUA: <https://www.sanhuaeurope.com/static/uploads/files/catalogue/mche-pdf.pdf>
- Shecco. (2016). Guide to Natural Refrigerants at the 2016 AHR EXPO. *Accelerate Europe*, 72. Shecco. Obtido de [accelerateeu.com](http://accelerateeu.com)
- Skacanova, K. (julho de 2016). Demystifying natural refrigerants. (A. Williams, & K. Skacanova, Edits.) *The Natural Voice*, 1, 12-13. Obtido de <http://www.thenaturalvoice.org/>
- SKK®. (2016). *Refrigeração 2017 - Tabela de Preços*. Portugal.
- Soares, I., Moreira, J., Pinho, C., & Couto, J. (2007). *Decisões de Investimento - Análise Financeira de Projetos*. (M. Robalo, Ed.) Lisboa, Portugal: Edições Sílabo, Lda.
- Stoecker, W. F. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. McGraw-Hill Education - Europe.
- Stoecker, W. F., & Jabardo, J. M. (2002). *Refrigeração Industrial* (2ª ed.). São Paulo: Edgard Blucher Ltda.
- SWEP. (13 de fevereiro de 2017). *Refrigerant Handbook*. Obtido de SWEP: <http://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/>
- Tassou, S., Lewis, J., Ge, Y., Hadawey, A., & Chaer, I. (17 de setembro de 2009). A review of emerging technologies for food refrigeration applications. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.09.001
- The Linde Group. (s.d.). *R404A*. Obtido em 23 de fevereiro de 2017, de Gases Industriais Portugal: [http://www.linde-gas.pt/pt/products\\_and\\_supply/refrigerants/hfc\\_refrigerants/r404a/index.html](http://www.linde-gas.pt/pt/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r404a/index.html)
- United Nations. (s.d.). *Kyoto Protocol*. Obtido em 23 de março de 2017, de United Nations Framework Convention on Climate Change: [http://unfccc.int/kyoto\\_protocol/items/2830.php](http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php)
- United States Environmental Protection Agency. (2017). *International Treaties and Cooperation*. Obtido em 23 de março de 2017, de EPA: <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/international-treaties-and-cooperation>
- Wilks, J. (1961). *The Third Law of Thermodynamics*. London: Oxford University Press.
- Zanotti. (s.d.). *Refrigeração Fixa / Uniblock / GM*. Obtido em 30 de maio de 2017, de Zanotti: <http://www.zanotti.com/pt/refrigeracao-fixa/uniblock/gm>



## Anexo A. – Relatório Folha de Cálculo


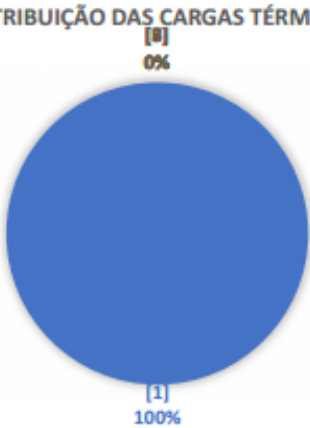
		<b>RELATÓRIO DE CARGAS TÉRMICAS</b>	
Refrigeração   Engenharia   Eficiência		Data: 24 de maio de 2017	
Cliente:	0		
Projeto:	0		
Temperatura exterior: 32 °C Humidade relativa exterior: 42 %		Temperatura da câmara: 0 °C Humidade relativa interior: 87 %	
Dimensões ext.:	Comprimento: 0,00 m	Largura: 0,00 m	Altura: 0,00 m
Dimensões int.:	Comprimento: 0,00 m	Largura: 0,00 m	Altura: 0,00 m
Painéis de Isolamento:	Paredes: 80 mm	Teto: 80 mm	Pavimento: 80 mm
Marca dos painéis:	Volume: 0 m³		
Categoria de Produto:	Suínos		Produto: Porco (Diversos)
Processo:	Conservação Positiva		
Temperatura de entrada:	10 °C	Embalagem:	Nenhum
Capacidade de carga máxima:	0 kg	Massa de embalagem:	0 kg
Entrada diária de produto:	0 kg	Duração do processo:	24 h
Densidade de carga:	300 kg/m³		
Pessoal de estiva:	0	Horas no interior da câmara:	0 h/dia
Potência de iluminação:	0 W/m²	Funcionamento:	0 h/dia
Potência de equipamentos:	0 W	Funcionamento:	0 h/dia
Movimentação diária:	Forte		
Barreiras de temperatura:	Nenhuma		
Porta automatizada?	Não		
Tipo de porta:	Pivotante		
<b>RESULTADOS</b>		<b>DISTRIBUIÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS</b>	
Transmissão pela envolvente [1]:	0 W		
Carga do produto [2]:	0 W		
Respiração do produto [3]:	0 W		
Embalagens [4]:	0 W		
Pessoas [5]:	0 W		
Iluminação [6]:	0 W		
Equipamentos [7]:	0 W		
Infiltrações e renovações [8]:	0 W		
Motoventiladores e degelo [9]:	0 W		
Potência Térmica Final:	0 W		
Horas de utilização do compressor:	18 h		
Fator de segurança:	10 %		
Rua Monte dos Pipos, Armazém 6   4480-059 Guifões, Portugal		<a href="http://www.skk.pt">www.skk.pt</a>	
Capital Social: 250.000€ • NIF 510916680		<a href="mailto:geral@skk.pt">geral@skk.pt</a>	

Figura 58 – Relatório folha de cálculo desenvolvida – JRCALC



## Anexo B. – Relatórios Caso Prático 1

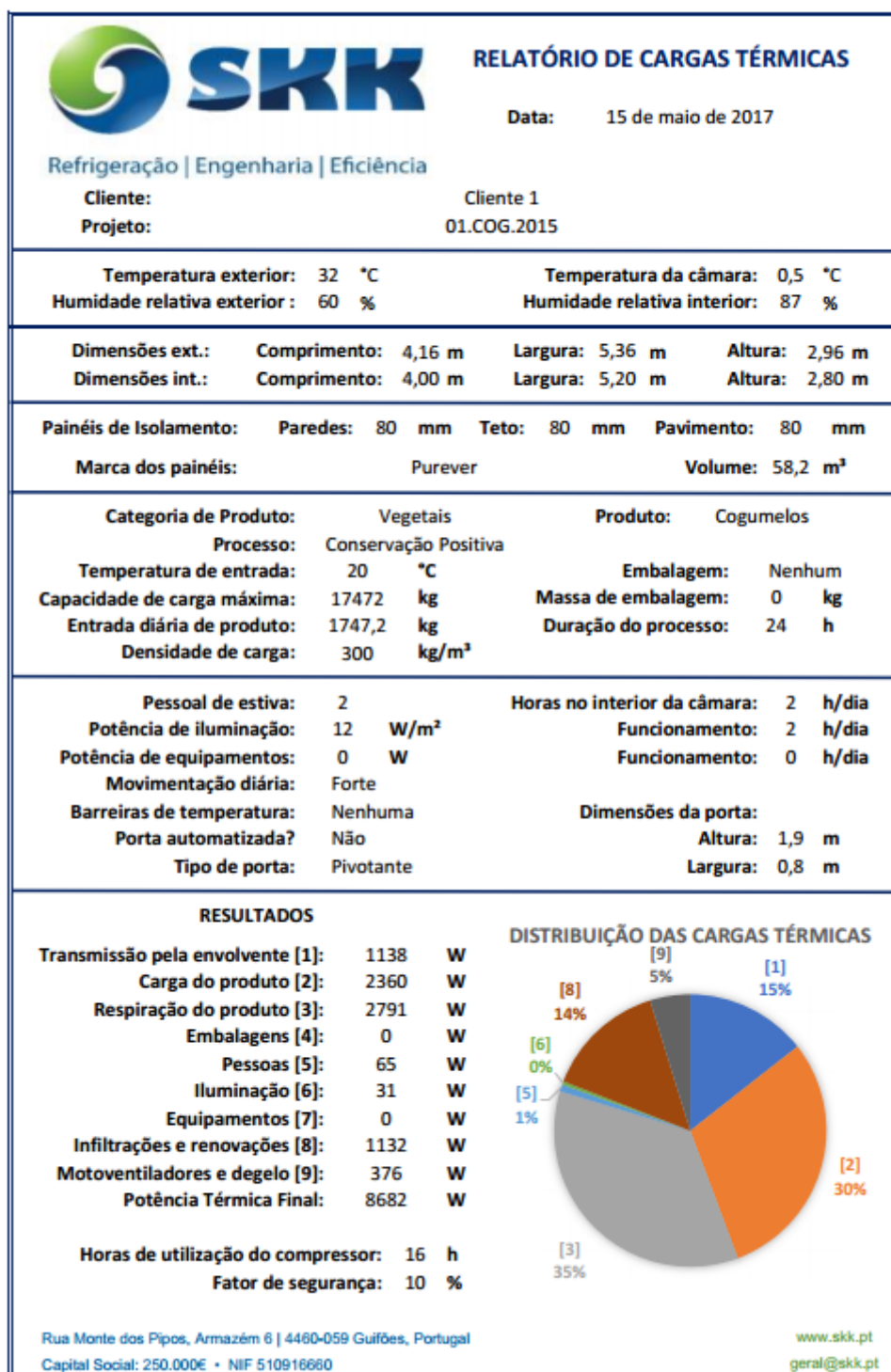


Figura 59 – Relatório Caso 1 – JRCALC



# Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Frescos

Dados Introduzidos		Vol. Int.	58,24 m <sup>3</sup>	Temp. Int.	0 °C
Volume Interior	58,24 m <sup>3</sup>	Temp. Entrada	20 °C		
Área Interior	20,8 m <sup>2</sup>	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		Caquemo			
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 <sup>3</sup>			
Factor de Carga		1			
Serviço		Normal			
Gás		R404A			
Iluminação		12 W/m <sup>2</sup> chão			

Perdas e Cargas Térmicas		9094,33	1
	Margem	0	9
	[W.h]		
Perdas por Isolamento	16293,46	12	
Perdas por Abertura e Renovação	20624,29	15	
Carga Térmica do Produto	37768,28	28	
Carga Térmica de Respiração	49571,72	37	
Carga Térmica de Embalagem	0		
Carga Térmica Pessoal de Estiva	1080,23	0	
Carga Térmica Máquinas/Extra	0		
Carga Térmica de Iluminação	499,2	0	
Carga Térmica de Motoventiladores	6424	4	
Carga Térmica de Resistências	0,00		
<b>Carga Térmica Total</b>	<b>132281,18</b>	<b>1</b>	

Temperaturas	Isolamentos
Interior	0 °C
Norte	32 °C
Sul	32 °C
Tecto	32 °C
Chão	27 °C
Este	32 °C
Oeste	32 °C

Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	80 mm

Ratios			
R1	156,15 W/m <sup>3</sup>	R6	- % (Mot.)
R2	437,23 W/m <sup>2</sup>	R7	- m/s
R3	89,29 m <sup>3</sup> /h/m <sup>3</sup>	R8	- °C
R4	3,38 m <sup>2</sup> /TON	R9	- m <sup>2</sup> /TON
R5	1,75 W/m <sup>3</sup> /h	R10	- W/kg

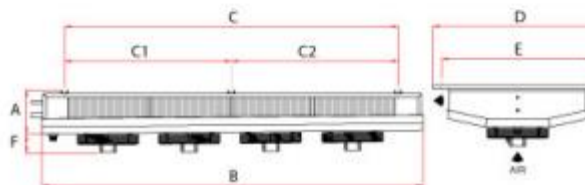
## Evaporador 1 x CBN 4B4/15

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	14810
Pretendido	5	8658,52
DT (Corrigido) no regime	5,3	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	-	-



Verão 1.6.0.0

Data 2017-05-15

Figura 60 – Relatório Caso 1 - Calcam



<b>Tipo de cámara</b>	Cámara frigorífica modular					
	Esesor de aislamiento:	80 mm				
	Aislamiento del suelo	si				
	Largo (interior):	4,00 m				
	Fondo (interior):	5,20 m				
	Alto (interior):	2,80 m				
	Volumen interior:	58.24 m³				
<b>Aplicación</b>	Conservación a temperatura positiva		Temperatura de cámara:	1,0 °C		
<b>Tipo de producto</b>	champión		Temperatura de conservación:	1,0 °C		
	Humedad de conservación:	90 %	Punto de congelación:	-0.9 °C		
	Contenido en agua:	90 %	Calor específico:	3.9 kJ/kg·K		
	Calor de respiración:	7.9 kJ/kg	Calor específico congelado:	2.0 kJ/kg·K		
<b>Embalaje</b>	Tipo de embalaje:	a granel	Peso del embalaje:	0.00 kg/kg		
<b>Carga de producto</b>	Densidad de carga:	300 kg/m³	Carga total:	17472 kg		
	Tasa de rotación diaria:	10 %/24h	Rotación diaria:	1747 kg/24h		
	Temperatura de entrada:	20,0 °C				
<b>Emplazamiento</b>	en interior de edificio		Altitud:	0 m		
	Temperatura ambiente:	32.0 °C	Humedad relativa ambiente:	60 %		
<b>Aislamiento térmico</b>	Pared:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	53.9 m²	esesor:	80 mm
	Techo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	21.5 m²	esesor:	80 mm
	Suelo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	21.5 m²	esesor:	80 mm
	Puerta:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	2.0 m²	esesor:	60 mm
	Ventana:	Vidrio triple	área:	0,0 m²		
<b>Ventilación natural</b>	Aperturas diarias de puerta:	51.3 /24h	Renovaciones diarias:	9.2 /24h		
<b>Atmósfera controlada</b>	Producción natural de CO <sub>2</sub> :	14,72 kgCO <sub>2</sub> /24h	Concentración máxima admisible de CO <sub>2</sub> :	2.00 %		
	Caudal de ventilación:	17 m³/h				
<b>Ocupación de personal</b>	Potencia unitaria:	266 W/pers	Nº personas:	2 pers		
<b>Iluminación</b>	Potencia unitaria:	12 W/m²	Superficie:	20.8 m²		
<b>Resistencia de puerta</b>	Potencia unitaria:	10 W/m	Perímetro:	5.2 m		
<b>Desescarche</b>	Tipo de desescarche:	aire				
<b>Ventiladores</b>	Caudal de aire:	3982 m³/h	Potencia eléctrica:	0.520 kW		
<b>Otras cargas térmicas</b>	Potencia unitaria:	0,00 kW	horas diarias:	24,0 h/24h		
<b>Necesidades frigoríficas</b>	Periodo de cálculo:	24 h		Producto Transmisión Ventilación Cargas		
	Refrigeración del producto:	266009 kJ				
	Transmisión de calor:	74377 kJ				
	Renovación de aire:	50056 kJ				
	Cargas térmicas:	68233 kJ				
	TOTAL:	458675 kJ				
Tiempo de funcionamiento:	16,0 h					
<b>Potencia frigorífica necesaria</b>	Potencia frigorífica para enfriamiento del producto:	4575 W	Potencia frigorífica para conservación del producto:	5738 W		
	Potencia frigorífica total:	7963 W				

Figura 61 – Relatório Caso 1 – Calcooling

Input data for the GEK selection

Type

GEK...H (for saddle installation)     GEK...S (split version)  
 GEK...W (for wall installation)     GEK...D (for ceiling installation)

Cooling room

Room volume: 58.24 m<sup>3</sup>  
Insulation:  see details  
 Use details    Details ...

Conditions

Outside temperature: 32 °C  
Rel. humidity of outer air: 60 %  
Room temperature: 0 °C  
 set to recomm. final temp. of goods  
Increased safety factor: 10 %  
(in add. to calc. refig. demand)  
 Use details    Details ...

Goods

Loading temperature: 20 °C  
Kind: Manual input  
Goods t.b. cooled: Manual: Field mushrooms  
 Use details    Details ...

Details - Goods

Goods-specific data

Manual input

Description: Manual: Field mushrooms    Freezing point: -0.9 °C  
recomm. storing capacity: 300 kg/m<sup>3</sup>    Spec. heat cap. bef. freezing: 3.89 kJ/kgK  
recomm. final temp.: 0 °C    Spec. heat cap. after freezing: 1.97 kJ/kgK  
recomm. rel. air humid.: 90 %    Freezing heat: 302 kJ/kg  
Respiratory heat: 7.2 kJ/kgd

Cooling down of goods

Storing capacity: 300 kg/m<sup>3</sup>     Use recommended storing capacity  
Loading capacity: 59 kg/m<sup>3</sup>d     Autom. determine loading capacity  
Cooling down: to room temperature

Details - Conditions

Units

Evaporation temp.: -7 °C     derive from t<sub>room</sub>  
Op.time compressor: 16 h/d     derive from t<sub>room</sub>

Room air

Rel. humidity: 90 %     recomm. air hum. of goods  
Air exchange rate: 9.17249 1/d     derive fr. t<sub>room</sub> and V<sub>room</sub>  
\*Only valid for small and medium-sized cooling rooms with normal access

Room internal heat generator

Fans

Number: 1  
Power (per machine): 232.365 W  
(Op.time = Op.time compressor)  
 Estimate fan heat automatically

Defrost heating

Defrosting time: 0 h/d  
Defrosting capacity: 4391.25 W  
 Derive defrosting heat automatically from ice formation

Persons

Number: 2  
Heat emission (per person): 280 W  
 Derive autom. from t<sub>room</sub>  
In-room presence: 2 h/d

Elec. illumination

Number: 3  
Power (per lamp): 60 W  
 Estimate illumination autom. from room size  
(Illumination time = In-room presence)

Other elec. machin

Number:  
Power (per machine):  
Operating time:

Unit selection

Calculation result for operating time of compressor = 16 h/d

Refrigeration demand:	5245.13 W
Shares of the demand:	
Transmission:	1117 W
Goods t.b. cooled:	1658 W
Respiratory heat:	769.9 W
Air renewal:	898.6 W
Fan heat:	232.4 W
Defrosting:	0 W
Persons, illumination, other machinery:	92.5 W
Increased safety factor:	476.8 W

Figura 62 – Relatório Caso 1 – Riedel

1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DA CÂMARA					
Comprimento, C	4,00	m	Largura, L	5,20	m
Pé-direito	2,80		m		
Volume (interno)	58,2	m <sup>3</sup>	Área	20,8	m <sup>2</sup>
Fc	2,25				
PUR (espessura)	75	mm	Fluido Frigorig.	R134a	
Coeficien. U	0,26		w/m <sup>2</sup> .°C		
Temp. <sup>a</sup> envolv.	33	°C	Temp. <sup>a</sup> exter	32	°C
Utilização	MT				
2 - CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO A CONSERVAR					
Natureza	Frutos	Gênero	Cogumelos	Calor esp. Cp	3,91 kJ/kg°C
Temp. <sup>a</sup> serviço	0	°C	Hum. Rel. HR	87	%
Dt	6		°C		
Dens. Carga, Dc	300	kg/m <sup>3</sup>	Carga máxima	5838	kg
Carga.dia	1747		kg		
Entrada diária	25	%	Temp. <sup>a</sup> entrada	20	°C
Circ. interna	OK		ar		
3 - CARACTERÍSTICAS DO FUNCIONAMENTO					
Horas/dia	16	h	Serviço	Normal	
1 Abert. porta	625		m <sup>3</sup> /dia		
Produto vivo?	SIM	Calor resp. Q <sub>res</sub>	3	kJ/kg.d	Arref. do ar
Arref. do ar	97		kJ/m <sup>3</sup>		
N.º pessoas	2	N.º lâmpadas	2	Tempo uso	0,2 h/entra
N.º ren. aut. ar	2	Vol. ar novo	116,48	m <sup>3</sup> /d	N.º entradas
N.º entradas	6		ent/dia		
Prod. embalado?	NÃO	Material	Poliétileno	Calor esp.Cp	2,3 kJ/kg°C
Quantidade	0	kg	Estiva mecân <sup>a</sup>	NÃO	
4 - FUNCIONAMENTO DO EVAPORADOR					
Marca	Centauro	Modelo	RWK/4A2		
N.º Descongeliação	0	Pot. Resis. Elet.	0	W	
N.º motorventil	2	Potência Unit.	60	W	
5 - DADOS DE SAÍDA - OUTPUT					
5 - BALANÇO PROVISÓRIO		W	%		
A	Perdas por Isolamento	1198	20,4		
B	Perdas por arrefecimento do produto	2372	40,4		
C	Perdas por respiração do produto	304	5,182		
D	Perdas por renovação de ar	1249	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	5153			
I	Perdas por funcionamento evaporador	180	3,1		
<b>G BALANÇO TÉRMICO FINAL</b>		<b>5866,3</b>	<b>%OK</b>		
Coeficiente de segurança de cálculo		10	10		
		586,7			
<b>Capacidade frigorífica, Q<sub>0</sub></b>		<b>5867</b>	<b>W</b>		

Figura 63 – Relatório Caso 1 – VM

## Cálculo da Potência frigorífica

Versão 1.39.3

Cliente: **Cliente 1**

Data: 16-05-2017

Notas: **01.COG.2015**

Temperatura Exterior:	<b>32,0 °C</b>	Humidade Externa:	<b>60 %</b>
Temperatura câmara:	<b>0,5 °C</b>	Tipologia:	<b>Pré fabricado com solo</b>
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	<b>Internas</b>	Volume câmara:	<b>58,24 m³</b>
	Largura: <b>5,20 m</b>	Longitude:	<b>4,00 m</b>
	Altura: <b>2,80 m</b>		
Vidros:	<b>"NENHUMA"</b>	Superfície Vidros:	<b>0,0 m²</b>
Isolamento:	<b>PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA</b>	Superfície Isolamento:	<b>80 mm</b>
Tráfego:	<b>Normal</b>	Pessoas: <b>2</b>	Horas: <b>2 h/24</b>
Iluminação:	<b>285 watt Néon</b>	Duração:	<b>2 h/24</b>
Potência de Motores:	<b>0,0 watt</b>	Tempo Utilização do Compressor:	<b>0 h/24</b>
Produto:	<b>VEGETAIS</b>	Embalagem:	<b>Não</b>
	<b>COGUMELOS</b>		
Processo:	<b>conservação Produto Fresco</b>	Duração Processo:	<b>24 h</b>
Temperatura Entrada:	<b>20,0 °C</b>	Quantidade do Produto:	<b>17472 kg</b>
Temperatura Saida:	<b>0,5 °C</b>	Densidade de Carga:	<b>300 kg/m³</b>
Movimentos por Dia:	<b>10 %</b>	Horas Compressor:	<b>16 h/24</b>
<b>Resultados do Cálculo:</b>			
Perdas Ambientais:	<b>17.240 watt/24h</b>	Utilização Infiltrações:	<b>15.047 watt/24 h</b>
Carga Iluminação:	<b>713 watt/24h</b>		
Carga Motores:	<b>0 watt/24h</b>		
Carga Produto:	<b>71.381 watt/24h</b>	Duração Processo:	<b>24 h</b>
Carga Pessoas:	<b>1.083 watt/24h</b>	Horas Utilização do Compressor:	<b>16 h/24</b>
Potência Frigorífica Total:	<b>105.464 watt/24h</b>	Número Máquinas Pedidas:	<b>1</b>
Potência Frigorífica Horária:	<b>6.591 watt</b>	Tolerância:	<b>10 %</b>
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	<b>7.250 watt</b>	Unidade seleccionada:	<b>MAS335N02E</b>

Figura 64 – Relatório Caso 1 – Zanotti

## Anexo C. – Relatórios Caso Prático 2

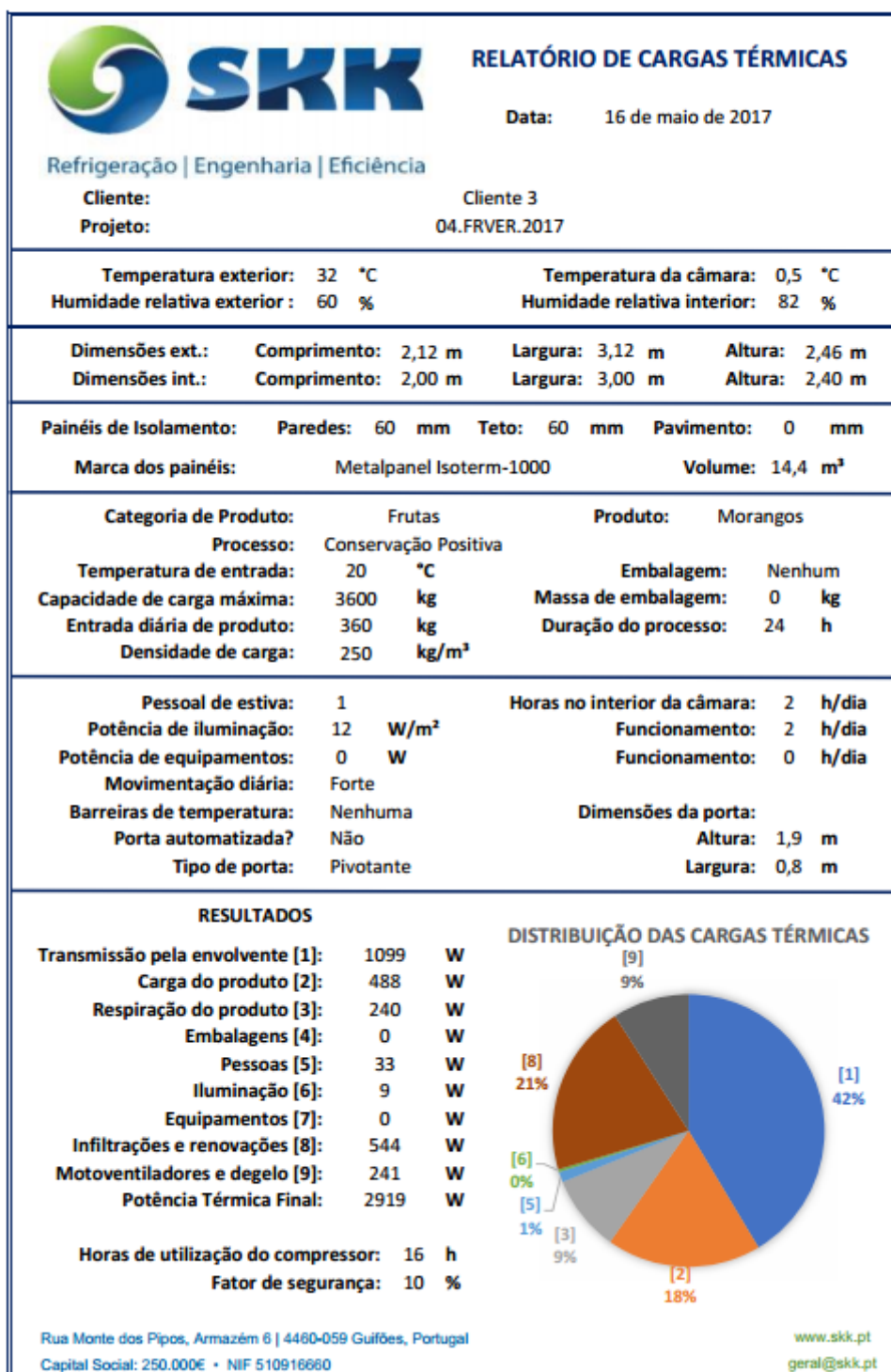


Figura 65 – Relatório Caso 2 – JRCALC



# Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Frescos

Dados Introduzidos		Vel. Int.	14,4 m <sup>3</sup>	Temp. Int.	0 °C	Perdas e Cargas Térmicas		<b>2673,98</b>	
Volume Interior	14,4 m <sup>3</sup>	Temp. Entrada	20 °C			Margem	0		
Área Interior	6 m <sup>2</sup>	Temp. Final Média	0 °C			[W.h]			
	Tosco [m]	Finais [m]							
Comprimento	2,12	2							
Largura	3,12	3							
Altura	2,46	2,4							
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	Morango								
Capacidade Armazenagem	3600 kg								
Entrada Diária	360 kg								
Quantidade para Congelar	0 kg								
Quantidade por Ciclo	0 kg								
Duração do Ciclo	0 h								
Densidade de Carga	250 kg/m <sup>3</sup>								
Factor de Carga	1								
Serviço	Normal								
Gás	R404A								
Iluminação	12 W/m <sup>2</sup> chão								

Temperaturas		Isolamentos		Ratios			
Interior	0 °C			R1	185,69 W/m <sup>3</sup>	R6	- % (Mot.)
Norte	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	60 mm	R2	445,66 W/m <sup>2</sup>	R7	- m/s
Sul	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	60 mm	R3	158,33 m <sup>3</sup> /h/m <sup>3</sup>	R8	- °C
Tecto	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	60 mm	R4	5,06 m <sup>2</sup> /TON	R9	- m <sup>2</sup> /TON
Chão	17 °C	Sem Isolamento	0 mm	R5	1,17 W/m <sup>3</sup> /h	R10	- W/kg
Este	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	60 mm				
Oeste	32 °C	Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	60 mm				

## Evaporador 1 x BXN 325/50

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	4960
Pretendido	5	2899,81
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	-

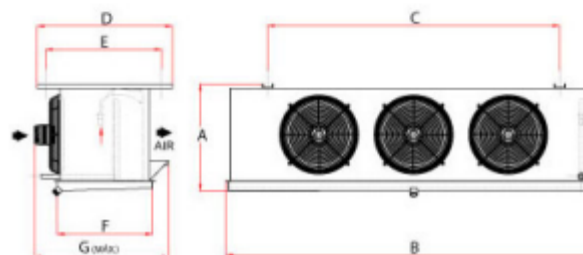


Figura 66 – Relatório Caso 2 – Calcam



<b>Tipo de cámara</b>	Cámara frigorífica modular					
	Espesor de aislamiento:	60 mm				
	Aislamiento del suelo	si				
	Largo (interior):	2,00 m				
	Fondo (interior):	3,00 m				
	Alto (interior):	2,40 m				
	Volumen interior:	14.40 m³				
<b>Aplicación</b>	Conservación a temperatura positiva		Temperatura de cámara:	1,0 °C		
<b>Tipo de producto</b>	fresa		Temperatura de conservación:	1,0 °C		
	Humedad de conservación:	92 %	Punto de congelación:	-0.8 °C		
	Contenido en agua:	89 %	Calor específico:	3.8 kJ/kg·K		
	Calor de respiración:	5,0 kJ/kg	Calor específico congelado:	2.0 kJ/kg·K		
<b>Embalaje</b>	Tipo de embalaje:	a granel	Peso del embalaje:	0.00 kg/kg		
<b>Carga de producto</b>	Densidad de carga:	250 kg/m³	Carga total:	3600 kg		
	Tasa de rotación diaria:	10 %/24h	Rotación diaria:	360 kg/24h		
	Temperatura de entrada:	20,0 °C				
<b>Emplazamiento</b>	en interior de edificio		Altitud:	0 m		
	Temperatura ambiente:	32.0 °C	Humedad relativa ambiente:	60 %		
<b>Aislamiento térmico</b>	Pared:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	24.9 m²	espesor:	60 mm
	Techo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	6.3 m²	espesor:	60 mm
	Suelo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	6.3 m²	espesor:	0 mm
	Puerta:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	2.0 m²	espesor:	45 mm
	Ventana:	Vidrio triple	área:	0,0 m²		
<b>Ventilación natural</b>	Aperturas diarias de puerta:	26.4 /24h	Renovaciones diarias:	18.4 /24h		
<b>Atmósfera controlada</b>	Producción natural de CO <sub>2</sub> :	2,59 kg <sub>CO2</sub> /24h	Concentración máxima admisible de CO <sub>2</sub> :	2.00 %		
	Caudal de ventilación:	3 m³/h				
<b>Ocupación de personal</b>	Potencia unitaria:	266 W/pers	Nº personas:	1 pers		
<b>Iluminación</b>	Potencia unitaria:	12 W/m²	Superficie:	6.0 m²		
<b>Resistencia de puerta</b>	Potencia unitaria:	0 W/m	Perímetro:	5.4 m		
<b>Desescarche</b>	Tipo de desescarche:	aire				
<b>Ventiladores</b>	Caudal de aire:	1384 m³/h	Potencia eléctrica:	0.197 kW		
<b>Necesidades frigoríficas</b>	Periodo de cálculo:	24 h		<ul style="list-style-type: none"> <li>Producto</li> <li>Transmisión</li> <li>Ventilación</li> <li>Cargas</li> </ul>		
	Refrigeración del producto:	44197 kJ				
	Transmisión de calor:	64503 kJ				
	Renovación de aire:	24808 kJ				
	Cargas térmicas:	25971 kJ				
	TOTAL:	159479 kJ				
Tiempo de funcionamiento:	16,0 h					
<b>Potencia frigorífica necesaria</b>	Potencia frigorífica para enfriamiento del producto:	1471 W	Potencia frigorífica para conservación del producto:	2314 W		
	Potencia frigorífica total:	2789 W				

Figura 67 – Relatório Caso 2 – Calcooling

Cliente: **Cliente 3**

Data: 16-05-2017

Notas: **04.FRVER.2017**

Temperatura Exterior:	<b>32,0 °C</b>	Humidade Externa:	<b>60 %</b>
Temperatura câmara:	<b>0,5 °C</b>	Tipologia:	<b>Pré fabricado sem solo</b>
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	<b>Internas</b>	Volume câmara:	<b>14,40 m³</b>
Largura:	<b>3,00 m</b>	Longitude:	<b>2,00 m</b>
Altura:	<b>2,40 m</b>		
Vidros:	<b>"NENHUMA"</b>	Superfície Vidros:	<b>0,0 m²</b>
Isolamento:	<b>PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA</b>	Superfície Isolamento:	<b>60 mm</b>
Tráfego:	<b>Normal</b>	Pessoas: <b>1</b>	Horas: <b>2 h/24</b>
Iluminação:	<b>72 watt Néon</b>	Duração:	<b>2 h/24</b>
Potência de Motores:	<b>0,0 watt</b>	Tempo Utilização do Compressor:	<b>0 h/24</b>
Produto:	<b>FRUTAS</b>	Embalagem:	<b>Não</b>
	<b>MORANGOS FRESCOS</b>		
Processo:	<b>conservação Produto Fresco</b>	Duração Processo:	<b>24 h</b>
Temperatura Entrada:	<b>20,0 °C</b>	Quantidade do Produto:	<b>3600 kg</b>
Temperatura Saída:	<b>0,5 °C</b>	Densidade de Carga:	<b>250 kg/m³</b>
Movimentos por Dia:	<b>10 %</b>	Horas Compressor:	<b>16 h/24</b>
<b>Resultados do Cálculo:</b>			
Perdas Ambientais:	<b>11.613 watt/24h</b>	Utilização Infiltrações:	<b>8.122 watt/24 h</b>
Carga Iluminação:	<b>180 watt/24h</b>		
Carga Motores:	<b>0 watt/24h</b>		
Carga Produto:	<b>7.510 watt/24h</b>	Duração Processo:	<b>24 h</b>
Carga Pessoas:	<b>542 watt/24h</b>	Horas Utilização do Compressor:	<b>16 h/24</b>
Potência Frigorífica Total:	<b>27.966 watt/24h</b>	Número Máquinas Pedidas:	<b>1</b>
Potência Frigorífica Horária:	<b>1.747 watt</b>	Tolerância:	<b>10 %</b>
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	<b>1.922 watt</b>	Unidade seleccionada:	

**Figura 68 – Relatório Caso 2 – Zanotti**

## Anexo D. – Relatórios Caso Prático 3


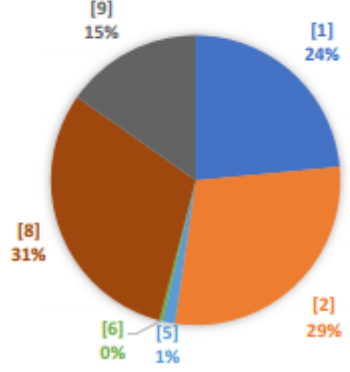
 <b>RELATÓRIO DE CARGAS TÉRMICAS</b>	
<b>Data:</b> 17 de maio de 2017 <b>Refrigeração   Engenharia   Eficiência</b>	
<b>Cliente:</b> <b>Projeto:</b>	Cliente 4 05.BOVI.2017
<b>Temperatura exterior:</b> 32 °C <b>Humidade relativa exterior:</b> 60 %	<b>Temperatura da câmara:</b> -20 °C <b>Humidade relativa interior:</b> 85 %
<b>Dimensões ext.:</b> Comprimento: 3,50 m <b>Dimensões int.:</b> Comprimento: 3,20 m	<b>Largura:</b> 4,15 m <b>Largura:</b> 3,85 m <b>Altura:</b> 6,00 m <b>Altura:</b> 5,70 m
<b>Painéis de Isolamento:</b> Paredes: 150 mm Teto: 150 mm Pavimento: 150 mm <b>Marca dos painéis:</b> Metalpanel Isoterm-1125	<b>Volume:</b> 70,2 m <sup>3</sup>
<b>Categoria de Produto:</b> Bovinos <b>Processo:</b> Conservação Negativa <b>Temperatura de entrada:</b> -5 °C <b>Capacidade de carga máxima:</b> 31601 kg <b>Entrada diária de produto:</b> 3160,1 kg <b>Densidade de carga:</b> 450 kg/m <sup>3</sup>	<b>Produto:</b> Vaca (Diversos) <b>Embalagem:</b> Nenhum <b>Massa de embalagem:</b> 0 kg <b>Duração do processo:</b> 24 h
<b>Pessoal de estiva:</b> 2 <b>Potência de iluminação:</b> 12 W/m <sup>2</sup> <b>Potência de equipamentos:</b> 0 W <b>Movimentação diária:</b> Forte <b>Barreiras de temperatura:</b> Nenhuma <b>Porta automatizada?</b> Não <b>Tipo de porta:</b> Pivotante	<b>Horas no interior da câmara:</b> 2 h/dia <b>Funcionamento:</b> 2 h/dia <b>Funcionamento:</b> 0 h/dia <b>Dimensões da porta:</b> <b>Altura:</b> 2,5 m <b>Largura:</b> 1,5 m
<b>RESULTADOS</b> <b>Transmissão pela envolvente [1]:</b> 1121 W <b>Carga do produto [2]:</b> 1374 W <b>Respiração do produto [3]:</b> 0 W <b>Embalagens [4]:</b> 0 W <b>Pessoas [5]:</b> 65 W <b>Iluminação [6]:</b> 18 W <b>Equipamentos [7]:</b> 0 W <b>Infiltrações e renovações [8]:</b> 1464 W <b>Motoventiladores e degelo [9]:</b> 728 W <b>Potência Térmica Final:</b> 5247 W  <b>Horas de utilização do compressor:</b> 16 h <b>Fator de segurança:</b> 10 %	<b>DISTRIBUIÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS</b> 
Rua Monte dos Pipos, Armazém 6   4460-059 Guifões, Portugal Capital Social: 250.000€ • NIF 510916680	<a href="http://www.skk.pt">www.skk.pt</a> <a href="mailto:geral@skk.pt">geral@skk.pt</a>

Figura 69 – Relatório Caso 3 – JRCALC



# Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Congelados

Dados Introduzidos Vol. Int. 70,22 m<sup>3</sup> Temp. Int. -20 °C

Volume Interior 70,22 m<sup>3</sup> Temp. Entrada -5 °C  
Área Interior 12,32 m<sup>2</sup> Temp. Píxel Média -20 °C

	Tosco [m]	Finals [m]
Comprimento	3,5	3,2
Largura	4,15	3,85
Altura	6	5,7
Ar de Renovação	33°C/60%HR	
Renovações Automáticas	0	
Embalagem		
% Emb. sobre Peso Total do Produto	0 %	
Potência Máquinas/Extra	0 kW	
Fanz. Motoventiladores	22 h	
Fanz. Compressor	16 h	
Produto	Vaca	
Capacidade Armazenagem	31599 kg	
Entrada Diária	3159,9 kg	
Quantidade para Congelar	0 kg	
Quantidade por Ciclo	0 kg	
Duração do Ciclo	0 h	
Densidade de Carga	450 kg/m <sup>3</sup>	
Fator de Carga	1	
Serviço	Normal	
Gás	R404A	
Iluminação	12 W/m <sup>2</sup> chão	

## Temperaturas

Interior	-20 °C
Norte	32 °C
Sul	32 °C
Tecto	32 °C
Chão	27 °C
Este	32 °C
Oeste	32 °C

## Isolamentos

Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm

Perdas e Cargas Térmicas 5090,26W

	Margem	0%
	[W.h]	%
Perdas por Isolamento	15642,42	21,13
Perdas por Abertura e Renovação	22312,86	30,14
Carga Térmica do Produto	22045,81	29,78
Carga Térmica do Resfriamento	0	0
Carga Térmica da Embalagem	0	0
Carga Térmica Pessoal do Estiva	1559,37	2,11
Carga Térmica Máquinas/Extra	0	0
Carga Térmica de Iluminação	295,68	0,40
Carga Térmica de Motoventiladores	6424	8,68
Carga Térmica de Resistências	5760	7,78
<b>Carga Térmica Total</b>	<b>74040,14</b>	<b>100</b>

## Ratios

R1	72,49 W/m <sup>3</sup>	R6	- % (Mot.)
R2	413,17 W/m <sup>2</sup>	R7	- m/s
R3	79,75 m <sup>3</sup> /h/m <sup>3</sup>	R8	- °C
R4	1,18 m <sup>2</sup> /TON	R9	- m <sup>2</sup> /TON
R5	0,91 W/m <sup>3</sup> /h	R10	- W/kg

Evaporador 1 x CBL/E 7B4/10

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	9790
Profundido	5	4797,1
BT (Corrigido) no regime	5,3	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	-	-

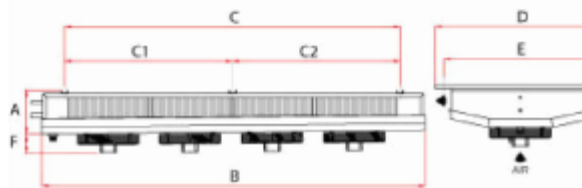


Figura 70 – Relatório Caso 3 – Calcam

Input data for the GEK selection

Type

GEK...H (for saddle installation)     GEK...S (split version)  
 GEK...W (for wall installation)     GEK...D (for ceiling installation)

Cooling room

Room volume: 70.224 m<sup>3</sup>

Insulation:  see details

Use details    Details ...

Goods

Loading temperature: -5 °C

Kind: Manual input

Goods t.b. cooled: Manual: Veal, frozen

Use details    Details ...

Conditions

Outside temperature: 32 °C

Rel. humidity of outer air: 60 %

Room temperature: -20 °C

set to recomm. final temp. of goods

Increased safety factor: 10 %  
(in add. to calc. refriger. demand)

Use details    Details ...

Reset to standart    Save as default    OK    Cancel

Details - Goods

Goods-specific data

Manual input

Freezing point: -2 °C

Description: Manual: Veal, frozen

Spec. heat cap. bef. freezing: 3.08 kJ/kgK

recomm. storing capacity: 450 kg/m<sup>3</sup>

Spec. heat cap. after freezing: 1.67 kJ/kgK

recomm. final temp.: -20 °C

Freezing heat: 223 kJ/kg

recomm. rel. air humid.: 92 %

Respiratory heat: 0 kJ/kgd

Cooling down of goods

Storing capacity: 450 kg/m<sup>3</sup>     Use recommended storing capacity

Loading capacity: 143 kg/m<sup>3</sup>d     Autom. determine loading capacity

Cooling down: to room temperature

Cancel    OK

Details - Conditions

Units

Evaporation temp.: -26.8 °C     derive from t<sub>room</sub>

Op.time compressor: 18 h/d     derive from t<sub>room</sub>

Room air

Rel. humidity: 92 %     recomm. air hum. of goods

Air exchange rate: 5.9666 1/d     derive fr. t<sub>room</sub> and V<sub>room</sub>

\*Only valid for small and medium-sized cooling rooms with normal access

Room internal heat generator

Fans

Number: 1

Power: 246.124 W (per machine)  
(Op.time = Op.time compressor)

Estimate fan heat automatically

Defrost heating:

Defrosting time: 1 h/d

Defrosting capacity: 2296.61 W

Derive defrosting heat automatically from ice formation

Persons

Number: 2

Heat emission: 390 W (per person)

Derive autom. from t<sub>room</sub>

In-room presence: 2 h/d

Elec. illumination

Number: 2

Power: 60 W (per lamp)

Estimate illumination autom. from room size  
(Illumination time = In-room presence)

Other ek

Cancel    OK

Unit selection

Calculation result for operating time of compressor = 18 h/d

Refrigeration demand:	3776.04 W
Shares of the demand:	
Transmission:	1017 W
Goods t.b. cooled:	1008 W
Respiratory heat:	0 W
Air renewal:	934.1 W
Fan heat:	246.1 W
Defrosting:	127.6 W
Persons,	
Illumination,	
other machinery:	100 W
Increased safety factor:	343.3 W

Figura 71 – Relatório Caso 3 – Riedel

DADOS DE ENTRADA - INPUT					
<b>1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DA CÂMARA</b>					
Comprimento, C	3,20	m	Largura, L	3,85	m
Pé-direito	5,70	m			
Volume (interno)	70,2	m <sup>3</sup>	Área	12,3	m <sup>2</sup>
Fc	2,25				
PUR (espessura)	150	mm	Fluido Frigorif.	R134a	
<b>Coefficien. U</b>	0,13	W/m <sup>2</sup> .C			
Temp. <sup>a</sup> envolv.	33	°C	Temp. <sup>a</sup> exter	32	°C
Utilização	BT				
<b>2 - CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO A CONSERVAR</b>					
Natureza	Carne		Gênero	Vaca	
Calor esp. Cp	1,67	kJ/kg°C			
Temp. <sup>a</sup> serviço	-20	°C	Hum. Rel <sup>a</sup> . HR	85	%
Dt	7	°C			
Dens. Carga, Dc	450	kg/m <sup>3</sup>	Carga máxima	10560	kg
Carga.dia	2640	kg			
Entrada diária	25	%	Temp. <sup>a</sup> entrada	-5	°C
Circ. interna	OK	ar			
<b>3 - CARACTERÍSTICAS DO FUNCIONAMENTO</b>					
Horas/dia	16	h	Serviço	Normal	
1 Abert. porta	500	m <sup>3</sup> /dia			
Produto vivo?	SIM		Calor resp. Q <sub>rea</sub>	0	kJ/kg.d
Arref. do ar	138,8	kJ/m <sup>3</sup>			
N. <sup>o</sup> pessoas	2		N. <sup>o</sup> lâmpadas	2	
Tempo uso	0,2	h/entra			
N. <sup>o</sup> ren. aut. ar	0		Vol. ar novo	0,00	m <sup>3</sup> /d
N. <sup>o</sup> entradas	6	ent/dia			
Prod. embalado?	NÃO		Material	Poliétileno	
Calor esp. Cp	2,3	kJ/kg°C			
Quantidade	0	kg	Estiva mecân <sup>a</sup>	NÃO	
<b>4 FUNCIONAMENTO DO EVAPORADOR</b>					
Marca	Centauro		Modelo	RWK/4A2	
N. <sup>o</sup> Descongelação	0		Pot. Resis. Elet.	0	W
N. <sup>o</sup> motorventil	2		Potência Unit.	60	W
<b>DADOS DE SAÍDA - OUTPUT</b>					
<b>5 BALANÇO PROVISÓRIO</b>		W	%		
A	Perdas por Isolamento	1085	27,0		
B	Perdas por arrefecimento do produto	1148	28,6		
C	Perdas por respiração do produto	0	0		
D	Perdas por renovação de ar	1205	30,0		
E	Perdas por arrefec. de embalagens	0	0,00		
F	Perdas por estiva	21	0,5		
G	Perdas por iluminação	9	0,2		
H	Balanço térmico provisório	3468			
I	Perdas por funcionamento evaporador	180	4,5		
<b>G BALANÇO TÉRMICO FINAL</b>		4012,8	<b>%OK</b>		
	Coefficiente de segurança de cálculo	10	10		
		401,3			
	<b>Capacidade frigorífica, Q<sub>o</sub></b>	<b>4013</b>	<b>W</b>		

Figura 72 – Relatório Caso 3 – VM



<b>Tipo de cámara</b>	Cámara frigorífica modular					
	Espesor de aislamiento:	150 mm				
	Aislamiento del suelo:	si				
	Largo (interior):	3,20 m				
	Fondo (interior):	3,85 m				
	Alto (interior):	5,70 m				
	Volumen interior:	70.22 m³				
<b>Aplicación</b>	Conservación a temperatura negativa		Temperatura de cámara:	-20,0 °C		
<b>Tipo de producto</b>	ternera congelada		Temperatura de conservación:	-18,0 °C		
	Humedad de conservación:	90 %	Punto de congelación:	-2,0 °C		
	Contenido en agua:	69 %	Calor específico:	3,2 kJ/kg·K		
	Calor de respiración:	0,0 kJ/kg	Calor específico congelado:	1,7 kJ/kg·K		
<b>Embalaje</b>	Tipo de embalaje:	a granel	Peso del embalaje:	0,00 kg/kg		
<b>Carga de producto</b>	Densidad de carga:	450 kg/m³	Carga total:	31601 kg		
	Tasa de rotación diaria:	10 %/24h	Rotación diaria:	3160 kg/24h		
	Temperatura de entrada:	-5,0 °C				
<b>Emplazamiento</b>	en interior de edificio		Altitud:	0 m		
	Temperatura ambiente:	32,0 °C	Humedad relativa ambiente:	60 %		
<b>Aislamiento térmico</b>	Pared:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	86,0 m²	espesor:	150 mm
	Techo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	13,4 m²	espesor:	150 mm
	Suelo:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	13,4 m²	espesor:	150 mm
	Puerta:	Poliuretano inyectado [0.025 W/mK]	área:	2,0 m²	espesor:	113 mm
	Ventana:	Vidrio triple	área:	0,0 m²		
<b>Ventilación natural</b>	Aperturas diarias de puerta:	8,7 /24h	Renovaciones diarias:	6,0 /24h		
<b>Atmósfera controlada</b>	Producción natural de CO <sub>2</sub> :	1,80 kgCO <sub>2</sub> /24h	Concentración máxima admisible de CO <sub>2</sub> :	2,00 %		
	Caudal de ventilación:	2 m³/h				
<b>Ocupación de personal</b>	Potencia unitaria:	392 W/pers	Nº personas:	2 pers		
<b>Iluminación</b>	Potencia unitaria:	12 W/m²	Superficie:	12,3 m²		
<b>Resistencia de puerta</b>	Potencia unitaria:	10 W/m	Perímetro:	8,0 m		
<b>Desescarche</b>	Tipo de desescarche:	eléctrico				
<b>Ventiladores</b>	Caudal de aire:	3589 m³/h	Potencia eléctrica:	0,473 kW		
<b>Otras cargas térmicas</b>	Potencia unitaria:	0,00 kW	horas diarias:	24,0 h/24h		
<b>Necesidades frigoríficas</b>	Periodo de cálculo:	24 h				
	Refrigeración del producto:	70249 kJ				
	Transmisión de calor:	82029 kJ				
	Renovación de aire:	60182 kJ				
	Cargas térmicas:	97670 kJ				
	TOTAL:	310100 kJ				
	Tiempo de funcionamiento:	16,0 h				
<b>Potencia frigorífica necesaria</b>	Potencia frigorífica para enfriamiento del producto:	2432 W	Potencia frigorífica para conservación del producto:	4164 W		
	Potencia frigorífica total:	5384 W				

Figura 73 – Relatório Caso 3 – Calcooling

Cliente: **Cliente 4**

Data: 16-05-2017

Notas: **05.BOVI.2017**

Temperatura Exterior:	32,0 °C	Humidade Externa:	60 %
Temperatura câmara:	-20,0 °C	Tipologia:	Pré fabricado com solo
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	<b>Internas</b>	Volume câmara:	70,22 m³
Largura:	3,85 m	Longitude:	3,20 m
Altura:	5,70 m		
Vidros:	"NENHUMA"	Superfície Vidros:	0,0 m²
Isolamento:	PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA	Superfície Isolamento:	150 mm
Tráfego:	Normal	Pessoas: 2	Horas: 2 h/24
Iluminação:	147 watt Néon	Duração:	2 h/24
Potência de Motores:	0,0 watt	Tempo Utilização do Compressor:	0 h/24
Produto:	CARNE VACA VITELA	Embalagem:	Não
Processo:	Produto já congelado	Duração Processo:	24 h
Temperatura Entrada:	-5,0 °C	Quantidade do Produto:	31599 kg
Temperatura Saída:	-20,0 °C	Densidade de Carga:	450 kg/m³
Movimentos por Dia:	10 %	Horas Compressor:	16 h/24
<b>Resultados do Cálculo:</b>			
Perdas Ambientais:	18.590 watt/24h	Utilização Infiltrações:	17.779 watt/24 h
Carga Iluminação:	368 watt/24h		
Carga Motores:	0 watt/24h		
Carga Produto:	21.495 watt/24h	Duração Processo:	24 h
Carga Pessoas:	1.639 watt/24h	Horas Utilização do Compressor:	16 h/24
Potência Frigorífica Total:	59.870 watt/24h	Número Máquinas Pedidas:	1
Potência Frigorífica Horária:	3.741 watt	Tolerância:	10 %
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	4.115 watt	Unidade seleccionada:	

Figura 74 – Relatório Caso 3 – Zanotti

## Anexo E. – Relatórios Caso Prático 4

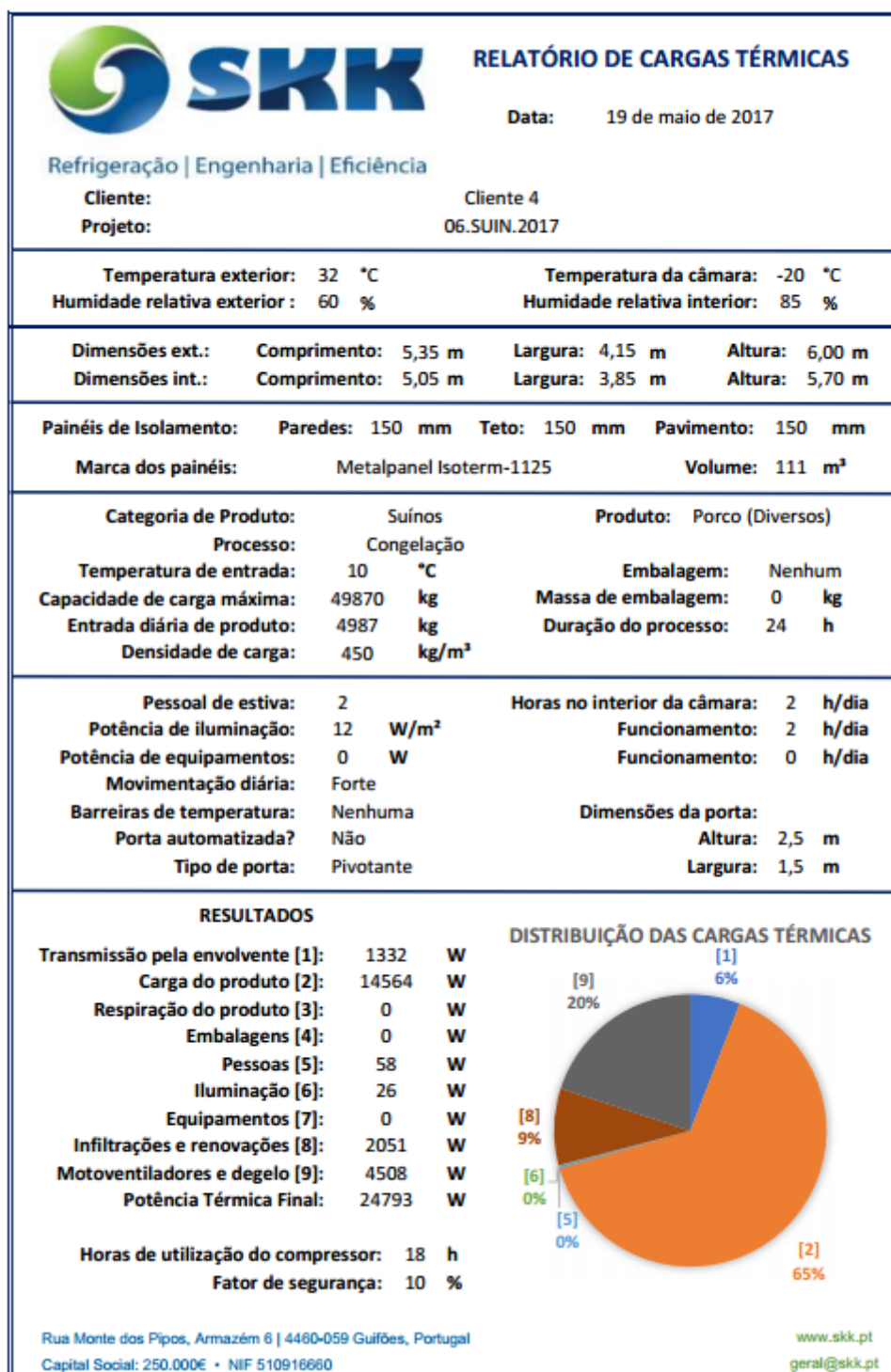


Figura 75 – Relatório Caso 4 – JRCALC



# Balanço Térmico



Câmara de Conservação de Congelados com Entrada de Produto

Dados Introduzidos Vol. Int. 110,82 m<sup>3</sup> Temp. Int. -20 °C

Volume Interior	110,82 m <sup>3</sup>	Temp. Entrada	10 °C
Área Interior	19,44 m <sup>2</sup>	Temp. Final Média	-20 °C
	Tosco [m]	Finais [m]	
Comprimento	5,35	5,05	
Largura	4,15	3,85	
Altura	6	5,7	
Ar de Renovação		33°C/60%HR	
Renovação Automática		0	
Embalagem			
% Emb. sobre Peso Total do Produto		0 %	
Potência Máquina/Extra		0 kW	
Fase. Motoventiladores		22 h	
Fase. Compressor		18 h	
Produto		Porco	
Capacidade Armazenagem		49869 kg	
Entrada Média		4986,9 kg	
Quantidade para Congelar		4986 kg	
Quantidade por Ciclo		0 kg	
Duração do Ciclo		0 h	
Densidade da Carga		450 kg/m <sup>3</sup>	
Fator de Carga		1	
Serviço		Forte	
Gás		R404A	
Isolação		12 W/m <sup>2</sup> chão	

## Temperaturas

Interior	-20 °C
Norte	32 °C
Sul	32 °C
Tecto	32 °C
Chão	27 °C
Este	32 °C
Oeste	32 °C

## Isolamentos

Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm
Poliuretano - 40 kg/m <sup>3</sup>	150 mm

Perdas e Cargas Térmicas 27897,15V

	Margem	0%
	[W.h]	%
Perdas por Isolamento	21014,2	4,60
Perdas por Abertura e Renovação	41560,4	9,10
Carga Térmica do Produto	302938,22	66,36
Carga Térmica do Resfriamento	0	0
Carga Térmica da Embalagem	0	0
Carga Térmica Pessoal do Estiva	1559,37	0,34
Carga Térmica Máquina/Extra	0	0
Carga Térmica da Humidade	466,62	0,10
Carga Térmica dos Motoventiladores	58960	12,92
Carga Térmica das Resistências	30000	6,57
<b>Carga Térmica Total</b>	<b>456498,81</b>	<b>100</b>

## Ratios

R1	251,73 W/m <sup>3</sup>	R6	- % (Mot.)
R2	1435,04 W/m <sup>2</sup>	R7	- m/s
R3	220,18 m <sup>3</sup> /h/m <sup>3</sup>	R8	- °C
R4	3,61 m <sup>2</sup> /TON	R9	- m <sup>2</sup> /TON
R5	1,14 W/m <sup>3</sup> /h	R10	- W/kg

Evaporador 1 x DD/E 7L4/53

Capacidade por Unidade	DT	[W]
Nominal	8	53170
Proteção	5	26053,3
DT (Corrigido) no regime	5,4	Sel. DTm

Motor 4 x Ø500 mm

Dimensões [mm]

A	B	C	C1	D	E	F	G	H
794	3753	3390	1695	810	690	590	845	-

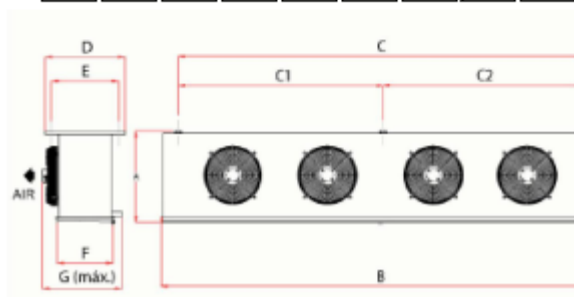


Figura 76 – Relatório Caso 4 – Calcam

Input data for the GEK selection

Type

GEK...H (for saddle installation)     GEK...S (split version)  
 GEK...W (for wall installation)     GEK...D (for ceiling installation)

Cooling room

Room volume: 110.822 m<sup>3</sup>

Insulation:  see details

Use details    Details ...

Goods

Loading temperature: 10 °C

Kind: Manual input

Goods t.b. cooled: Manual Pork, fresh

Use details    Details ...

Conditions

Outside temperature: 32 °C

Rel. humidity of outer air: 60 %

Room temperature: -20 °C

set to recomm. final temp. of goods

Increased safety factor: 10 %  
(in add. to calc. refrig. demand)

Use details    Details ...

Details - Goods

Goods-specific data

Manual input

Description: Manual Pork, fresh

recomm. storing capacity: 450 kg/m<sup>3</sup>

recomm. final temp.: -20 °C

recomm. rel. air humid.: 87 %

Freezing point: -2 °C

Spec. heat cap. bef. freezing: 2.13 kJ/kgK

Spec. heat cap. after freezing: 1.3 kJ/kgK

Freezing heat: 128 kJ/kg

Respiratory heat: 0 kJ/kgd

Cooling down of goods

Storing capacity: 450 kg/m<sup>3</sup>     Use recommended storing capacity

Loading capacity: 211 kg/m<sup>3</sup>d     Autom. determine loading capacity

Cooling down: to room temperature

Details - Conditions

Units

Evaporation temp.: 26.8 °C     derive from t<sub>room</sub>

Op.time compressor: 18 h/d     derive from t<sub>room</sub>

Room air

Rel. humidity: 87 %     recomm. air hum. of goods

Air exchange rate: 4.74359 1/d     derive fr. t<sub>room</sub> and V<sub>room</sub>

\*Only valid for small and medium-sized cooling rooms with normal access

Room internal heat generator

Fans

Number: 1

Power: 1110.27 W (per machine)  
(Op.time = Op.time compressor)

Estimate fan heat automatically

Defrost heating

Defrosting time: 1 h/d

Defrosting capacity: 5658.93 W

Derive defrosting heat automatically from ice formation

Persons

Number: 2

Heat emission: 390 W (per person)

Derive autom. from t<sub>room</sub>

In-room presence: 2 h/d

Elec. illumination

Number: 3

Power: 60 W (per lamp)

Estimate illumination autom. from room size  
(Illumination time = In-room presence)

Unit selection

Calculation result for operating time of compressor = 18 h/d

Refrigeration demand	16772 W
Shares of the demand:	
Transmission	1345 W
Goods t.b. cooled	1.12e+004 W
Respiratory heat	0 W
Air renewal	1174 W
Fan heat	1110 W
Defrosting	314.4 W
Persons, Illumination, other machinery:	
Increased safety factor:	100 W
	1525 W

Figura 77 – Relatório Caso 4 – Riedel

## Cálculo da Potência frigorífica

Versão 1.39.3

Cliente: **Cliente 4 (Caso 06)**

Data: 16-05-2017

Notas: **06.SUIN.2017**

Temperatura Exterior:	32,0 °C	Humidade Externa:	60 %
Temperatura câmara:	-20,0 °C	Tipologia:	Pré fabricado com solo
Tipo solo:			
Tipo Tecto:		Correc. T.:	
Paredes:		Correc. T.:	
Espessura Paredes:			
Dimensões:	<b>Internas</b>	Volume câmara:	110,82 m <sup>3</sup>
Largura:	3,85 m	Longitude:	5,05 m
Altura:	5,70 m		
Vidros:	"NENHUMA"	Superfície Vidros:	0,0 m <sup>2</sup>
Isolamento:	PANÉIS DE POLIURETANO DE ESPUMA	Superfície Isolamento:	150 mm
Tráfego:	Normal	Pessoas: 2	Horas: 2 h/24
Iluminação:	144 watt Néon	Duração:	2 h/24
Potência de Motores:	0,0 watt	Tempo Utilização do Compressor:	0 h/24
Produto:	<b>PORCO</b>	Embalagem:	Não
	<b>FRESCOS</b>		
Processo:	congelamento	Duração Processo:	24 h
Temperatura Entrada:	10,0 °C	Quantidade do Produto:	49869 kg
Temperatura Saída:	-20,0 °C	Densidade de Carga:	450 kg/m <sup>3</sup>
Movimentos por Dia:	10 %	Horas Compressor:	18 h/24
<b>Resultados do Cálculo:</b>			
Perdas Ambientais:	24.011 watt/24h	Utilização Infiltrações:	21.693 watt/24 h
Carga Iluminação:	360 watt/24h		
Carga Motores:	0 watt/24h		
Carga Produto:	365.667 watt/24h	Duração Processo:	24 h
Carga Pessoas:	1.639 watt/24h	Horas Utilização do Compressor:	18 h/24
Potência Frigorífica Total:	413.370 watt/24h	Número Máquinas Pedidas:	1
Potência Frigorífica Horária:	22.965 watt	Tolerância:	10 %
Potência de refrigeração (hora) por equipamento:	25.262 watt	Unidade seleccionada:	<b>BDB250TD01F</b>

Figura 78 – Relatório Caso 4 – Zanotti

## Anexo F. – Câmara 1 – Conservação de Maças

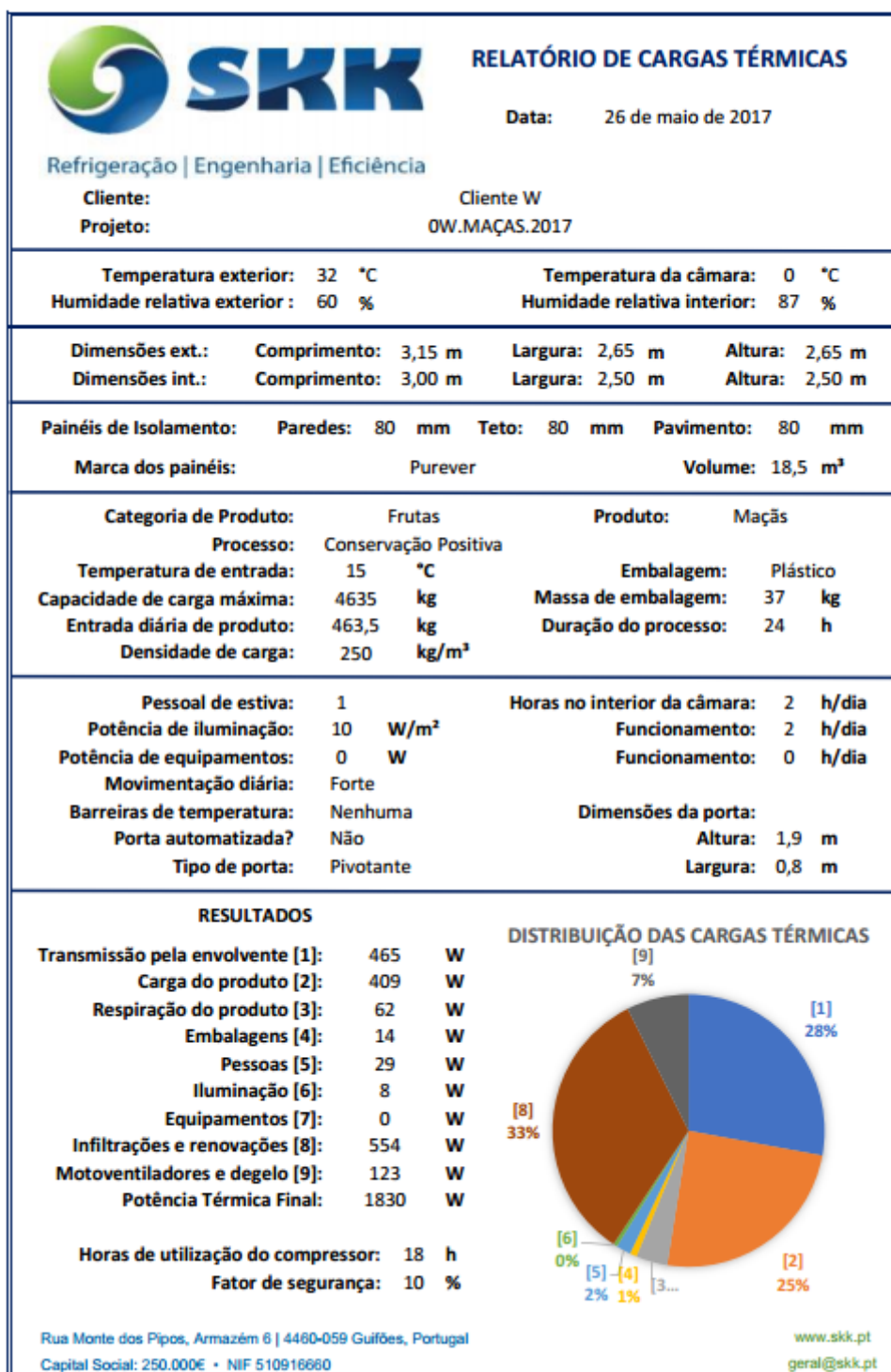


Figura 79 – Relatório Câmara 1 – JRCALC



## Anexo G. – Inquérito aos Projetistas

### AVALIAÇÃO DA FERRAMENTA - CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS

O presente inquérito destina-se a aferir, junto dos colaboradores da SKK®, a qualidade e aplicabilidade da folha de cálculo desenvolvida, durante o presente estágio curricular, no âmbito do mestrado em Energias Sustentáveis do Instituto Superior de Engenharia do Porto (Assinale com uma cruz a resposta adequada a cada questão).

Questão		Escala de avaliação				
		"Nada satisfeito" (1) até "Totalmente satisfeito" (5)				
1)	Como avalia a ferramenta de cálculo em termos de facilidade de utilização?	1	2	3	4	5
2)	Como avalia a ferramenta de cálculo em termos de precisão de resultados?	1	2	3	4	5
3)	Em relação à ferramenta existente na SKK, qual a avaliação que dá ao modelo desenvolvido?	1	2	3	4	5
4)	Face a outras ferramentas existentes no mercado, qual a avaliação que dá ao modelo desenvolvido?	1	2	3	4	5
5)	Na sua opinião, qual a importância da existência de um relatório detalhado sobre o cálculo das cargas térmicas, responda em função da perspetiva da empresa e na sua própria perspetiva	"Nada importante" (1) até "Muito importante" (5)				
	a. Na perspetiva da empresa?					
	b. Na sua própria perspetiva?	1	2	3	4	5
<i>Que comentários deseja incluir sobre a ferramenta?</i>						

Obrigado pela vossa colaboração!

*All the constructive criticism is welcome!*



Figura 80 – Inquérito aos projetistas



# Anexo H. – Folha Técnica Máquina MGM21202E



**ZANOTTI Spa**  
Via M.L. King, 30  
46020 - Pegognaga (MN) - ITALY  
Tel. +39 0376 5551  
Fax +39 0376 536554  
info@zanotti.com

## Folha técnica máquina

Versão 1.40.1

Módulos:

Categoria:

**MGM21202E**

**Uniblock GM**

### Dados técnicos

Características	U.M.	Valor
Temperatura trabalho	°C	+10 + -5
Arranque		Directo
Voltagem	Volt-Ph-Hz	400/3N~/50
Absorção nominal	kW*	1,70
Absorção nominal	Amp*	4,80
Corrente de arranque	Amp	27,0
Corrente máxima	Amp	9,3
Refrigerante		R134a
	GWP	1430
Descongelação		Gás quente
Massa	Kg	80

### Compressor

Tipo	Hermético	
Potência nominal	kW	1,7

### condensador

Volume de ar	m³/h	1200
--------------	------	------

### Evaporador

Volume de ar	m³/h	1200
Projeção de ar	m**	4

Categoria PED		0
---------------	--	---



### Tabela de Potência

Tc °C	Ta °C	P watt	P Kcal/h	V100 m³	V80 m³	V60 m³
20	3314	2850	39	35	32	
25	3150	2709	36	33	30	
10	30	2981	2564	33	30	27
35	2804	2411	31	28	26	
40	2617	2251	28	25	23	
45	2418	2079	25	23	21	
20	2772	2384	30	27	25	
25	2575	2214	27	25	22	
5	30	2439	2098	25	23	21
35	2334	2007	24	22	20	
40	2225	1914	22	20	18	
45	2081	1790	20	18	17	
20	2339	2012	24	22	20	
25	2165	1862	21	19	17	
0	30	2034	1749	19	17	16
35	1927	1657	17	15	14	
40	1822	1567	17	15	14	
45	1700	1462	16	15	13	
20	1956	1682	18	16	15	
25	1739	1496	16	15	13	
-5	30	1615	1389	15	14	12
35	1539	1324	14	13	12	
40	1463	1258	13	12	11	
45	1344	1156	11	10	9,1	

### Cálculo da Potência e do volume de refrigeração

Ta	32,0	°C
Tc	0,0	°C
PF	1 990	Watt
	1 711	Kcal/h
V100	18,0	m³
V80	16,0	m³
V60	15,0	m³

\* Em funcionamento: 0 + +30°C

\*\* Utilizar como mera indicação. A projeção do ar depende de numerosos fatores: altura da câmara, armazenamento do produto, posição do evap.etc.

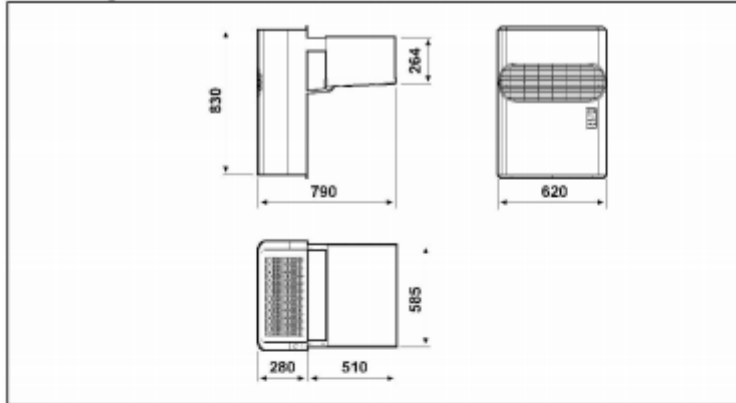
Tc: Temperatura câmara fria - Ta: Temperatura externa.

P: Capacidade refrigerante - V: Volume da câmara Recomendado

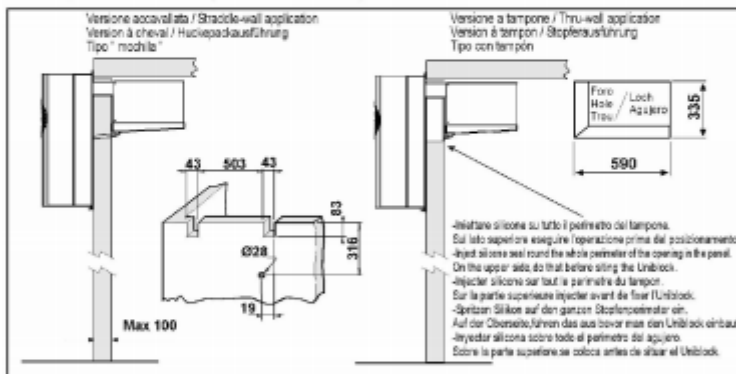
Figura 81 – Folha técnica máquina MGM21202E (Parte 1/2)

Dimensioni - Dimensions - Dimensions  
Abmessungen - Dimensiones

**GM2**

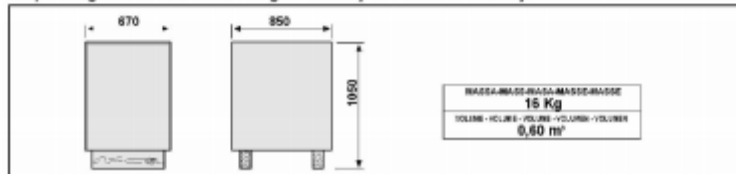


Schema di montaggio - Mounting scheme - Schema de montage  
Montageschema - Esquema de montaje



- \* Raccomandazioni in sede di installazione e per il controllo fornite sul manuale di installazione
- \* To be advised at time of order for factory installation and operating instructions
- \* Recommendations au moments d'installations et pour le contrôle fournis sur le manuel d'installation
- \* Empfehlungen für die Installationsphase und zur Kontrolle, die im Handbuch zur Installation enthalten sind
- \* Por cuanto respecta a recomendaciones de instalación y control ver manual de instalación

Massa e misure imballi - Packing mass and dimensions - Masse et dimensions emballages  
Verpackungsmasse und-abmessungen - Masa y medidas del embalaje



**ZANOTTI S.p.A.**

Figura 82 – Folha técnica máquina MGM21202E (Parte 2/2)