



Estudo comparativo de uma solução com CO₂ transcrito VS um chiller a NH₃ para um sistema de refrigeração comercial

ANA CARLOTA BARBOSA MARQUES SOUSA

dezembro de 2024

**Estudo comparativo de uma solução com CO_2
transcrítico VS um *chiller* a NH_3 para um sistema
de refrigeração comercial**

Ana Carlota Barbosa Marques Sousa

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Energia**

Orientador: Professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro

Júri:

Presidente:

Rui de Araújo Rego, Professor Adjunto, Instituto de Engenharia do Porto

Vogais:

Leonardo José da Silva Ribeiro, Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Adélio Manuel de Sousa Cavadas, Professor Adjunto, Escola Superior de Tecnologia e Gestão

Porto, setembro 2024

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, Engenheiro Leonardo José da Silva Ribeiro, por ter aceite trabalhar comigo, pelo apoio prestado, pela sua disponibilidade e pelas suas francas e fundamentais sugestões durante o desenvolvimento deste projeto.

Também um especial agradecimento ao Engenheiro João Barbosa, o meu coorientador, pela sua contribuição indispensável. A sua dedicação e ajuda quer dentro e fora do horário de trabalho, o seu auxílio nos vários obstáculos encontrados ao longo da execução desta dissertação, as várias críticas construtivas que enriqueceram a minha pesquisa de maneira que não podia ter previsto e a sua orientação foram cruciais ao longo deste processo.

Ao Instituto Superior de Engenharia do Porto, particularmente aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica, que durante a licenciatura e mestrado me transmitiram ensinamentos que me permitiram evoluir academicamente e me possibilitaram a conclusão do curso apesar de todas as dificuldades.

À EPTA, onde tive a oportunidade de estagiar, e aos seus funcionários por ter sido acolhida calorosamente e por conseguir trabalhar ao lado de profissionais dedicados que tornaram o meu estágio não apenas um período de aprendizagem, mas também uma fase agradável e motivadora.

Ao meu pai, à minha irmã e à minha avó que foram fundamentais nesta caminhada, quero agradecer pelo apoio incondicional não só durante a execução deste projeto, mas como também na minha vida académica, que foi uma jornada desafiadora. A minha família foi sem dúvida a minha base, proporcionando-me segurança e conforto necessários para continuar em frente, mesmo nos momentos mais difíceis. A paciência e o amor que recebi foram essenciais neste percurso. Sou profundamente grata por ter uma família tão maravilhosa ao meu lado.

Por fim, mas não menos importante, aos meus amigos, gostaria de agradecer pelo suporte constante e pela compreensão ao longo desta caminhada. As suas demonstrações de amizade tornaram os momentos mais difíceis mais leves e os momentos de celebração ainda mais especiais. Agradeço por estarem ao meu lado, oferecendo ombros amigos quando preciso e acreditando no meu potencial.

A todos, o meu sincero e muito obrigada.

Resumo

A proteção ambiental tem sido uma preocupação crescente na população mundial já há alguns anos dado o impacto cada vez mais relevante das alterações climáticas causado pelo aquecimento global e emissões de gases de efeito de estufa. Essas preocupações resultaram em restrições legislativas que limitam o uso de gases fluorados com efeito de estufa, pressionando o setor industrial e comercial como supermercados e hipermercados a aderir a alternativas mais viáveis não só do ponto de vista económico, mas também do ponto de vista ambiental. A alternativa passa pelo uso de fluidos frigorigéneos naturais, como por exemplo o amoníaco, dióxido de carbono e água, e cada um destes, naturalmente, apresenta as suas próprias características, vantagens e desvantagens que os caracterizam. Portanto, é crucial entender qual fluido é mais adequado para instalações frigoríficas comerciais, considerando as opções disponíveis no mercado. Além disso, é importante determinar quais os sistemas frigoríficos que utilizam fluidos naturais são os mais apropriados para projetos específicos. O presente trabalho tem como principal objetivo caracterizar os sistemas a dióxido de carbono transcrito, bem como o sistema a amoníaco com distribuição de água glicolada, analisando qual deles é mais adequado através do estudo de um caso prático. Para isso, foi realizada uma descrição pormenorizada dos fluidos frigorigéneos em estudo, salientando as suas características, bem como os tipos de sistemas onde são utilizados e uma descrição dos componentes desses sistemas. Com essa análise, será possível escolher o melhor sistema para este caso de estudo, e para isso foram utilizados indicadores de desempenho (KPI), para comparar e analisar os dois sistemas, permitindo identificar, no final, qual o mais eficiente.

Palavras-chave: Refrigeração, dióxido de carbono transcrito, amoníaco, água glicolada, instalações frigoríficas comerciais, eficiência energética.

Abstract

Environmental protection has been a growing concern among the world's population for some years now given the increasingly significant impact of climate change caused by global warming and greenhouse gas emissions. These concerns have resulted in legislative restrictions limiting the use of fluorinated greenhouse gases, putting pressure on the industrial and commercial sector such as supermarkets and hypermarkets to adhere to more viable alternatives not only from an economic point of view, but also from an environmental perspective. The alternative is to use natural refrigerants, such as ammonia, carbon dioxide and water, each of which naturally has its own characteristics, advantages and disadvantages. It is therefore crucial to understand which fluid is most suitable for commercial refrigeration installations, considering the options available on the market. In addition, it is important to determine which refrigeration system using natural fluids are the most appropriate for specific projects. The main objective of this work is to characterize the transcritical carbon dioxide systems, as well as ammonia system with glycol water distribution, analyzing which of them is most suitable by studying a practical case. To do this, a detailed description of the refrigerants under study was carried out, highlighting their characteristics, as well as the types of systems in which they are used and description of the components of these systems. With this analysis, it will be possible to choose the best system for this case study. To this end, performance indicators (KPIs) were used to compare and analyze the two systems, allowing us to ultimately identify which is the most efficient.

KEYWORDS: Refrigeration, transcritical carbon dioxide, ammonia, glycol water, commercial refrigeration installations, energy efficiency.

Índice

1. Introdução	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Objetivos de investigação	1
1.3. Metodologia	2
1.4. Estrutura	2
1.5. Entidade de acolhimento	3
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. Introdução aos Fluidos Frigoríficos	5
2.1.1. Evolução do uso de fluidos frigoríficos	6
2.1.2. Fluidos frigoríficos naturais VS fluidos frigoríficos sintéticos	12
2.1.3. Considerações gerais de um circuito frigorífico	14
2.1.4. Equipamentos essenciais do sistema de refrigeração	14
2.1.5. Tipos de sistemas	18
2.1.6. Potência elétrica instalada e consumo anual elétrico da instalação	20
2.2. CO ₂ Transcítico	20
2.2.1. Introdução ao CO ₂ (R-744) como Fluido Frigorífico	20
2.2.2. Propriedades Termodinâmicas do R-744	21
2.2.3. Ciclo transcítico para CO ₂	28
2.2.4. Aplicações com CO ₂ transcítico	34
2.3. NH ₃	35
2.3.1. Introdução ao NH ₃ (R-717)	35
2.3.2. Propriedades Termodinâmicas do R-717	36
2.3.3. Ciclo NH ₃	37
2.3.4. <i>Chiller</i> de compressão mecânica de vapor	38
2.3.5. Fluidos Secundários	39
2.3.6. Aplicações com NH ₃	40
3. Sistema a CO ₂ transcítico – Primeiro caso de estudo.....	43
3.1. Apresentação da loja	43
3.2. Instalação frigorífica com CO ₂ Transcítico	44
3.3. Necessidades frigoríficas.....	46
3.4. Componentes da instalação.....	49
3.4.1. Central da instalação	49
3.4.2. Compressores MT e BT.....	51
3.4.3. Compressores paralelo.....	51
3.4.4. Evaporadores.....	52
3.4.5. Condensadores/ <i>Gas cooler</i>	53

3.4.6. Equipamentos secundários e outros acessórios.....	54
3.5. Tubagem, isolamento e acessórios.....	57
3.6. Carga de fluido.....	57
3.7. Manutenção.....	58
3.8. Consumo e potência elétrica	59
4. Sistema a NH ₃ /Água glicolada - Segundo caso de estudo	63
4.1. Instalação frigorífica do segundo caso de estudo.....	63
4.2. Componentes da instalação.....	64
4.2.1. <i>Chiller</i> a amoníaco para o regime de positivos.....	64
4.2.2. Frígodifusores.....	68
4.2.3. Unidades a CO ₂ para o regime de negativos	68
4.2.4. Equipamentos secundários e outros acessórios.....	72
4.3. Tubagem e isolamento	72
4.4. Carga de fluido.....	75
4.5. Manutenção.....	76
4.6. Consumo e potência elétrica	76
5. Resultados e Discussão.....	79
5.1. Análise Energética.....	79
5.2. Análise Ambiental	81
5.3. Análise Tecnológica	83
5.4. Análise Económica	85
5.5. Resumo e Discussão de resultados	89
6. Conclusão	91
6.1. Conclusões finais	91
6.2. Limitações e trabalhos futuros	92
Apêndices	99
Apêndice A - Divisão dos consumidores de cada unidade- Segundo caso de estudo	99
Anexos	101
Anexo A - Expositores.....	101
Anexo B – Necessidades frigoríficas da instalação- Primeiro caso de estudo	102
Anexo C - Especificações técnicas da central a CO ₂ - Primeiro caso de estudo.....	103
Anexo D - Tubagem- Primeiro caso de estudo	104
Anexo E – Coeficiente para o cálculo da carga do dióxido de carbono- Primeiro caso de estudo	109
Anexo F - Manutenção preventiva do sistema a CO ₂ - Primeiro caso de estudo	110
Anexo G - Especificações técnicas do <i>chiller</i> - Segundo caso de estudo	122
Anexo H - Especificações dos Frígodifusores e Evaporadores- Segundo caso de estudo.....	125
Anexo I - Especificações técnicas das unidades condensadoras- Segundo caso de estudo.....	127

Anexo J - Tubagem- Segundo caso de estudo	134
Anexo K - Manutenção preventiva Amoníaco- Segundo caso de estudo.....	136
Anexo L - Consumos do <i>chiller</i>	138
Anexo M - Simulações Bitzer	140

Lista de Figuras

Figura 1- Evolução dos fluidos frigorigêneos (adaptado de James, 2012).....	6
Figura 2- Gráfico da variação da temperatura global ao longo dos anos (adaptado de MORICE et al., 2012).....	9
Figura 3- Fluidos frigorigêneos alternativos (adaptado de Bitzer, 2014)	11
Figura 4- Esquema da classificação dos fluidos frigorigêneos	13
Figura 5- (a) Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor Simples; (b) Diagrama de Mollier do Ciclo Frigorífico (Adaptado de S. K. Wang, 2001)	14
Figura 6- Tipos de compressores (adaptado de Hundy et al., 2008)	15
Figura 7- Sistema de expansão direta (adaptado de Åke Melinder, 2015).....	19
Figura 8- Sistema de expansão indireta (adaptado de Åke Melinder, 2015).....	19
Figura 9- Esquema com a evolução das classes de fluidos usados ao longo do tempo (adaptado de Dr. Johanna Gloël & Dietram Oppelt, 2014).....	21
Figura 10- Gráfico da evolução da pressão de saturação com o aumento da temperatura de CO ₂ , R124a e R22 (Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008b)	22
Figura 11- Diagrama de fases do CO ₂ (Adaptado de Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008b)	23
Figura 12-Alterações de entalpia do CO ₂ no processo de arrefecimento de gás (Man-Hoe Kim et al., 2004a).....	24
Figura 13-a) Pressão de vapor para diferentes fluidos frigorigêneos; (b) Inclinação da curva de pressão de saturação dT/dP para os respectivos fluidos (Man-Hoe Kim et al., 2004a).....	25
Figura 14- Características de alguns fluidos frigorigêneos (adaptado de Man-Hoe Kim et al., 2004b)	26
Figura 15- (a) Calor específico a pressão constante do CO ₂ ; (b)Temperatura pseudocrítico e calor específico máximo do CO ₂ (Man-Hoe Kim et al., 2004a).....	26
Figura 16- Propriedades de transporte do CO ₂ (a)Condutibilidade em função da temperatura; (b) viscosidade em função da temperatura (Man-Hoe Kim et al., 2004a)	27
Figura 17- Número de Prandtl do CO ₂ (Man-Hoe Kim et al., 2004a).....	27
Figura 18- Ciclo transcrito do CO ₂ -diagrama pressão-entalpia (Man-Hoe Kim et al., 2004b)	29
Figura 19-Influência da variação da pressão no lado da alta, na capacidade de refrigeração específica (q_0), no trabalho do compressor específico (w) e no COP num ciclo transcrito de CO ₂ (Man-Hoe Kim et al., 2004a)	29
Figura 20- Sistema do tipo booster simples (Danfoss, 2019)	30
Figura 21-Comparação do sistema <i>booster</i> simples no (a) Inverno e (b)Verão (adaptado de Danfoss, 2019).....	31
Figura 22- Sistema do tipo <i>booster</i> compacto com compressão paralela (Danfoss, 2019).....	32
Figura 23- Comparação do Sistema transcrito <i>booster</i> (a) Simples e (b) Compressão Paralela (adaptado de Danfoss, 2019)	33
Figura 24- Áreas de aplicação do CO ₂ transcrito (adaptado de Refrigeration Industry, 2021)	35

Figura 25-Sistema simplificado de compressão de vapor de amoníaco (GERALD ZUNIGA REYES, 2008)	37
Figura 26- Representação do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor (adaptado de Yunus A. Çengel & Michael A. Boles, 2013).....	38
Figura 27- Diagrama T-s (adaptado de Yunus A. Çengel & Michael A. Boles, 2013).....	39
Figura 28-Disposição do Piso 0 do Caso de Estudo.....	43
Figura 29-Disposição do Piso 1 do Caso de Estudo.....	44
Figura 30- Sistema a CO_2 Transcrítico com Compressão Paralela (adaptado de Chasserot, 2020)	46
Figura 31- Diagrama de Mollier do Sistema CO_2 Transcrítico com Compressão Paralela (adaptado de Chasserot, 2020)	46
Figura 32-(a) Expositor em mural de refrigerados remoto; (b) Expositor numa arca de congelados autónomo.....	47
Figura 33-Distribuição espacial das necessidades de refrigeração na loja	48
Figura 34- Central frigorífica instalada na loja.....	49
Figura 35-Compressores semi-herméticos de Baixa Temperatura da Bitzer, utilizados na instalação em estudo	50
Figura 36-Inversor de frequência de um dos compressores de Baixa Temperatura da Danfoss	51
Figura 37-Diagrama $p-h$ com parte de um ciclo a CO_2 transcrítico (James, 2012)	52
Figura 38- (a) Evaporador da câmara de congelados; (b) Evaporador de um corredor climatizado	53
Figura 39- Gas cooler da instalação	53
Figura 40- Depósito intermédio usado na instalação	54
Figura 41- Permutador da instalação	55
Figura 42- Filtro secador DMT	56
Figura 43- Controlador AK-CC 55.....	56
Figura 44-Painel com a energia da rede geral e da central frigorífica	60
Figura 45- Gráfico circular com a energia elétrica da central e dos regimes de refrigerados e congelados	61
Figura 46- Sistema a amoníaco e água glicolada (adaptado de Chasserot, 2020).....	66
Figura 47- Chiller a amoníaco da Trane	67
Figura 48- (a) Unidade condensadora de CO_2 CC (Panasonic, 2020); (b) Unidade condensadora de CO_2 MG (Panasonic, 2020)	71
Figura 49- Controlador AK-CC 210.....	72
Figura 50- Esquema da tubagem da unidade CC aos locais a refrigerar.....	73
Figura 51-Esquema da tubagem da unidade MG aos locais a refrigerar	74
Figura 52- Gráfico circular com o consumo energético total	77
Figura 53- Comparação do consumo elétrico anual dos dois casos de estudo	80
Figura 54- Comparação dos custos iniciais dos dois casos de estudo	86
Figura 55- Comparação dos custos anuais dos dois casos de estudo.....	88

Lista de Tabelas

Tabela 1-Vantagens e desvantagens da aplicação do R-744 (adaptado de Alessandro da silva & Cláudio Melo, 2011b)	23
Tabela 2- Vantagens e desvantagens do sistema <i>booster</i> simples	32
Tabela 3- Vantagens e desvantagens do sistema <i>booster</i> tipo compressão paralela.....	33
Tabela 4- Necessidades frigoríficas do supermercado	48
Tabela 5- Compressores da central frigorífica	50
Tabela 6- Especificações do <i>gas cooler</i> da instalação.....	54
Tabela 7- Válvulas da instalação	55
Tabela 8- Carga de dióxido de carbono	58
Tabela 9- Consumos elétricos.....	60
Tabela 10- Propriedades do Propileno Glicol "MPG COOLANT NSF HT1"	65
Tabela 11- Parâmetros definidos para a escolha do <i>chiller</i>	66
Tabela 12- Potência frigorífica do regime de refrigerados	67
Tabela 13- Especificações técnicas do <i>chiller</i>	68
Tabela 14- Potências frigoríficas de cada unidade	69
Tabela 15- Parâmetros para a escolha das unidades	70
Tabela 16- Especificações técnicas das unidades condensadoras.....	71
Tabela 17- Dimensões da tubagem para as duas linhas de fluido.....	74
Tabela 18- Dimensões da tubagem para as duas linhas de fluido.....	74
Tabela 19- Custos da tubagem do segundo caso de estudo	74
Tabela 20-Carga de dióxido de carbono das unidades condensadoras	75
Tabela 21- Cargas e preços dos fluidos	75
Tabela 22- Valores dos consumos energéticos relativamente ao <i>chiller</i>	77
Tabela 23- Valores dos consumos energéticos relativamente às unidades	77
Tabela 24- Valores para o cálculo do COP	80
Tabela 25- Valores do COP para os circuitos de cada caso de estudo.....	81
Tabela 26- Parâmetros para o cálculo do TEWI para os sistemas propostos	82
Tabela 27- Valores do TEWI para cada fluido.....	83
Tabela 28- Investimento inicial associados aos dois sistemas.....	85
Tabela 29-Custos de energia em ambas as soluções num ano de referência	87
Tabela 30- Custos de manutenção em ambas as soluções num ano de referência	87
Tabela 31- Cálculo dos Custos Totais Anuais para os Sistemas Propostos	88
Tabela 32-Comparação dos Resultados Obtidos para os Sistemas Propostos	89
Tabela 33- Composição da unidade CC	99
Tabela 34- Composição da unidade MG.....	99

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

AQS	Água quente sanitária
BMS	<i>Building Management System</i> (Sistema de gerenciamento empresarial)
BT	Baixa Temperatura
CC	Câmara de Congelados
CFC	Clorofluorcarbonetos
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	<i>Coefficient of Performance</i> (Coeficiente de desempenho)
CR	Câmara de Refrigerados
EC	Expositores de Congelados
EC	<i>Electronic Commutated</i> (Comutação Elétrica)
ER	Expositores de Refrigerados
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Potencial de Aquecimento Global)
HCFC	Hidroclofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i> (Painel Intergovernamental sobre as alterações Climáticas)
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
KPI	<i>Key Performance Indicator</i> (Indicador de Desempenho)
MT	Média Temperatura
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (Potencial de Destruição de Ozono)
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
SC	Salas Climatizadas
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i> (Impacto de Aquecimento Total Equivalente)
TFE	Tempo de Funcionamento Efetivo

Lista de Símbolos

a	fator de reciclagem	%
-----	---------------------	---

<i>cp</i>	calor específico	<i>kJ/kg.K</i>
<i>E</i>	consumo elétrico	<i>kW</i>
<i>h</i>	entalpia	<i>kJ/kg</i>
<i>L</i>	taxa anual de fugas	<i>%</i>
<i>m</i>	massa	<i>kg</i>
<i>n</i>	vida útil de uma instalação	<i>anos</i>
<i>P</i>	potência nominal	<i>kW</i>
<i>T</i>	temperatura	<i>°C</i>
<i>v</i>	volume específico	<i>m³/kg</i>

1. Introdução

1.1. Enquadramento

Na indústria de refrigeração, tem-se observado uma transformação significativa ao longo dos anos. Com o crescimento do mercado e a intensificação da concorrência, as empresas enfrentam o desafio de se evidenciar neste setor dinâmico. Neste contexto, e dado o surgimento de diversas limitações jurídicas e regulamentações legais, as empresas vêem-se obrigada a seguir certos parâmetros, algo que não era tão evidente nos primórdios desta indústria.

Atualmente, o dióxido de carbono é amplamente usado como fluido frigorigéneo no setor de refrigeração comercial, enquanto o amoníaco desempenha um papel significativo no setor de refrigeração industrial devido às suas propriedades específicas. Nesse cenário, procura-se compreender qual desses fluidos é mais vantajoso no setor comercial e as razões subjacentes a essa escolha.

1.2. Objetivos de investigação

O presente projeto visa estudar uma nova solução de refrigeração comercial como alternativa às já implementadas no mercado. Para isso, será realizado um estudo comparativo entre uma instalação de refrigeração comercial existente, que utiliza um ciclo a CO_2 transcrito, e uma nova instalação composta por um *chiller* a amoníaco e água glicolada e duas unidades condensadoras de CO_2 .

Posto isto, os principais objetivos desta instalação incluem o estudo detalhado da instalação existente a dióxido de carbono no supermercado em análise, avaliando os consumos elétricos, custos iniciais e impacto ambiental. Além disso, será realizada uma análise similar para a possibilidade de implementação da nova instalação que utiliza um *chiller* e duas unidades condensadoras, com o intuito de comparar ambas as soluções nos âmbitos económico, ambiental e energético.

1.3. Metodologia

No sentido de alcançar os objetivos propostos, este relatório seguiu uma metodologia com várias etapas.

Inicialmente procedeu-se a uma pesquisa bibliográfica que facilita a compreensão de alguns tópicos abordados nesta dissertação, para isso foi feita uma seleção dos temas de pesquisa onde se filtraram aqueles mais relevantes para o estudo. De seguida, definiu-se o índice da revisão bibliográfica em consulta com os orientadores de dissertação, e, após a seleção dos meios de pesquisa, nomeadamente o Google Académico e o *ScienceDirect*, nos quais foram escolhidas fontes confiáveis e pertinentes para o caso de estudo, garantindo a qualidade e relevância da informação recolhida, procedeu-se à recolha e filtragem destes mesmos artigos, utilizando palavras-chaves específicas.

As informações pertinentes foram recolhidas e implementadas no relatório, contribuindo para o desenvolvimento do conhecimento sobre o tema em questão.

Após concluir a revisão bibliográfica, procedeu-se ao projeto em si, o dimensionamento da instalação que irá permitir comparar todos os parâmetros selecionados entre os dois sistemas em estudo.

Como dito anteriormente, o objetivo é comparar a eficiência de dois sistemas de refrigeração com fluidos frigoríficos diferentes no mesmo supermercado. Para isso, optou-se por utilizar como caso de estudo um supermercado com o qual a empresa EPTA (em parceria com esta dissertação) trabalha. Esta escolha facilitou a conclusão deste estudo, uma vez que a EPTA forneceu dados reais do sistema de refrigeração com dióxido de carbono transcrito deste supermercado.

Portanto, para o primeiro caso de estudo, foi necessário descrever e analisar os dados fornecidos pela EPTA, para posteriormente substituir por um sistema de refrigeração com amoníaco e determinar a sua eficiência no mesmo supermercado.

A conclusão está destinada para o cálculo comparativo entre o primeiro caso de estudo, só com dióxido de carbono e o circuito do segundo caso de estudo composto por amoníaco e água glicolada.

1.4. Estrutura

Este documento está estruturado em seis capítulos, e a seguir é apresentada uma breve descrição do conteúdo de cada um deles.

- **Capítulo 1:** O primeiro capítulo- **Introdução**- destina-se à contextualização da área de investigação, elucidando o leitor aos motivos que fundamentam a realização deste estudo. Além disso, são delineados os objetivos, a metodologia adotada e a estrutura do relatório.
- **Capítulo 2:** No segundo capítulo- **Revisão Bibliográfica**- realiza-se uma introdução à evolução dos fluidos frigoríficos até aos dias atuais, mencionando tanto os que são

usados atualmente como aqueles que foram descontinuados, juntamente com as razões que levaram a esse término. Em seguida, explora-se a aplicação do dióxido de carbono como fluido refrigerante, indicando as suas propriedades termodinâmicas, abordando o ciclo transcrito e discutindo as suas diversas aplicações no mercado atual global. Por último, foca-se na utilização de amoníaco nos sistemas de refrigeração, iniciando com uma breve análise desse fluido, nomeando as suas propriedades termodinâmicas e as diversas aplicações que encontra no mercado atual.

- **Capítulo 3:** O terceiro capítulo- **Sistema a CO₂ transcrito- Primeiro caso de estudo-** foca-se na descrição e análise de uma instalação já existente a CO₂ transcrito.
- **Capítulo 4:** No quarto capítulo- **Sistema a NH₃/Água glicolada- Segundo caso de estudo-** é proposta uma solução alternativa a ser implementada no supermercado em análise, em substituição à solução centralizada previamente estudada. Aqui, é feita uma explicação detalhada do procedimento adotado essencialmente na escolha do *chiller*, das unidades condensadoras e da nova linha da tubagem
- **Capítulo 5:** O quinto capítulo- **Resultados e discussão-** apresenta os principais resultados obtidos durante o projeto, nomeadamente valores relativos à componente económica, ambiental e energética. Para além disso, também é feita uma análise e comparação entre ambos os sistemas com o objetivo de perceber qual a melhor solução.
- **Capítulo 6:** No sexto capítulo- **Conclusão-** são apresentadas as principais conclusões retiradas deste projeto. Para terminar, são feitas algumas sugestões para trabalhos futuros que possam dar continuidade ao que foi desenvolvido aqui.

1.5. Entidade de acolhimento

A presente dissertação é feita em colaboração com a EPTA Portugal, sediada em Vila Nova da Telha- Porto, cujo principal função é o negócio de serviços especializada em engenharia, instalação e manutenção de projetos na área de refrigeração comercial e industrial.

A EPTA Portugal dedica-se às soluções e serviços inovadores para garantir a satisfação total do cliente, através de um projeto de engenharia adequado e da utilização de tecnologias de vanguarda e eficientes, de impacto ambiental mínimo, impondo uma elevada qualidade e execução técnica na instalação, manutenção e pós-venda, quer para projetos chave-na-mão quer no fornecimento de equipamentos EPTA.

A empresa posiciona-se no mercado como parceiro de referência em todas as fases do projeto, desde a consultadoria à preparação, passando pela seleção da solução de refrigeração mais adequada e completa de acordo com as necessidades dos clientes, até à fase final de instalação e pós-venda

Introdução

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução aos Fluidos Frigorígenos

Os fluidos frigorígenos evoluíram consideravelmente ao longo do tempo na comunidade científica e com o intuito de distinguir os diferentes períodos fizeram um enquadramento de cinco gerações (Calm, 2012).

A introdução de cada geração sucessiva está relacionada com uma redução das emissões de dióxido de carbono para a atmosfera (Szczęśniak & Stefaniak, 2022).

No Antigo Egito, anterior à primeira geração, a refrigeração era conseguida através do armazenamento de gelo e o uso de ar e de água em processos evaporativos.

O engenheiro Oliver Evans foi responsável pelo primeiro método de refrigeração usando um fluido volátil num ciclo fechado para congelar a água e obter gelo. Contudo, não há registos de que tenha construído uma máquina funcional, no entanto estes estudos foram uma mais-valia para Richard Trevithick e Jacob Perkins (1816-1893). O primeiro propôs um sistema de ciclo de ar para refrigeração em 1828, mas tal como Evans não o construiu. Perkins introduziu a refrigeração por compressão de vapor, equipamento responsável pelo arrefecimento, congelamento e condensação de fluidos voláteis sem provocar o seu desperdício sendo considerado o primeiro equipamento de refrigeração a operar de maneira cíclica e a utilizar éter como fluido frigorígeno (Calm, 2008)(Oliver Evans, 1805) (Perkins, 1834).

A Figura 1 um esquema com a evolução histórica dos fluidos frigorígenos.

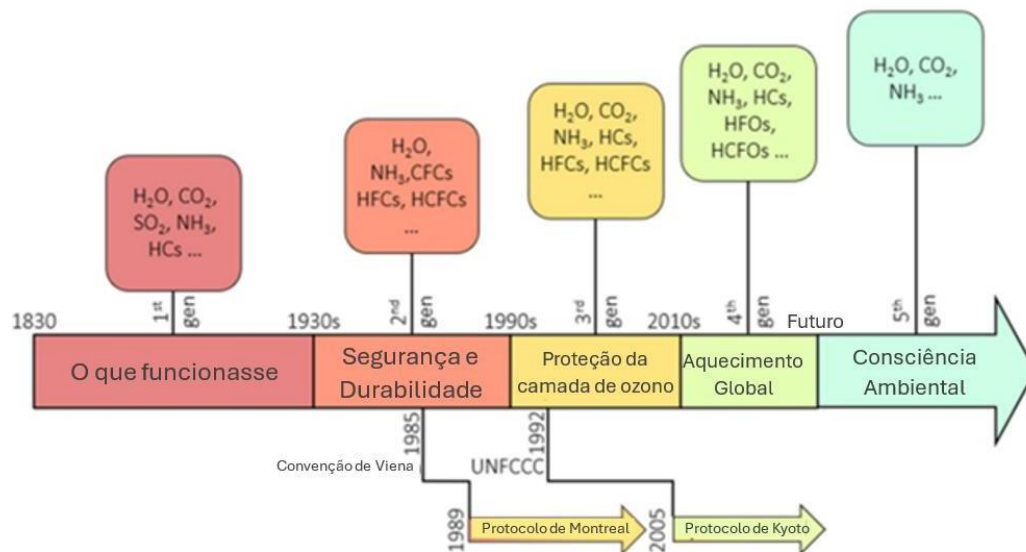


Figura 1- Evolução dos fluidos refrigerantes (adaptado de James, 2012)

2.1.1. Evolução do uso de fluidos refrigerantes

Primeira Geração

A **primeira geração**, período entre 1830 e 1930, distinguiu-se pelo uso de qualquer substância disponível que pudesse refrigerar sem considerar a sua inflamabilidade, toxicidade, o seu impacto na camada de ozônio ou o aquecimento global. (Calm, 2008)

De maneira geral, os fluidos refrigerantes da primeira geração eram líquidos voláteis já conhecidos e utilizados em aplicações industriais não relacionadas à geração de frio. Essas substâncias eram usadas como solventes comuns, produtos químicos e até mesmo como combustíveis. Alguns dos primeiros fluidos dessa geração estão entre os atuais “refrigerantes naturais”, incluindo amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos (notavelmente propano e isobutano) e água (Nagengast, 1989) (Nagengast, 1996).

Segunda Geração

A **segunda geração** (1931-1990) esteve em voga por um período de 60 anos e foi marcada pela alteração na composição dos fluidos refrigerantes, predominando os fluorados. O principal objetivo dessa geração era aprimorar a eficiência, segurança e durabilidade tanto dos fluidos como dos equipamentos.

Thomas Midgley liderou um grupo de cientistas, Albert Henne e Robert McNar, encarregados de identificar um novo refrigerante com um ponto de ebulição desejado, limitaram a sua pesquisa a fluidos estáveis, não tóxicos e não inflamáveis (Calm, 2008).

Dos elementos já conhecidos e presentes na tabela periódica, Midgley descartou os metais pela insuficiente volatilidade com outros elementos, os gases nobres foram excluídos por terem pontos de ebulição baixos. Entre os elementos não metálicos, foram eliminadas as substâncias que formavam principalmente compostos tóxicos ou instáveis. Com isto restaram 8 elementos,

nomeadamente, o carbono, o azoto, o oxigénio, o enxofre, o hidrogénio, o flúor, o cloro e o bromo.

Após a procura de um novo fluido frigorífero, Midgley notou nas tendências gerais de inflamabilidade e toxicidade que tendem a diminuir à medida que nos deslocamos da esquerda para a direita e de baixo para cima na tabela periódica, esta conclusão levou ao grupo de cientistas a focar nos compostos de hidrocarbonetos clorados e fluorados e observaram como as variações no grau de cloração e fluoração influenciavam o ponto de ebulição, a inflamabilidade e a toxicidade (Mark O. McLinden e Marcia L. Huber, 2022).

A produção comercial do fluido frigorífero diclorodifluorometano, R-12, teve início em 1931 e foi seguida no ano seguinte pelo triclorofluorometano, R-11, ambos pertencentes à classe de Clorofluorocarbonos (CFC's). Na década de 1950, os hidroclorofluorocarbonos (HCFC), com destaque para o clorodifluorometano, R-22, assumiram a liderança no mercado de frigoríferos utilizados em sistemas de ar condicionado residenciais e comerciais de pequeno porte. O amoníaco manteve-se até aos dias de hoje o fluido predileto para grandes sistemas de refrigeração industrial, nomeadamente no armazenamento e processamento de alimentos e bebidas. O amoníaco e a água sobressaem como os principais fluidos em sistemas de absorção, tanto para pequenas quanto para grandes capacidades (Calm, 2008).

Os gases fluorados são gases artificiais e são frequentemente utilizados como substitutos de substâncias que destroem a camada de ozono atmosférico, uma vez que não a danificam. Contudo são gases com um forte efeito de estufa e com um potencial de aquecimento superior ao do dióxido de carbono, pelo que contribuem de forma substancial para as alterações climáticas.

Terceira Geração

O propósito da **terceira Geração (1990-2010)** foi a proteção do ozono estratosférico.

A convenção de Viena e conseqüentemente o Protocolo de Montreal- tratado que esteve aberto para adesões a partir de 16 de setembro de 1987 e entrou em vigor em 1 de janeiro de 1989- forçaram o abandono das substâncias que prejudicavam a camada de ozono, para além disso desde a aprovação do protocolo as indústrias de refrigeração e ar condicionado tem-se visto desafiadas a desenvolver novos equipamentos e a adaptarem os sistemas aos novos fluidos.

A base deste protocolo foi a identificação dos gases que destroem a camada de ozono e a implementação de um programa de eliminação progressiva dos clorofluorcarbonetos (CFC) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), o que resultou na substituição destes fluidos pelos hidrofluorcarbonetos (HFC), uma vez que estes últimos possuem um potencial de destruição de ozono (ODP=0) próximo de zero ou mesmo zero.

Neste protocolo, grande parte das medidas e dos controlos estabelecidos, incluindo a redução na produção, desempenhou um papel fundamental no encerramento da comercialização de clorofluorcarbonetos (CFCs), como o R-12 (UNEP, 2020).

A utilização de HFC obrigou o desenvolvimento de novos lubrificantes de compressores para refrigeração uma vez que estes fluidos possuem uma miscibilidade limitada com os óleos minerais, lubrificantes comuns em compressores.

Devido a estas mudanças o interesse no uso de amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos e água aumentou. Estas substâncias entraram na classe de “fluidos frigorigêneos naturais” e os seus adeptos defendem que superam os frigorigêneos “sintéticos” em termos ambientais. Contudo a distinção destas duas classes é controversa. Enquanto o amoníaco e isobutano são sintetizados industrialmente em vez de serem extraídos de fontes “naturais”, o cloreto de metino(R-40) e brometo de metilo(R-40B1) são considerados “sintéticos” apesar de abundantes na natureza.

Considerando a distinção de “naturais” e “sintéticos” não muito precisa definiu-se a distinção entre fluidos frigorigêneos alternativos, halogenados e não halogenados, ou entre fluorado e não fluorado.

Em equipamentos domésticos do tipo dos frigoríficos ou combinados há uma competição, na Europa, entre o uso de isobutano (R-600a) ou misturas de isobutano com outros hidrocarbonetos e o R-134a, hidrofluorcarbonetos – HFC.

Na refrigeração comercial salientou-se o uso de amoníaco (R-717) e dióxido de carbono (R-744). O uso deste último centrou-se nas bombas de calor para águas quentes sanitárias (AQS), contudo devido a novas regulamentações, que proibiam grandes potências em resistências elétricas para AQS, houve um aumento na utilização de R-134a.

No entanto, o dióxido de carbono desperta um interesse crescente, inclusive para aplicações de alta temperatura, mesmo diante das pressões envolvidas. Em muitas situações, será necessário empregar ciclos transcíticos (Donald B Bivens & Barbara H Minor, 1998)(J. Nimitz & L. Lankford, 1994)(Akira Sekiya & Susumu Misaki, 2000).

Mundialmente, os clorofluorcarbonetos (CFC) foram banidos em novos equipamentos, e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) também estão a ser gradualmente descontinuados. Apesar da eliminação progressiva do R-22 em novos equipamentos, quantidades substanciais deste fluido ainda persistem em aparelhos mais antigos. Além disso, o R-123, também um HCFC, continua a ser usado em sistemas de grupos frigoríficos (*chillers*) equipados com compressores centrífugos.

A variação anual, ao contrário das tendências de longo prazo, não reflete de maneira precisa o sucesso ou fracasso imediato dos esforços para eliminar a emissão antropogénicas ligadas à camada de ozono (ODS). Os principais objetivos para os fluidos frigorigêneos da terceira geração incluíram a procura por um potencial de destruição da camada de ozono (ODP) igual a zero. A questão das mudanças climáticas recebeu pouca atenção, assim como a prevenção de candidatos que apresentam um Potencial em Aquecimento Global (em inglês, *Global Warming Potential- GWP*) elevado (J. M. Calm & G. C. Hourahan, 2011).

Quarta Geração

Apesar da resposta bem sucedida à destruição da camada de ozônio houve um contraste em relação à deterioração da situação no que se refere às alterações climáticas. A Figura 2 mostra um gráfico que evidencia o aumento da temperatura global ao longo dos anos.

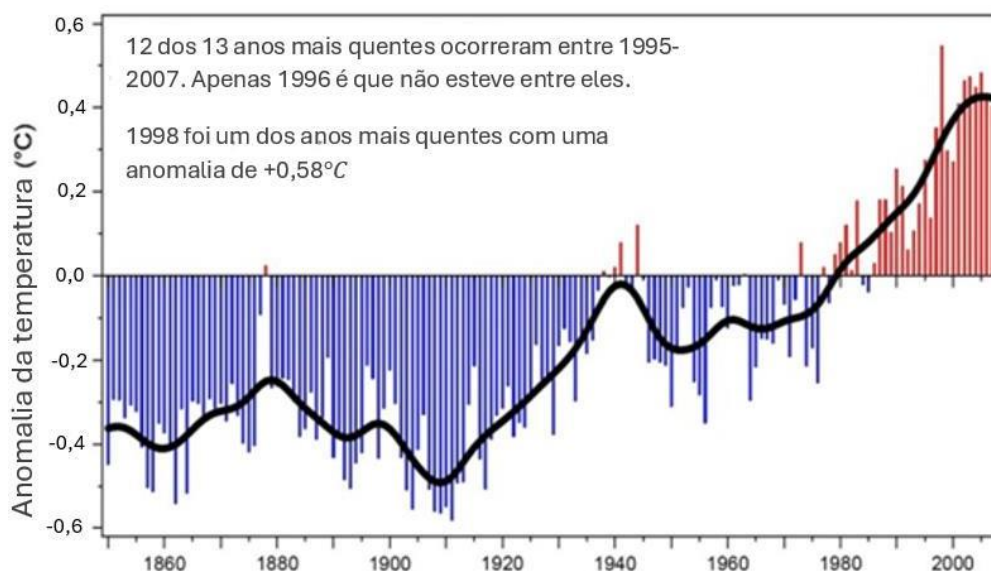


Figura 2- Gráfico da variação da temperatura global ao longo dos anos (adaptado de MORICE et al., 2012)

Assim foi forçada uma mudança para a **quarta geração** (2012-atualidade) de fluidos frigoríficos definida pela atenção dada ao aquecimento global. As alterações climáticas tornaram-se evidentes a partir de observações do aquecimento/arrefecimento global, do derretimento generalizado da neve e do gelo e da consequente subida do nível médio da água do mar. Estudos revelam que estas mudanças provêm do aumento de concentrações antropogênicas de gases de efeito de estufa (Vincent Gray, 2007).

O Protocolo de Quioto estabelece metas obrigatórias para a redução das emissões de gases de efeito de estufa (GEE), com base em equivalências calculadas de dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, hidrofluorcarbonetos (HFC), perfluorcarbonetos (PFC) e hexafluoreto de enxofre (APA, 2021b). As leis e regulamentos nacionais relacionados à aplicação do Protocolo de Quioto podem variar, mas geralmente proíbem libertações de fluidos HFC e PFC, e, em alguns países, também controlam ou tributam a sua utilização.

Devido a uma diretiva europeia tem-se como meta a eliminação dos fluidos frigoríficos fluorados com Potencial de Aquecimento Global (PAG) superior a 150, assim o uso de R-134a é descontinuado uma vez que possui um PAG de 1370 (Calm, 2008).

Esta diretiva elimina quase todos os fluorados saturados, mas existem opções de recurso pendentes que carecem de mais avaliações como o dióxido de carbono, hidrocarbonetos e produtos químicos fluorados insaturados (UNFCCC, 2011).

A defesa do uso de amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos, água e éter de dimetilo (DME, R-E170, PAG 1, ODP 0) persiste, tanto de forma isolada quanto em combinações.

O amoníaco apresenta amplo potencial de aplicação devido aos elevados custos previstos para os fluorados insaturados ou às restrições regulatórias. Os hidrocarbonetos são usados em frigoríficos, arcas, desumidificadores, refrigeradores de vinho e outros produtos que incorporam sistemas de refrigeração de pequena capacidade.

Alguns aspetos a considerar em relação aos fluidos frigoríficos desta geração incluem a procura por opções com baixo Potencial de Aquecimento Global (PAG) para minimizar o impacto das mudanças climáticas. No entanto, análises como o Impacto Equivalente Total de Aquecimento (em inglês *Total Equivalent Warming Impact-TEWI*) e o Desempenho Climático do Ciclo de Vida (em inglês *Life-cycle Climate Performace- LCCP*) e outros indicadores semelhantes revelam que as emissões de gases de efeito de estufa provenientes do consumo de energia em sistemas de refrigeração (impacto indireto) superam significativamente o impacto direto causado pelas emissões dos fluidos refrigerantes no aquecimento global.

O LCCP derivado do conceito de TEWI, avalia o impacto ao longo da vida útil decorrente das emissões diretas e indiretas de gases de efeito de estufa. Isso inclui as emissões não intencionais durante o processo de produção e transporte das substâncias químicas, a energia utilizada na fabricação dos componentes, o consumo energético durante a operação e as emissões associadas à disposição final ou reciclagem.

O Potencial de Aquecimento Global (em inglês *Global Warming Potential- GWP*) é o potencial de aquecimento climático de um gás com efeito de estufa por comparação com o dióxido de carbono (Harvey, 1993).

O TEWI trata-se de uma medida para avaliar os efeitos diretos e indiretos do uso de fluidos frigorígenos num sistema de climatização e refrigeração. Inclui também a energia dos combustíveis fósseis utilizada durante o funcionamento do dispositivo. Este parâmetro depende do valor de índice do GWP, da taxa percentual anual de fugas do sistema, do tempo de vida do sistema e da energia consumida durante o ano, do equivalente de emissão de CO_2 e do tempo de funcionamento do sistema (Szczeńiak & Stefaniak, 2022).

Em suma, enquanto o índice GWP é utilizado para avaliar o impacto ambiental dos fluidos frigoríficos, os indicadores TEWI e LCCP responsabilizam-se por determinar o impacto ambiental dos sistemas ou instalações de refrigeração. Estes últimos não consideram só o facto da influência do fluido, mas também o consumo de energia no ciclo de funcionamento (Makhnatch & Khodabandeh, 2014).

A evolução da primeira geração (onde qualquer fluido frigorífico era utilizado) para a segunda geração (com ênfase na segurança e durabilidade) proporcionou várias oportunidades para melhorias tecnológicas. As duas transições subsequentes, a terceira (focada na preservação da camada de ozono) e a quarta (voltada para a mitigação do aquecimento global), resultaram em modificações regulatórias para a proteção ambiental e, posteriormente, em oportunidades de negócios.

Quinta Geração

Uma abordagem racional para a quinta geração é a abordagem dos critérios de qualificação de baixa ODP, GWP, inflamabilidade e toxicidade (James M. Calm & David A. Didion, 1997).

Diante do reconhecimento de que os fluidos frigoríficos ideais, sejam "naturais" ou "sintéticos", halogenados ou não halogenados, não existe, torna-se crucial exercer maior cautela na escolha desses fluidos para a atual geração. Os critérios podem variar desde compromissos aceitáveis até a avaliação de candidatos individuais com pequenas imperfeições, levando em consideração benefícios compensatórios essenciais como eficiência, aplicabilidade, localização do equipamento, quantidade de carga e o potencial para redução de vazamentos. Fatores como Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP), Potencial de Aquecimento Global (GWP), toxicidade e critérios de inflamabilidade podem ser ajustados com base nas características específicas de equipamentos ou sistemas, considerando ciclos de vida mínimos versus níveis de vazamento.

É provável que a quinta geração introduza novos produtos químicos, incluindo alguns anteriormente desconsiderados, conforme indicado Figura 3, com base em reexames completos e rigorosos, em vez da abordagem histórica de eliminação sequencial. Caso essa direção seja adotada, talvez seja necessário realizar alterações nos tratados internacionais, como o Protocolo de Montreal (APA, 2021a).

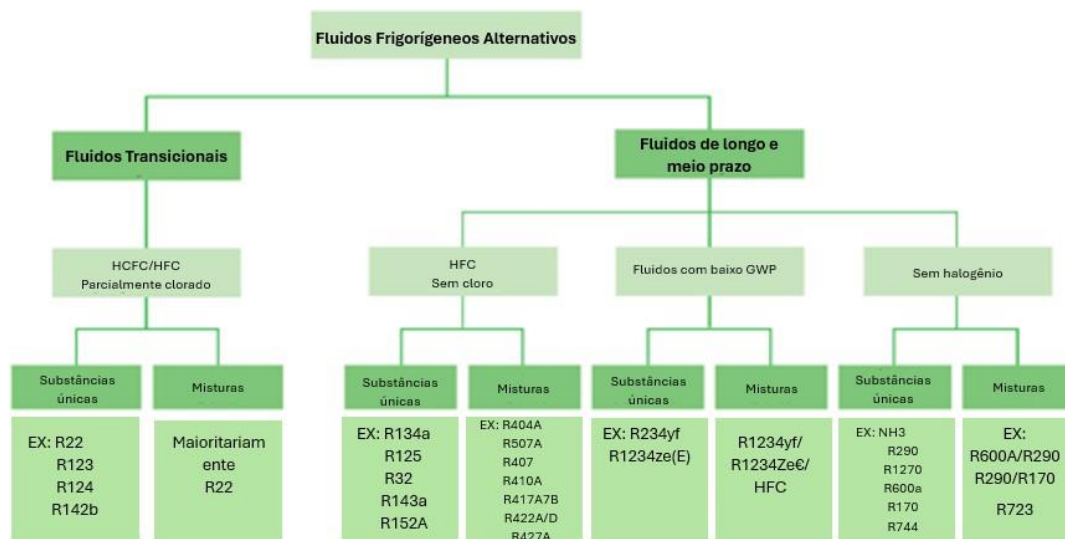


Figura 3- Fluidos frigoríficos alternativos (adaptado de Bitzer, 2014)

Sexta Geração

A crescente preocupação com as mudanças climáticas tem motivado a União Europeia a adotar medidas mais rigorosas para diminuir as emissões de gases de efeito de estufa. Um marco significativo nesse contexto é o Regulamento (UE) n.º 517/2014, que estabelece o controle de determinados gases fluorados com efeito de estufa. Recentemente, a 29 de janeiro de 2024, foi aprovada a nova legislação F-GAS, refletindo o compromisso da UE em atenuar os impactos

ambientais associados à indústria de refrigeração e sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC).

O Regulamento da União Europeia estabelece metas ambiciosas para reduzir as emissões de gases fluorados até 2030, visando alcançar a neutralidade carbónica até 2050. Estas metas implicam uma significativa diminuição no uso de hidrofluorcarbonetos (HFCs) na indústria de refrigeração e sistemas AVAC, que atualmente contribuem com aproximadamente 2,5% das emissões totais de gases de efeito estufa na Europa.

Para atingir esses objetivos, o regulamento estipula restrições progressivas ao uso de HFC's em diversos setores e aplicações. Desde a proibição de equipamentos com elevado Potencial de Aquecimento Global em 2022 até a eliminação gradual de HFC's em diversos sistemas até 2030, essas medidas procuram incentivar a transição para alternativas mais sustentáveis.

O propano (R290) emerge como uma excelente alternativa, alinhando-se com as regulamentações e normas ambientais da União Europeia. Trata-se de um fluido natural que apresenta diversas vantagens em comparação com os hidrofluorcarbonetos (HFCs). Salientam-se as suas reduzidas repercussões ambientais, evidenciadas pelo potencial de aquecimento global (GWP) igual a 3 e GWP100 de 0,02, tornando-o uma escolha altamente sustentável. Além disso, exibe uma eficiência energética notável, mantendo um coeficiente de desempenho (COP) significativo mesmo em condições adversas, apesar da sua baixa carga.

A sua versatilidade é notável, sendo aplicável em diversas situações, desde sistemas de refrigeração comercial até bombas de calor para produção de água quente, alcançando temperaturas de até 75°C. A natureza não sintética do R290 contribui para a durabilidade dos equipamentos, reduzindo custos de manutenção e substituição (Nova Frigo, 2024).

2.1.2. Fluidos frigoríficos naturais VS fluidos frigoríficos sintéticos

Os fluidos frigoríficos podem ser categorizados em dois amplos grupos: os fluidos frigoríficos **sintéticos** ou “não naturais” e **naturais**.

Os fluidos frigoríficos sintéticos são notórios pelo seu impacto significativo na degradação da camada de ozono e pela contribuição substancial para o aumento do efeito estufa – são disso exemplos os CFC's, HCFC's e HFC's, apesar de terem impulsionado o crescimento industrial e o conforto humano.

Por outro lado, os fluidos frigoríficos naturais não causam danos à camada de ozono e têm um impacto mínimo ou praticamente nulo no aumento do efeito estufa, nomeadamente o amoníaco (R-717), dióxido de carbono (R-744), dióxido de enxofre (R-764), água (R-718), ar (R728) e éteres etílicos (R-610).

Na Figura 4 estão sintetizadas as principais características de cada um desses grupos de gases utilizados em sistemas de refrigeração (Alessandro da Silva & Cláudio Melo, 2011a).

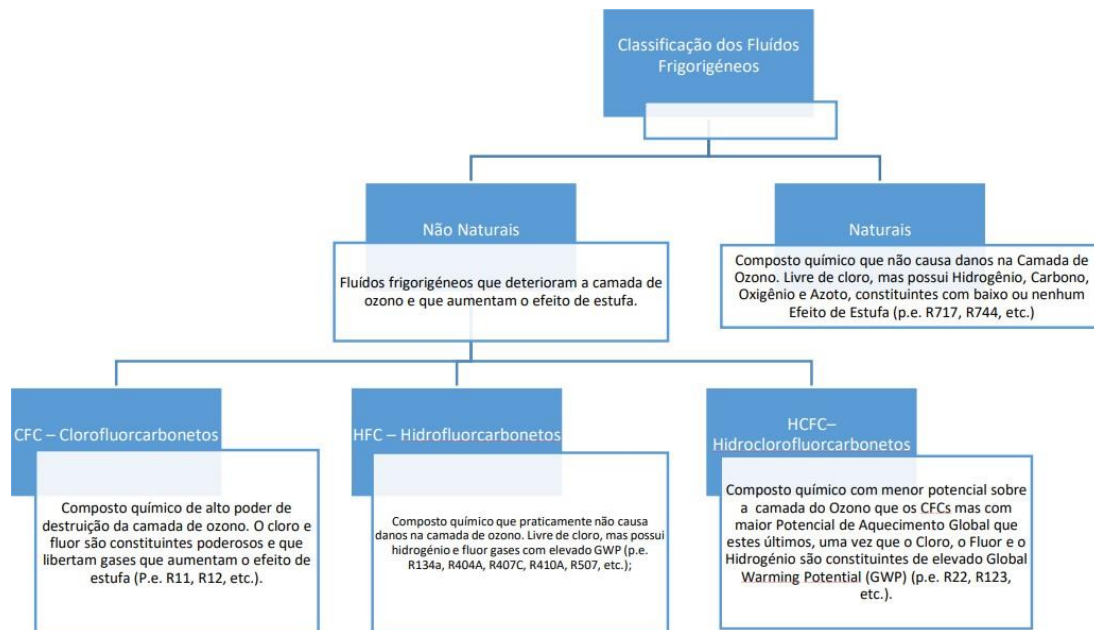


Figura 4- Esquema da classificação dos fluidos frigorigêneos

As transformações no campo da refrigeração visam minimizar ao máximo impacto na camada de ozono, priorizando fluidos isentos de cloro devido ao seu elevado Potencial de Destruição do Ozono. Os clorofluorcarbonetos (CFCs) são notáveis por apresentarem um ODP significativo. No entanto, subsistem frigorigêneos como os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) que necessitam de substituição, salientando-se o R-22, amplamente utilizado em sistemas de refrigeração em supermercados, ar-condicionado e bombas de calor.

Apesar disso, os hidrofluorcarbonetos (HFC's), embora desprovidos de cloro, também procuram substituição devido aos seus impactos significativos nas mudanças climáticas, associados ao seu expressivo Potencial de Aquecimento Global (Gutenberg da Silva Pereira, 2010).

Posto isto, a grande diferença dos fluidos frigorigêneos naturais quando comparados com os sintéticos é o facto de não afetarem a Camada de Ozono e possuírem um Potencial de aquecimento Global quase nulo. Assim, são apresentados como uma alternativa promissora ao setor da refrigeração comercial em supermercados, principalmente o dióxido de carbono e o amoníaco quando aplicados em sistemas cascata.

Os principais indicadores para avaliar a qualidade e utilidade de um determinado fluido frigorigêneo são:

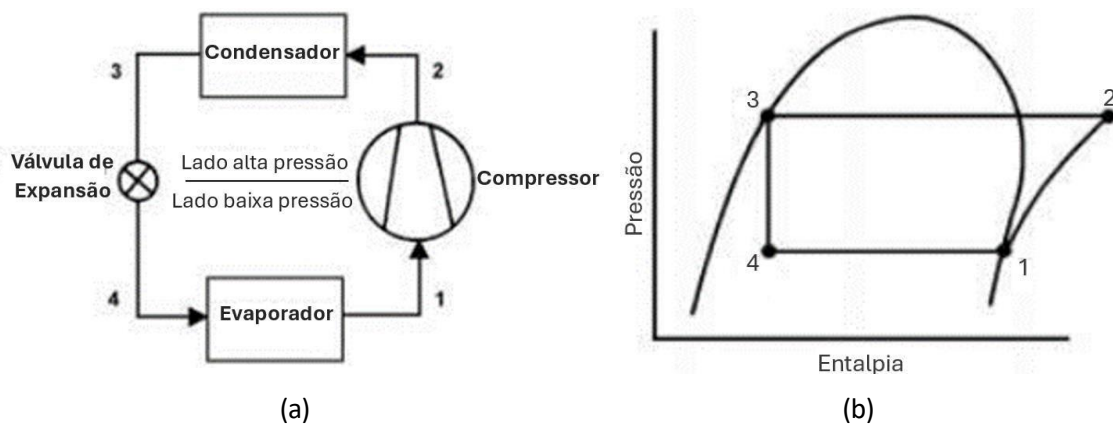
- ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozono) - mede o potencial que um fluido tem de destruir a camada de ozono, tomando como referência o R11, que possui um ODP igual a 1;
- GWP (Potencial de Aquecimento Global) - refere-se à capacidade de uma substância contribuir para o aquecimento glocal em comparação com o CO_2 , cujo GWP é igual a 1.

2.1.3. Considerações gerais de um circuito frigorífico

A sensação de frio é experienciada ao atravessar, por exemplo, um corredor de expositores de laticínios. Nestes expositores, os evaporadores desempenham a função de absorver calor do ambiente, promovendo uma transição de fase do estado de mistura, predominantemente líquido, para o estado de vapor, ocorrendo entre os pontos 4 e 1 na Figura 5.

O fluido frigorígeno resultante desse processo é posteriormente comprimido ao entrar no compressor (ponto 1), encontrando-se no estado de vapor saturado, e saindo como vapor sobreaquecido no ponto 2, a uma pressão e temperatura elevadas. A partir do momento em que deixa o compressor (ponto 2), o gás frigorígeno passa para o condensador, libertando calor para o ambiente, até atingir o estado líquido saturado na saída (ponto 3).

Antes de entrar no evaporador, é crucial expandir o líquido frigorígeno, normalmente através de um tubo capilar ou válvula de expansão. No ponto 3 da Figura 5, o fluido frigorígeno encontra-se a uma temperatura próxima da temperatura ambiente. Ao forçar a redução da pressão, ocorre a transição para o estado de mistura bifásica no ponto 4, reduzindo, nesse processo, a sua temperatura até alcançar a temperatura de saturação à pressão do evaporador. Para garantir a presença de um estado líquido no ponto 4 (e prolongar a vida útil da válvula expansora), é possível dimensionar um depósito intermédio/líquido, assegurando que no ponto 4 o fluido frigorígeno se encontre no estado líquido.



2.1.4. Equipamentos essenciais do sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é constituído pelos seguintes componentes:

Compressores frigoríficos

O compressor pode ser descrito como o núcleo vital de uma instalação frigorífica, pois desempenha o papel fundamental de comprimir o fluido frigorígeno, elevando a sua pressão e conseqüentemente a sua temperatura (I. Dinçer & M. Kanoglu, 2010a).

Os compressores mais comuns em sistemas de refrigeração incluem os herméticos (usados em aplicações domésticas), semi-herméticos e os de parafuso. No entanto, é relevante mencionar outras categorias menos conhecidas, como os compressores abertos e alternativos.

Na Figura 6 está um esquema com os tipos de compressores que existem.

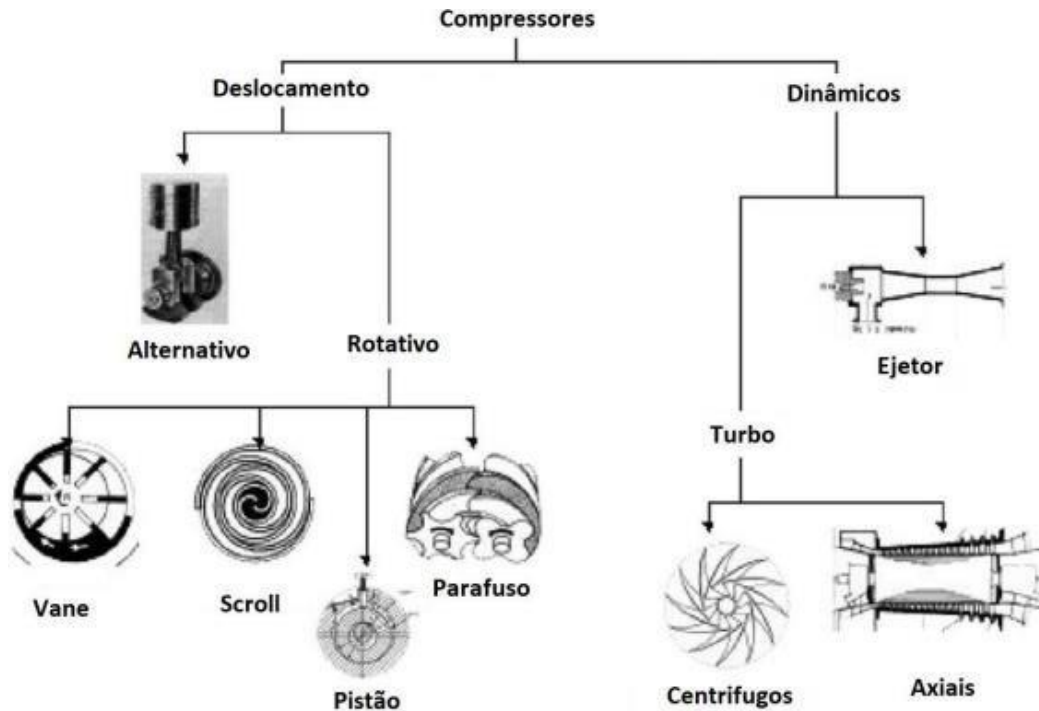


Figura 6- Tipos de compressores (adaptado de Hundy et al., 2008)

Primeiramente, é importante salientar que a função primordial de um compressor é:

- Aspirar o fluido frigorígeno no estado de vapor/gás proveniente do evaporador;
- Comprimir o gás e direcioná-lo para o condensador;
- Estabelecer uma diferença de pressão significativa entre a evaporação e a condensação (a montante e a jusante do compressor, respetivamente).

As características de um compressor variam de acordo com vários fatores, incluindo a capacidade frigorífica solicitada. Essa capacidade é influenciada por elementos como projeto e tipo de fluido. O compressor deve ser projetado para assegurar a maximização do ciclo de vida do sistema, a minimização dos períodos de inatividade e dos custos operacionais, uma gestão eficiente do consumo de energia, uma curva de rendimento adequada às condições de operação típicas, condições acústicas apropriadas e em conformidade com as normativas legais, entre outros.

Contudo, serão abordadas apenas duas sub-gamas do compressor alternativo: o Hermético e o Semi-Hermético.

Compressor Alternativo- Hermético

O compressor alternativo hermético é utilizado em refrigeração doméstica ou comercial.

Compressor Alternativo- Semi-Hermético

As funcionalidades deste tipo de compressor são semelhantes aos herméticos, contudo a substituição dos seus componentes é mais acessível. Existe ainda a possibilidade de ser associado em paralelo, o que permite duplicar ou triplicar a sua potência.

Condensadores

Um condensador é, essencialmente, um permutador de calor, cuja função principal é dissipar o calor transportado pelo gás sobreaquecido e transferi-lo para o ambiente circundante, responsável por condensar o fluido frigorigéneo proveniente do compressor.

Os condensadores que existem são aqueles arrefecidos a água, a ar e os evaporativos.

A seleção e dimensionamento do condensador depende:

- Capacidade térmica;
- Temperatura de Condensação e pressão;
- Caudal de fluido frigorigéneo;
- Condições climatéricas;
- Temperatura de projeto.

Condensadores a Ar

Existem condensadores a ar classificados como de fluxo horizontal, fluxo vertical e fluxo misto, sendo os horizontais e verticais os mais utilizados. A disposição ideal requer que esses condensadores sejam instalados em espaços abertos e bem ventilados, afastados das paredes para evitar a aspiração do ar expelido. Além disso, é crucial posicioná-los a uma elevação superior em relação aos pavimentos, evitando a aspiração de impurezas que possam obstruí-los, e preferencialmente próximos à sala de máquinas.

No interior da caixa do condensador, encontramos um tubo com alhetas para otimizar a transferência de calor. Uma vantagem significativa dos condensadores a ar é a capacidade de arrefecer o fluido frigorigéneo de maneira eficiente, sem custos adicionais, ao contrário do que ocorre quando se utiliza água como fluido secundário (Cunha, 1999).

Condensadores Evaporativos

Os condensadores evaporativos, semelhantes aos de ar, devem ser posicionados em ambientes espaçosos e ventilados, longe das paredes. Geralmente, realizam a aspiração lateral e a expulsão do ar por cima.

Além do arrefecimento pelo ar, esses condensadores possuem um sistema de alimentação de água, que é utilizado para arrefecer o fluido frigorigéneo ao entrar em contato com a serpentina. Esse contato pode resultar na evaporação da água ou na sua recirculação. O

objetivo é o mesmo que o dos condensadores a ar: arrefecer o fluido até que este condense e retorne ao estado líquido (Cunha, 1999).

Depósitos de Líquidos

Os depósitos de líquidos têm com finalidade armazenar fluido frigorífero para distribuir, de forma controlada, aos evaporadores. Para garantir a gestão adequada do sistema, é essencial equipá-los com válvulas de segurança e indicadores de líquido, proporcionando um maior controlo de possíveis fugas e do nível de líquido.

Válvula de Expansão

A função primordial da válvula de expansão é regular o fluxo de fluido frigorífero do condensador, onde a pressão é alta, para o evaporador, onde a pressão é baixa. Geralmente, essa redução de pressão é realizada por meio de um orifício de fluxo ajustável. As válvulas de expansão são classificadas com base no método de controlo utilizado (I. Dinçer & M. Kanoglu, 2010b).

Deste modo, existem os seguintes tipos de válvulas:

- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão eletrónica;
- Válvula de expansão pressostática;
- Válvula de expansão manual, entre outros.

Evaporadores

Os evaporadores desempenham um papel essencial na geração de frio, consistindo numa serpentina com lâminas metálicas (alhetas) fixadas para aumentar a superfície de transferência térmica. Essa serpentina é posicionada dentro de uma caixa equipada com ventiladores que direcionam o ar através dela.

No processo operacional do evaporador, o fluido frigorífero que passa por esse componente evapora devido à ação do ar impulsionado pelos ventiladores. Idealmente, o ar que sai do evaporador estaria à temperatura de evaporação do fluido frigorífero. Uma das reações do ar com a serpentina envolve a condensação do vapor de água presente nele. A água resultante desse processo na serpentina do evaporador é direcionada para uma bandeja de condensado e, posteriormente, para o esgoto. Esse fenómeno acontece quando os espaços a refrigerar não possuem controlo de humidade, a menos que haja baterias de resistências para "secar" o ar antes de entrar no evaporador.

Quando o evaporador opera abaixo do ponto de congelação da água, como em câmaras de congelados, é necessário isolar o esgoto de condensados e instalar resistências elétricas em todo o trajeto interior da câmara. O evaporador é posicionado junto à parede mais distante da porta isotérmica, garantindo que o ar arrefecido seja direcionado até essa mesma porta (Monteiro, 2015).

Evaporadores de duplo fluxo

Os evaporadores de duplo fluxo são ideais para corredores e zonas de preparação, uma vez que são compartimentos com pouca largura e com um grande compartimento. Neste tipo de evaporadores o ar é aspirado por baixo e projetado bidireccionalmente, aplicado a uma altura baixa das câmaras/salas, não superior a 3 metros, ou quando é exigido um baixo fluxo de caudal de ar.

Evaporadores Cúbicos

Este tipo de evaporadores é utilizado usualmente em câmaras frigoríficas de maiores dimensões e com maior projeção de ar.

Evaporadores de baixo perfil

Os evaporadores de baixo perfil são mais utilizados em câmaras de menores dimensões ou para câmaras com uma altura mais pequena (inferior ou igual a 3 metros), com uma aspiração inferior inclinada, normalmente utilizado em camaras de congelados e refrigerados, pois têm um formato idêntico ao dos evaporadores cúbicos.

Evaporadores por gravidade

Os evaporadores por gravidade são mais específicos, exigem valores maiores de humidade relativa e valores inferior de velocidade do ar, tipicamente utilizados em câmaras de conservação de peixes.

O ar ao arrefecer em contacto com a serpentina aumenta a sua massa volúmica e desce até ao pavimento, criando, assim, correntes de convecção de baixa intensidade que não afetam a conservação dos produtos.

2.1.5. Tipos de sistemas

Os tipos de sistemas de ciclos frigoríficos podem dividir-se em dois tipos:

Sistema de Expansão Direta

O sistema de expansão direta, que está apresentado na Figura 7, é um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza apenas um tipo de fluido frigorigéneo para extrair calor do ambiente a ser refrigerado. Neste sistema, tanto o evaporador quanto o condensador estão localizados no mesmo circuito.

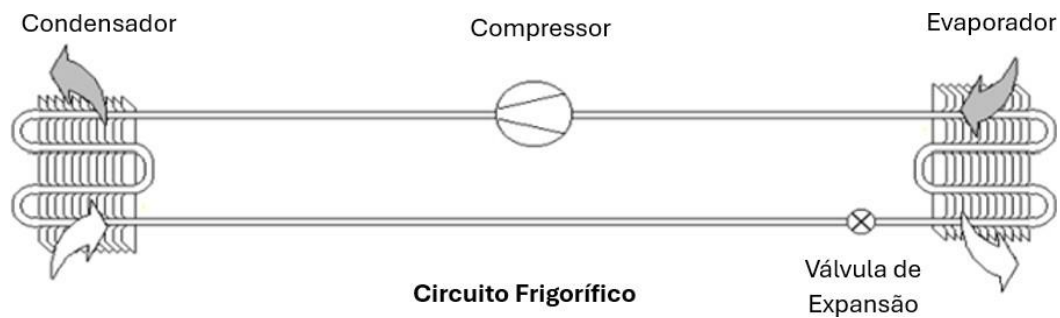


Figura 7- Sistema de expansão direta (*adaptado de Åke Melinder, 2015*)

Sistema de expansão indireta

A Figura 8 mostra um sistema de expansão indireta, que é um sistema de refrigeração por compressão de vapor que envolve o uso de dois ou mais fluidos frigoríficos. Quando são utilizados dois fluidos frigoríficos, o sistema é dividido em dois circuitos distintos: o primário, que é o ciclo de compressão e o secundário.

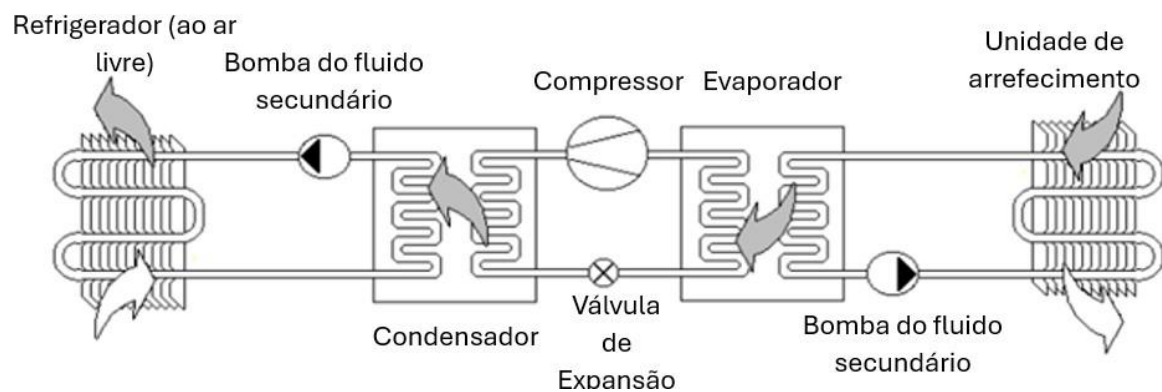


Figura 8- Sistema de expansão indireta (*adaptado de Åke Melinder, 2015*)

O circuito primário é composto pelo compressor, condensador, válvula de expansão e permutador/evaporador, onde ocorre a evaporação do fluido frigorífico. Por outro lado, o circuito secundário inclui o permutador/evaporador onde ocorre a transferência de calor no fluido, arrefecendo-o. Além disso, ele é composto por bombas e permutadores de calor que arrefecem os espaços.

O sistema de expansão indireta apresenta algumas desvantagens e vantagens em relação ao sistema de expansão direta, evidenciadas a seguir:

Vantagens

- Integração de dois fluidos frigoríficos para instalações com baixo impacto ambiental e alta eficiência energética;
- Redução significativa da quantidade de fluido frigorífico na instalação, geralmente entre 5% a 15%, em comparação com o sistema de expansão direta;

- Fugas nos circuitos secundários têm menos probabilidade de causar paralisação da instalação em comparação com o sistema de expansão direta.

Desvantagens

- Maior número de componentes em comparação com o sistema de expansão direta, resultando em custos mais elevados.
- O uso de permutadores de calor pode ocasionar temperaturas de evaporação e pressões mais baixas, em comparação com o sistema de expansão direta (Åke Melinder, 2015).

2.1.6. Potência elétrica instalada e consumo anual elétrico da instalação

A potência elétrica instalada representa a potência elétrica total de um sistema e é calculada pelo somatório das potências elétricas de todos os componentes da instalação, como se verifica na Equação (1).

$$\text{Potência Elétrica Instalada} = \sum \text{Potência componentes Elétricos} \quad (1)$$

$$\sum \text{Potência componentes Elétricos [kW]}$$

O consumo anual elétrico da instalação é dado pela potência elétrica instalada multiplicado pelo número de horas de funcionamento da instalação num ano, como está descrito na equação (2).

$$\text{Consumo Anual Elétrico} = \text{Potência Elétrica Instalada} \times H \quad (2)$$

$$\begin{array}{l} \text{Potência Elétrica Instalada [kW]} \\ H \rightarrow \text{Número de Horas de Funcionamento da Instalação num ano} \end{array}$$

2.2. CO₂ Transcrítico

2.2.1. Introdução ao CO₂ (R-744) como Fluido Frigorífero

A responsabilidade ambiental é uma das preocupações do setor empresarial e, por isso, uma das motivações para o progresso na escolha dos fluidos usados em sistemas de refrigeração. Na verdade, a consciencialização mundial de problemas ambientais relacionados com este tipo de fluidos e as obrigações impostas pelo Protocolo de Montreal e Quioto serviu para a restrição de vários fluidos frigoríferos pelas razões mencionadas no Capítulo da Evolução do uso de fluidos frigoríferos. Com isto, os fluidos frigoríferos naturais, sendo denominados como tecnologias verdes, adquirem uma maior relevância (Danfoss, 2009).

Na Figura 9 está presente um esquema que mostra as mudanças das classes de fluidos frigoríferos usados ao longo do tempo até chegar às Tecnologias Verdes. Os fluidos

considerados fluidos frigoríficos naturais são a água (H_2O), hidrocarbonetos (HCs), amoníaco (NH_3), o dióxido de carbono (CO_2 , ou segundo as normas de Refrigeração Industrial R-744). Este último ganha especial atenção por ser o único não inflamável, não tóxico que pode operar num ciclo de compressão de vapor abaixo de $0^\circ C$ (Man-Hoe Kim et al., 2004a).

O dióxido de carbono (CO_2), enquanto fluido frigorífico natural (R-744) foi pioneiro na aplicação em sistemas de refrigeração, atingindo o seu auge nos meados da década de 30 do século XX. A recessão, a tecnologia pouco avançada e a introdução dos fluidos CFCs e HCFCs contribuíram para a diminuição da relevância deste fluido, chegando à sua não utilização como frigorífico.

Na década de 90 acontece o seu reaparecimento devido às suas propriedades favoráveis em termos ecológicos.

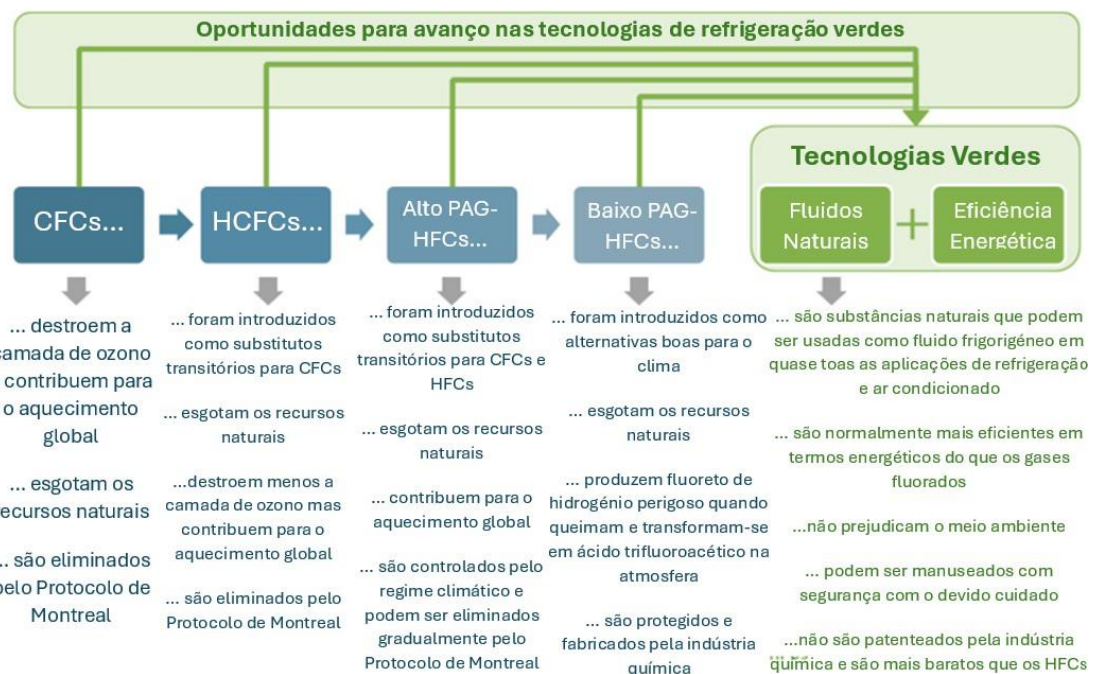


Figura 9- Esquema com a evolução das classes de fluidos usados ao longo do tempo (adaptado de Dr. Johanna Gloël & Dietram Oppelt, 2014)

2.2.2. Propriedades Termodinâmicas do R-744

O fluido frigorífico R-744 tem propriedades termodinâmicas únicas que o tornam ideal para sistemas de refrigeração, e para além de ser uma das opções mais eficientes, é também uma das mais sustentáveis (Intarcon, 2023).

Este fluido apresenta uma série de vantagens em relação aos fluidos tradicionais, nomeadamente o facto de não ser inflamável nem tóxico, e, possuir um Potencial de Destruição de Camada de Ozono igual a zero e um Potencial de Aquecimento Global igual a um, estes valores permitem um reduzido impacto ambiental quando usado ajudando as empresas a cumprir os regulamentos e a reduzir o impacto nas alterações climáticas.

Outra característica interessante do CO_2 é a sua elevada massa volúmica, o que resulta numa redução das dimensões da tubagem e dos restantes componentes, e consequentemente do espaço ocupado pelo sistema.

O CO_2 possui uma excelente capacidade de transferência de calor e eficiência energética devido ao seu elevado desempenho termodinâmico.

O facto de ser um fluido natural que se encontra na atmosfera não tem a necessidade de ser recuperado, tratado ou reciclado, pois tais medidas são obrigatórias para os sintéticos (Alessandro da Silva & Cláudio Melo, 2011a).

A característica predominante que influenciará o projeto de uma instalação com CO_2 são as elevadas pressões sob quais o sistema de refrigeração opera. Ao comparar o CO_2 com outros fluidos usados na refrigeração comercial e industrial é evidente que a pressão de saturação do CO_2 é significativamente mais elevada do que as faixas de temperatura associadas a qualquer outro fluido, especialmente nas etapas de condensação como se vê na Figura 10 (Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008a).

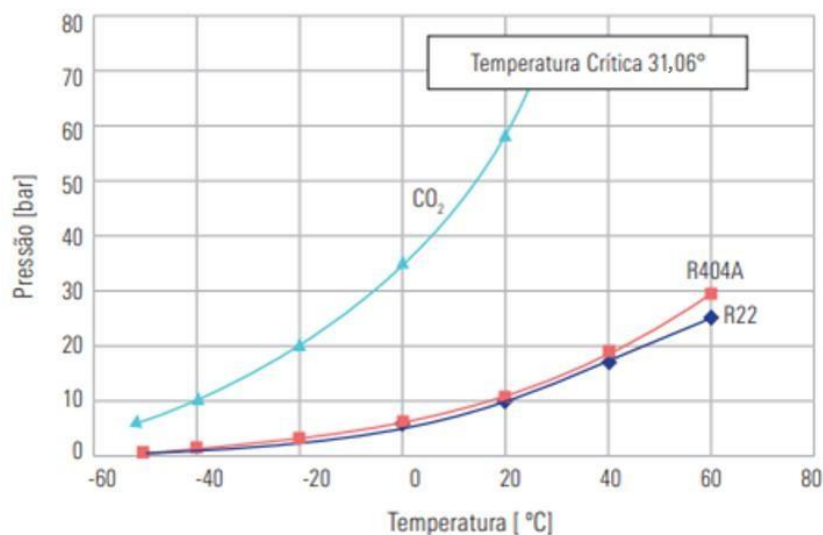


Figura 10- Gráfico da evolução da pressão de saturação com o aumento da temperatura de CO_2 , R124a e R22 (Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008b)

Na Tabela 1 estão apresentadas de forma resumida todas as vantagens e desvantagens da aplicabilidade do R-744.

Tabela 1-Vantagens e desvantagens da aplicação do R-744 (adaptado de Alessandro da Silva & Cláudio Melo, 2011b)

Aplicabilidade do R-744

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Não inflamável; • Não tóxico; • Sem odor; • Disponível no mercado a baixo custo; <ul style="list-style-type: none"> • Fácil serviço e manutenção; • Sem risco de danificar os produtos; • Elevada capacidade frigorífica: Alto Coeficiente de desempenho (COP) <ul style="list-style-type: none"> • Baixa potência consumida; • Altos coeficientes de troca térmica: evaporadores e condensadores menores; • Reduzida perda de pressão: válvula e tubulações menores, menor quantidade de isolamento, entre outros; <ul style="list-style-type: none"> • Tensão Superficial baixa. 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevada gama de pressão de projeto: o equipamento deve ser dimensionado para aguentar esta gama de pressões; • Descongelamento por gás quente (dispendioso); <ul style="list-style-type: none"> • Acessórios mais dispendiosos: permutadores de calor, reservatório de óleo, filtro secador, entre outros; • Fugas de ar sem odor: em casos de fuga o dióxido de carbono acumula-se próximo do chão, subindo gradualmente, podendo provocar lesões graves ou até a morte. Obrigatório uso de detetores de dióxido de carbono.

Com base nas características específicas de cada fluido refrigerante, os dados obtidos estão limitados por diferentes temperaturas de saturação Figura 11, isso ocorre devido à presença de pontos que delimitam os processos de solidificação, condensação e evaporação.

Acima da pressão correspondente ao ponto crítico (Pressão=73,8bar e Temperatura=31°C), não ocorre condensação, resultando na impossibilidade de transferir calor latente do “gas cooler” para o meio ambiente num ciclo convencional de compressão de vapor.

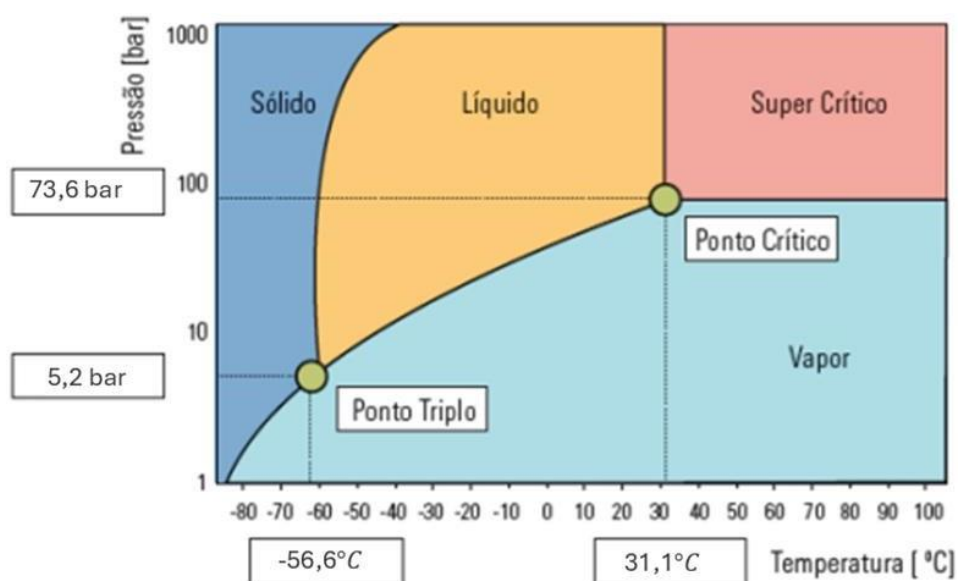


Figura 11- Diagrama de fases do CO₂(Adaptado de Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008b).

No ponto crítico não há distinção entre líquido e vapor pois nesse ponto específico as massas volúmicas das duas fases são idênticas.

O fluido assume o estado de supercrítico acima desse ponto, e o conceito de calor latente de vaporização torna-se inaplicável, isso resulta num comportamento significativamente distinto do fluido subcrítico. Quando o calor é retirado enquanto o sistema está acima das temperaturas e pressões críticas, não há alteração de fase. Conseqüentemente, o fluido supercrítico reduz a sua temperatura (ao contrário do fluido subcrítico, que mantém a temperatura constante durante uma mudança de fase) e troca calor sensível, não calor latente como ocorre com o subcrítico. Essa característica é crucial para os frigorígenos, pois num sistema de refrigeração, o R744 supercrítico não condensa, mas apenas arrefece.

Em comparação com outros fluidos frigorígenos normalmente utilizados, o R744 é o único que tem uma temperatura crítica tão baixa que o torna benéfico em certas aplicações específicas.

O ponto triplo caracteriza as condições de pressão e temperatura nas quais as fases sólida (gelo seco), líquida e vapor coexistem. Nesse ponto específico, a pressão é de 5,2 bar e a temperatura é de $-56,6^{\circ}\text{C}$. Abaixo da pressão neste ponto não existe fase líquida, o que significa que, à pressão atmosférica, o CO_2 sólido sublima diretamente para a fase gasosa.

Na região supercrítica, a entalpia diminui à medida que a temperatura reduz, com uma alteração mais acentuada nas proximidades do ponto crítico. A pressão exerce uma influência maior sobre a entalpia acima da temperatura crítica enquanto tem uma influência menor abaixo dessa temperatura, estas variações da entalpia do R-744 num processo de arrefecimento isobárico são ilustradas na Figura 12 (Man-Hoe Kim et al., 2004a).

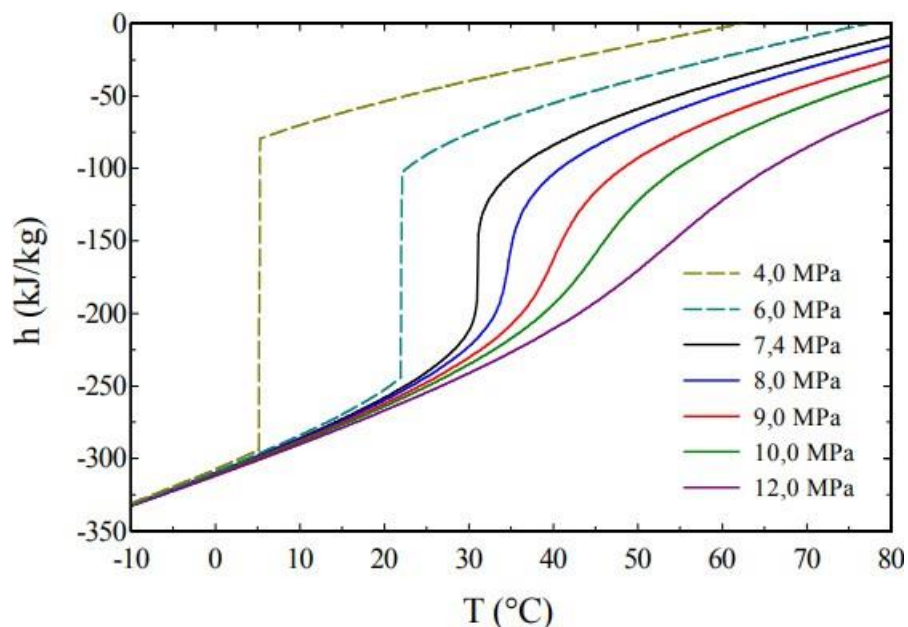


Figura 12-Alterações de entalpia do CO_2 no processo de arrefecimento de gás (Man-Hoe Kim et al., 2004a).

A Figura 13 apresenta a pressão de vapor e a inclinação da temperatura de saturação do CO_2 em comparação com outros fluidos frigoríficos. A pressão de vapor do CO_2 é consideravelmente superior à de outros fluidos, e a sua inclinação mais acentuada nas proximidades do ponto crítico resulta numa menor variação de temperatura para uma dada pressão. Isso implica que a mudança de temperatura associada à queda de pressão no evaporador seja menor para o CO_2 . Por exemplo, a $0,8^\circ C$, a variação de temperatura do CO_2 para uma queda de pressão de 1 kPa é aproximadamente 0,01 K. Em contraste, a mesma queda de pressão para R-410A e R-134a resulta em variações de temperatura de 0,04 K e 0,10 K, respetivamente, ou seja, cerca de 4 a 10 vezes mais elevadas, conforme demonstrado na Figura 13.

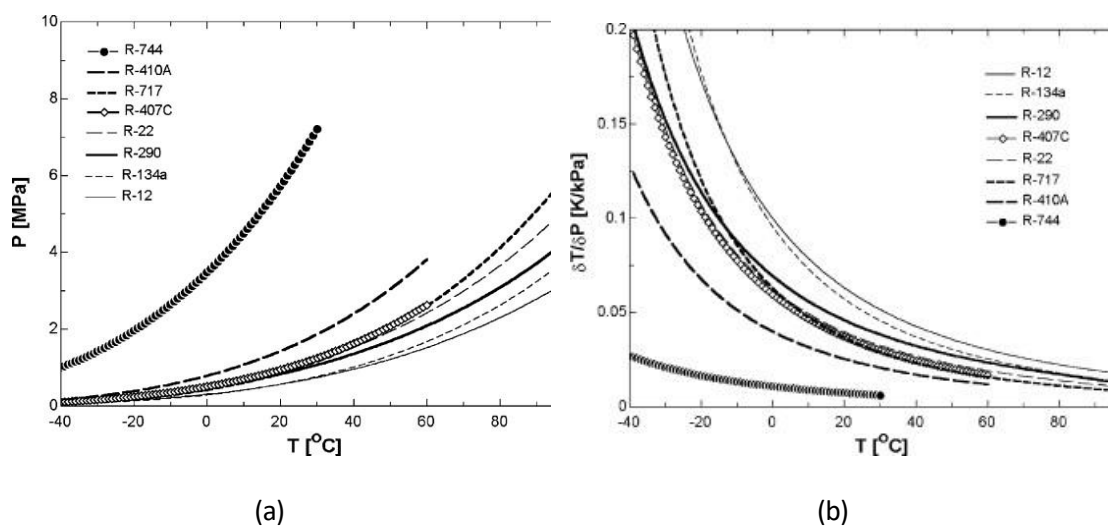


Figura 13-a) Pressão de vapor para diferentes fluidos frigoríficos; (b) Inclinação da curva de pressão de saturação dT/dP para os respetivos fluidos (Man-Hoe Kim et al., 2004a).

Ao comparar as propriedades do R-744 com as de outros fluidos frigoríficos, observa-se que, para uma dada temperatura de saturação, a pressão de saturação do CO_2 é mais elevada do que a de outros fluidos, tais como CFC (R-22), HCFC (R-22), HFC (R-134a, R-407C e R-410A) e HF (Propano R-290), especialmente no contexto da condensação. Essa característica fundamental influencia significativamente os sistemas de refrigeração que utilizam o R-744. Além disso, nota-se que a capacidade volumétrica de refrigeração ($22,545 \text{ kJ/m}^3$ a $0^\circ C$) é de 3 a 10 vezes maior, isso pode ser observado na tabela da Figura 14.

Revisão Bibliográfica

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0.05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flamabilidade/Toxicidade	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N	N/N
Massa Molecular (kg/kmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Ponto de Ebulição ^d (°C)	-29,8	-40,8	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão Crítica (MPa)	4,11	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura Crítica (°C)	112,0	96,0	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Pressão Reduzida ^e	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,47
Temperatura Reduzida ^f	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,90
Capacidade de Refrigeração ^g (KJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
Primeiro uso comercial na refrigeração	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

a Mistura ternária de R-32/125/134a (23/25/52, %).

b Mistura Binária de R-32/125 (50/50, %).

c Potencial de Aquecimento Global em relação a um período de integração de 100 anos, do Painel Intergovernamental de alterações Climáticas.

d Manual da ASHRAE fundamentos de 2001.

e Relação entre a pressão de saturação a 0°C até à pressão crítica.

f Relação de 273,15K (0°C) até à temperatura crítica em Kelvin.

g Capacidade de refrigeração volumétrica a 0°C.

Figura 14- Características de alguns fluidos frigorígenos (adaptado de Man-Hoe Kim et al., 2004b)

Um fluido supercrítico tem de ter como característica uma mudança rápida das propriedades junto ao ponto crítico num processo isobárico, a Figura 15 retrata o calor específico a pressão constante e temperatura pseudocrítica.

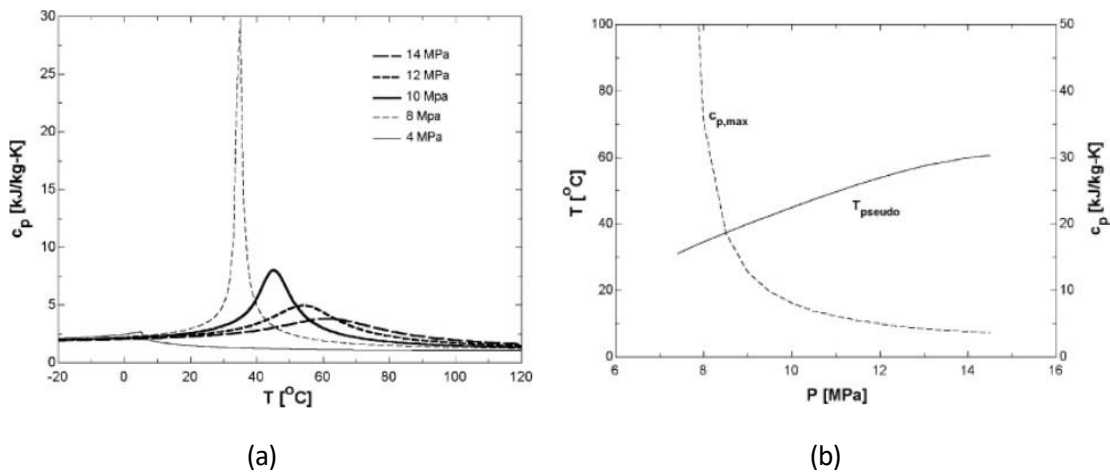


Figura 15- (a) Calor específico a pressão constante do CO_2 ; (b) Temperatura pseudocrítico e calor específico máximo do CO_2 (Man-Hoe Kim et al., 2004a)

Em relação às propriedades termodinâmicas de transporte, são contempladas a condutibilidade térmica e a viscosidade, tendo um papel importante nas características de transferência de calor e queda de pressão. Estas propriedades estão representadas nos gráficos da Figura 16 a pressões subcríticas e supercríticas para temperaturas diferentes.

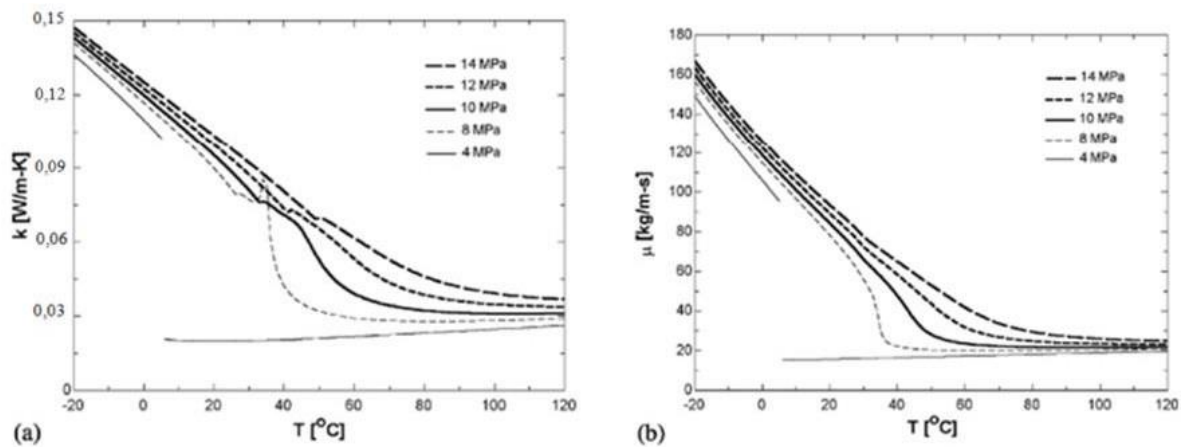


Figura 16- Propriedades de transporte de CO_2 (a) Condutibilidade em função da temperatura; (b) viscosidade em função da temperatura (Man-Hoe Kim et al., 2004a)

A condutibilidade térmica elevada é crucial para garantir coeficientes de transferência de calor elevados. A viscosidade, especialmente na fase líquida, e a relação entre a viscosidade do líquido e a viscosidade do vapor, desempenham um papel importante no comportamento do fluxo dos fluidos. No caso do CO_2 , a relação entre a condutibilidade térmica do líquido saturado e a condutibilidade térmica do vapor saturado a $0^\circ C$ é de 20; esse valor é 60% superior ao correspondente para o R-134a.

O número de Prandtl, que representa a razão entre a viscosidade cinemática (ou a difusibilidade de quantidade de movimento) e a difusibilidade térmica, desempenha um papel significativo na determinação do coeficiente de transferência de calor. Na Figura 17 é apresentada a variação do número de Prandtl do CO_2 em estados supercríticos e no equilíbrio líquido/vapor, em relação à temperatura.

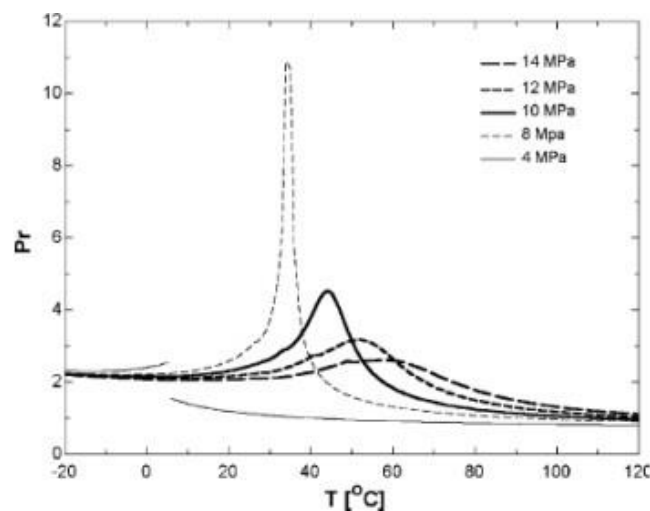


Figura 17- Número de Prandtl do CO_2 (Man-Hoe Kim et al., 2004a)

As propriedades termodinâmicas de transporte do CO_2 facilitam a transferência de calor e propiciam quedas de pressão mais baixas, quando comparadas a fluidos frigoríficos convencionais.

2.2.3. Ciclo transcrito para CO_2

A característica que mais diferencia o CO_2 em relação aos fluidos frigoríficos convencionais é o facto de a temperatura crítica ser muito baixa, precisamente de $31,1^\circ C$. Para além disso os sistemas de compressão de vapor que funcionam com o CO_2 na refrigeração comercial como, por exemplo, as bombas de calor e equipamentos de ar condicionado, trabalham perto da pressão crítica de 73,6 bar (Man-Hoe Kim et al., 2004b).

Os sistemas de refrigeração com o CO_2 dividem-se em duas categorias: ciclos subcríticos e os ciclos transcritos.

Atualmente são os circuitos subcríticos mais usados devido à tecnologia e conhecimentos disponíveis (Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008b).

Por outro lado, é o circuito transcrito que vai ser o caso de estudo, este é caracterizado por possuir um processo durante o ciclo, quando as condições de pressão e temperatura superam o ponto crítico (Alessandro da Silva & Cláudio Melo, 2011b). Neste caso o CO_2 não se condensa, mas diminui a temperatura, ocorrendo o fenómeno de “Arrefecimento Gasoso” e a rejeição de calor será, na maioria dos casos, feita na pressão supercrítica. Por outro lado, o circuito subcrítico acontece quando o lado de alta pressão se situa abaixo do ponto crítico, condensando o CO_2 .

O sistema com CO_2 funcionará num ciclo transcrito, a maior parte do tempo, quando o seu funcionamento ocorre a temperaturas superiores às temperaturas do ar ambiente e a rejeição de calor acontecerá por arrefecimento do fluido (vapor) comprimido no estado supercrítico, acima do ponto crítico, pois, o fluido não condensa. Na fase supercrítica, não existe estado de saturação e a pressão é independente da temperatura. Por outro lado, as condições do lado da baixa pressão (evaporador) remontam para o subcrítico, conforme se pode verificar na Figura 18. Em ciclos subcríticos convencionais, a entalpia específica no ponto 3 é função da temperatura.

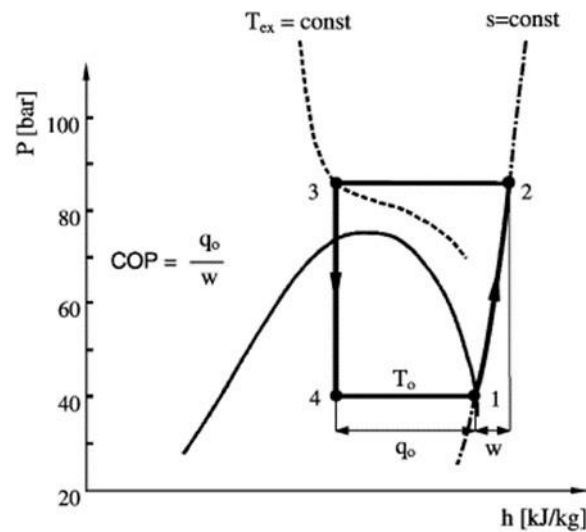


Figura 18- Ciclo transcrito do CO₂-diagrama pressão-entalpia (Man-Hoe Kim et al., 2004b)

No lado supercrítico, a pressão também afeta a entalpia, o que é evidente nas linhas isotérmicas em forma de S, próximo ao ponto crítico. Por esse motivo, é crucial controlar a pressão no lado de alta, já que a pressão a montante da válvula de estrangulamento determinará a capacidade de refrigeração. À semelhança dos sistemas convencionais, o trabalho do compressor e o COP (Coeficiente de Desempenho) dependem da pressão de descarga. Entretanto, ao contrário dos ciclos convencionais em que o COP diminui com o aumento da relação de compressão, nos ciclos transcritos, o comportamento do COP é substancialmente diferente, conforme demonstrado na Figura 19 (Pettersen J & Skaugen G, 1994).

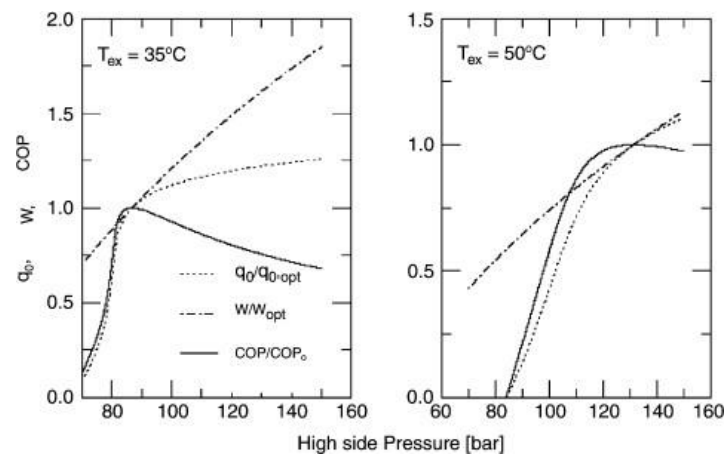


Figura 19-Influência da variação da pressão no lado da alta, na capacidade de refrigeração específica (q_o), no trabalho do compressor específico (w) e no COP num ciclo transcrito de CO₂ (Man-Hoe Kim et al., 2004a)

A Figura 19 apresenta a influência teórica da variação da pressão de condensação na capacidade de refrigeração específica (q_o), no trabalho do compressor específico (w) e no COP. Assume-se que a temperatura do fluido frigorigéneo externo (T_{ex}) permanece constante, embora, na prática, ela possa estar alguns graus acima da temperatura de entrada do fluido. As curvas são

derivadas de cálculos num ciclo ideal, com temperatura de evaporação ($T_o=5^\circ\text{C}$) e rejeição de calor (T_{ex}) de 35°C (à esquerda) e 50°C (à direita).

À medida que a pressão aumenta no lado de alta, o COP atinge o seu valor máximo, e um valor mais alto do que este não compensa o trabalho adicional de compressão. A regulação da pressão no lado de alta possibilita manter o COP no seu máximo e/ou ajustar o arrefecimento ou aquecimento.

Os sistemas mais comuns do tipo transcrito utilizados são:

Sistema do tipo de *booster simples*

O sistema transcrito do tipo *booster simples* utilizando CO_2 é atualmente o mais adotado, estabelecendo-se como padrão de referência para outros sistemas de CO_2 . A Figura 20 mostra um esquema deste tipo de sistema.

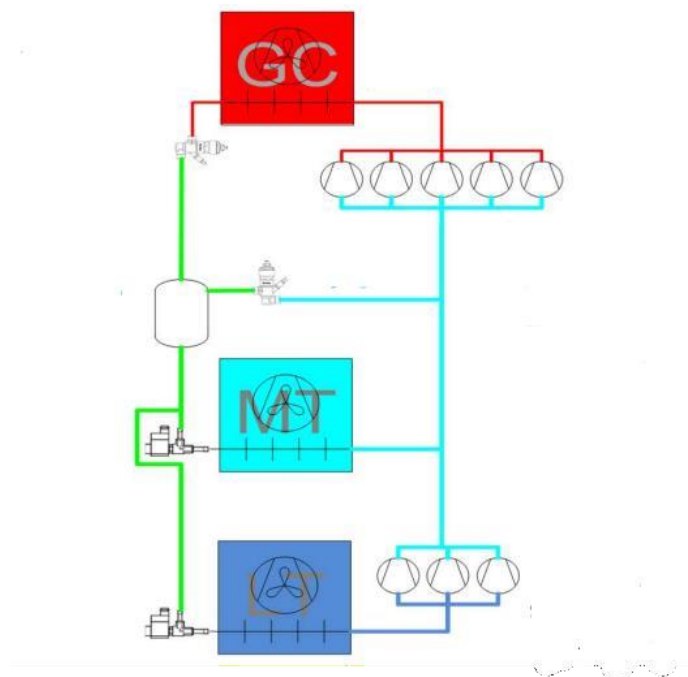


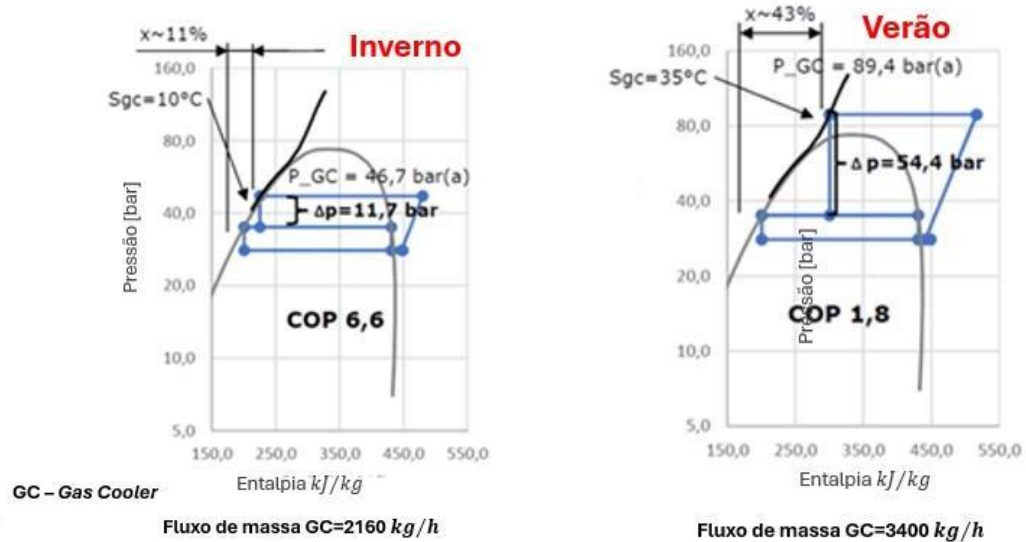
Figura 20- Sistema do tipo booster simples (Danfoss, 2019)

Este sistema é análogo ao ciclo frigorífico convencional por compressão de vapor, no qual o compressor comprime o fluido refrigerante para o arrefecedor de gás (em inglês, *gas cooler*) a fim de dissipar calor. Em seguida, o fluido refrigerante passa por uma válvula de controle de alta pressão para regular a pressão do arrefecedor de gás, antes de ser direcionado para o depósito de líquido, onde se encontra fluido no estado gasoso e líquido. O fluido no estado gasoso flui através de uma válvula de desvio (em inglês, *bypass*) e da válvula de controle de pressão do depósito em direção aos compressores de temperatura média, repetindo o ciclo.

Enquanto isso, o fluido refrigerante no estado líquido no depósito flui para as válvulas de expansão e evaporadores de média e baixa temperatura, criando duas linhas de pressão distintas no sistema. A primeira linha corresponde ao evaporador de temperatura média, que alimenta diretamente os compressores de temperatura média. A segunda linha corresponde ao

evaporador de baixa temperatura, que irá direto para os compressores de baixa aumentando a pressão, sendo de seguida enviado para os compressores de média temperatura.

Esse tipo de sistema é amplamente utilizado em regiões geograficamente mais frias, aproveitando as condições climáticas favoráveis para a sua eficácia (Danfoss, 2019).



(a)

(b)

Figura 21-Comparação do sistema *booster* simples no (a) Inverno e (b) Verão (adaptado de Danfoss, 2019)

Para uma capacidade frigorífica de 130 kW, foi realizado um estudo (ver Figura 21) sob as mesmas condições operacionais. Um sistema do tipo bombeamento compacto simples opera no inverno em regime subcrítico, com temperaturas de condensação de 10°C, enquanto o outro opera em regime transcrito no verão, com temperatura de saída do *gas cooler* de 35°C.

Observa-se que, no inverno, o sistema apresenta um coeficiente de desempenho (COP) de 6,6, cerca de 3,5 vezes maior do que no verão (COP=1,8). Isso ocorre porque, no verão, os compressores operam sob pressões mais elevadas, o que resulta num maior esforço do sistema. Como resultado, o fluxo de fluido frigorígeno no verão é superior ao do inverno (Danfoss, 2019).

Deste modo, resumidamente, as vantagens e desvantagens deste sistema estão descritas na Tabela 2.

Tabela 2- Vantagens e desvantagens do sistema *booster* simples

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> Relativamente simples em comparação com a maioria dos outros sistemas do mercado; 	<ul style="list-style-type: none"> O maior consumo de energia em ambientes mais quentes é o principal problema; O fluido refrigerante apresenta um volume de gás superior em ambientes mais quentes o que origina um maior consumo dos compressores.

Sistema do tipo *booster* com compressão paralela

O sistema do tipo *booster* com compressão paralela, Figura 22, foi o primeiro passo para o desenvolvimento, de modo a ser possível usar o CO₂ em climas mais quentes.

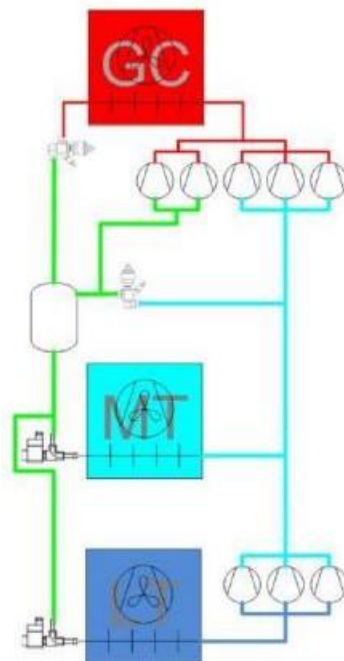


Figura 22- Sistema do tipo *booster* compacto com compressão paralela (Danfoss, 2019)

Neste sistema, foi adicionado um compressor paralelo para comprimir uma parte do fluido refrigerante no estado gasoso da válvula de desvio, o que resultou na redução do fluido refrigerante nos outros compressores. Essa adição torna o sistema mais eficiente, pois o fluido nesse estado, proveniente do depósito de líquido, possui uma pressão mais elevada em comparação com o fluido refrigerante proveniente dos evaporadores. Isso permite uma redução no trabalho dos compressores paralelos ao comprimir o fluido para alta pressão. Como os outros compressores apresentam menos caudal de fluido refrigerante o seu trabalho também será inferior (Danfoss, 2019).

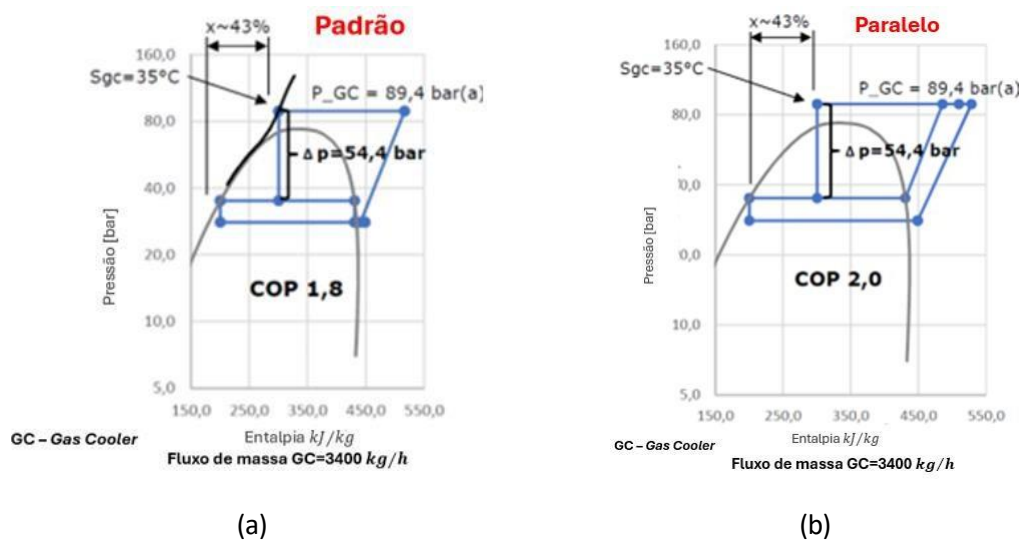


Figura 23- Comparação do Sistema transcrito *booster* (a) Simples e (b) Compressão Paralela (adaptado de Danfoss, 2019)

Para uma capacidade frigorífica de 130 kW, foi conduzido um estudo (ver Figura 23) sob as mesmas condições operacionais, comparando um sistema de bombeamento compacto simples transcrito operando no verão com um sistema de compressão paralela. Observa-se que o sistema com compressão paralela, com o mesmo caudal de fluido frigorígeno que o sistema simples, apresenta um coeficiente de desempenho (COP) superior de 2,0, enquanto o sistema simples possui um COP de 1,8.

Isso é viável devido à distribuição do fluxo de fluido frigorígeno pelo compressor paralelo, o que reduz o volume de gás nos compressores. Posto isto, resumidamente as vantagens e desvantagens deste sistema estão na Tabela 3.

Tabela 3- Vantagens e desvantagens do sistema *booster* tipo compressão paralela

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> Este sistema apresenta uma melhoria significativa do COP em ambientes mais quentes, comparando com o sistema anterior; O volume de gás nos compressores é menor o que permite usar compressores de menores dimensões e com custos mais reduzidos. 	<ul style="list-style-type: none"> O sistema é mais complexo que o sistema de bombeamento compacto simples.

2.2.4. Aplicações com CO₂ transcrito

O tamanho no mercado global de sistemas transcritos de CO₂ foi avaliado em \$31,6 mil milhões em 2019 e a perspectiva é que cresça exponencialmente devido à crescente procura por aplicações de ar condicionado e refrigeração, juntamente com os custos operacionais mais baixos destes sistemas.

Nos últimos anos, houve um incentivo na procura de sistemas com CO₂ transcrito devido à eliminação progressiva do uso de HCFC's e a necessidade de gerir a operação vitalícia de equipamentos baseados em HCFC e CFC, juntamente com as crescentes preocupações com o aquecimento global. Além disso, o elevado desempenho energético e a mesma fiabilidade técnica do HFC-134a deverá impulsionar a procura do produto nos próximos anos.

Outra razão para o estímulo do crescimento destes sistemas no mercado é o uso de uma tubagem de cobre significativamente mais pequena e uma menor carga de fluido em comparação com os sistemas que usam HFC.

Apesar da tubagem de aço, as válvulas especializadas, os controlos eletrónicos e os compressores utilizados num sistema transcrito de CO₂ aumentarem o custo do equipamento em relação a um sistema com HFC tradicional é esperado um maior retorno do investimento ao longo do tempo (Refrigeration Industry, 2021).

A refrigeração com CO₂ inclui um vasto campo de aplicação que vai desde o sector industrial, comercial e automobilístico.

Na indústria, os sistemas de refrigeração com CO₂ operam em processos que envolvem extração de calor, especialmente na indústria de laticínios e de refrigerantes (com presença notável de empresas como Nestlé, Coca-Cola, McDonald's e Unilever).

No âmbito dos transportes, este fluido apresenta resultados promissores no contexto do ar condicionado automotivo (Jing-yang M.U. et al., 2003). É relevante salientar que, no segmento de ar condicionado, o uso do CO₂ é amplamente difundido, pois nesse contexto, o fluido distingue-se como altamente competitivo e até superior a muitos dos seus concorrentes, devido às suas propriedades notáveis de transferência de calor.

As bombas de calor, na sua maioria, adotam a tecnologia do CO₂. À medida que a tecnologia avança, observa-se a operação de instalações mais compactas utilizando CO₂ do que aquelas utilizadas há algumas décadas.

Atualmente, os avanços tecnológicos permitiram o desenvolvimento de sistemas de refrigeração por compressão de vapor que operam com CO₂ em veículos automóveis. Nos jogos olímpicos de Pequim em 2008 o CO₂ foi utilizado em substituição nos autocarros devido às suas propriedades termodinâmicas (APA, 2021a).

No setor comercial os sistemas de refrigeração que utilizam CO₂ tanto como fluido frigorígeno primário quanto secundário têm apresentado desempenho satisfatório ao serem aplicados em frigoríficos para a preservação de produtos vegetais, a boa prestação deste sistema e a tendência crescente de consumismo verde tem impulsionado os supermercados a usar proactivamente de CO₂ transcrito.

O CO₂ em ciclo transcrito é utilizado na indústria alimentar para a extração de óleos de biomateriais como ervas, plantas naturais como leguminosas, frutos secos e palmeiras (J M Belman-Flores & Vicente Pérez-García, 2014). Na indústria médica, atua como esterilizador em transplantes de tecidos. Na indústria aeronáutica, desempenha um papel nos sistemas de arrefecimento de foguetões.

Outro setor de aplicação compreende a área de entretenimento e lazer, onde sistemas de refrigeração que operam com CO₂ são utilizados para pistas de patinagem (Refrigeration Industry, 2021).

A Figura 24 mostra graficamente os diferentes setores onde se utiliza o CO₂ como fluido frigorígeno.



Figura 24- Áreas de aplicação do CO₂ transcrito (adaptado de Refrigeration Industry, 2021)

2.3. NH₃

2.3.1. Introdução ao NH₃ (R-717)

A nível mundial existe um interesse crescente no amoníaco como fluido frigorígeno. As restrições aplicadas aos fluidos frigorígenos que contêm cloro e flúor centraram as atenções no amoníaco, tornando-o um dos fluidos mais utilizados na área da refrigeração que, quando libertados para a atmosfera, não contribuem para a destruição da camada de ozono e para o aquecimento global (Society of Heating & Engineers, 2002a).

O amoníaco, R-717, foi um dos primeiros fluidos frigorígenos utilizados na área de refrigeração, inicialmente usado em ciclos de absorção e, posteriormente, nos ciclos de compressão a vapor. Por um lado, a utilização de amoníaco diminuiu na área comercial devido à introdução de fluidos halogenados; por outro lado, persistiu e evoluiu consideravelmente no setor industrial, visto ser um fluido eficiente no processamento e conservação de alimentos.

Após quase 150 anos desde o início da sua utilização, foram alcançados significativos avanços tecnológicos, com foco especial em aspetos de segurança e eficiência energética no contexto do amoníaco.

Após a implementação do Protocolo de Montreal (UNEP, 2020), o amoníaco emergiu como uma das alternativas mais cruciais nas aplicações de refrigeração e ar condicionado industrial. Essa mudança trouxe consigo novos conceitos, sobressaindo os sistemas extremamente compactos, caracterizados por uma carga de fluido consideravelmente reduzida e a incorporação de dispositivos de segurança avançados. Isso viabilizou a aplicação do amoníaco em diversas situações (Leonilton Tomaz Cleto & Cláudio Melo, 2008a).

2.3.2. Propriedades Termodinâmicas do R-717

O amoníaco por ser uma substância 100% natural e de reduzido tempo de vida não interage com a camada de ozono, possuindo assim um potencial de destruição da camada de ozono (PDO) igual a zero. De igual forma não contribui para o efeito de estufa possuindo assim um GWP igual a zero, tem também um elevado desempenho energético no sistema de refrigeração, excelentes propriedades termodinâmicas e elevados coeficientes de transferência de calor.

O seu custo de aquisição é baixo e quando no estado gasoso possui baixa massa volúmica o que permite a utilização de reservatórios de pressão, permutadores de calor e tubagens de menores dimensões.

Devido às suas melhores propriedades termodinâmicas, o R717 apresenta um coeficiente de desempenho (COP) mais eficiente em comparação com fluidos frigorigéneo sintéticos, incluindo o R22. Além disso, apresenta excelente capacidade de transferência de calor, permitindo operar em temperaturas de evaporação mais elevadas ou temperaturas de condensação mais baixas (Alessandro da Silva & Cláudio Melo, 2011a).

A principal desvantagem do amoníaco é o seu efeito tóxico em concentrações mais elevadas (acima de 300 partes por milhão), no entanto este risco é de certa forma atenuado uma vez que este apresenta um odor característico que permite notar o surgimento de fugas e reduzir a exposição a concentrações potencialmente perigosas. A propriedade de auto-alarme do amoníaco é amplamente reconhecida por praticamente todos os engenheiros, projetistas, técnicos e mecânicos que lidam e trabalham regularmente com sistemas de amoníaco. Portanto, as pequenas fugas são reparadas rapidamente e não são negligenciadas ou consideradas insignificantes.

O valor-limite do limiar (em inglês *threshold limit value-TLV*) é constituído por dois componentes – a concentração média ponderada no tempo (em inglês *time-weighted average-TWA*) e o limite de exposição de curta duração (em inglês *short-term exposure limit-STEEL*). O TWA é a concentração média ponderada no tempo para um dia normal de trabalho de oito horas e uma semana de trabalho de 40 horas. O STEEL é uma exposição média ponderada no tempo de 15 minutos que não deve ser excedida em nenhum momento durante o dia de trabalho, mesmo que o TWA de oito horas esteja dentro do TLV. O TWA do amoníaco é de 25ppm e o STEEL para o amoníaco é de 35 ppm (Society of Heating & Engineers, 2002a).

O R-717 é classificado como tendo “baixa inflamabilidade” no ar quando a sua concentração varia entre 16% e 28% em peso, segundo a norma ASHRAE 34.

Em certas jurisdições, os sistemas de refrigeração que utilizam amoníaco estão sujeitos a regulamentações e normas legais devido a preocupações com a segurança dos trabalhadores. Essas regulamentações não impõem necessariamente barreiras adicionais, uma vez que requisitos legais, manutenção apropriada e treinamento de pessoal são igualmente necessários para outros fluidos frigoríficos. Além disso, em muitos países, o uso de fluorocarbonetos é desencorajado devido à imposição de legislação e taxas ambientais, bem como à incerteza relacionada à conformidade com o Protocolo de Quioto (APA, 2021b). Quando essas regulamentações e normas são efetivamente aplicadas e o pessoal de manutenção recebe treinamento adequado, os riscos associados ao uso de amoníaco não difere significativamente da maioria dos outros fluidos frigoríficos (Society of Heating & Engineers, 2002b).

Embora as vantagens do amoníaco como fluido frigorífico sejam bem conhecidas é necessário ultrapassar os obstáculos à expansão da sua utilização em sistemas de refrigeração que estão geralmente relacionados com a saúde humana e a segurança ambiental e com o custo de instalação (Society of Heating & Engineers, 2002a).

2.3.3. Ciclo NH_3

Em comparação com o ciclo transcrito do CO_2 , os sistemas de NH_3 operam de maneira subcrítica, assim como a maioria dos fluidos frigoríficos. Como resultado, a temperatura de condensação permanece constante e é selecionada com base na temperatura desejada de saída da água. A pressão no condensador corresponde à pressão de saturação.

O amoníaco é extensivamente utilizado em sistemas de refrigeração mecânica, os quais se subdividem em compressão mecânica de vapor e refrigeração por absorção, conforme a força motriz. Nos sistemas de absorção, o calor desempenha o papel de força motriz, enquanto, nos sistemas de compressão mecânica de vapor, é a energia mecânica que desencadeia o processo.

Um processo típico que utiliza amoníaco como fluido frigorífico é apresentado na Figura 25.

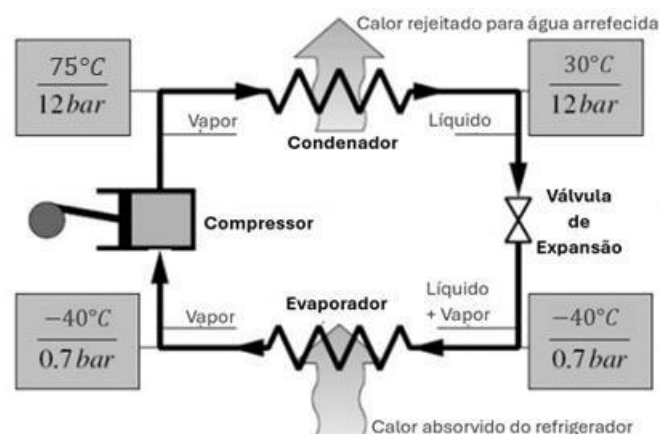


Figura 25-Sistema simplificado de compressão de vapor de amoníaco (GERALD ZUNIGA REYES, 2008)

O ciclo de refrigeração desenrola-se em quatro fases distintas. Inicialmente, o amoníaco, a uma temperatura de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e pressão de $0,7\text{ bar}$, é comprimido para $12,5\text{ bar}$, acompanhado por um aumento de temperatura. Em seguida, ocorre a sua condensação, que passa pela válvula de

expansão, resultando na redução da pressão para 0,7 bar. Simultaneamente, a temperatura diminui para $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, pois 25% do líquido evapora. A mistura de líquido e gás flui pelo evaporador, absorvendo calor do ambiente. Finalmente, todo o amoníaco líquido evapora e retorna ao compressor, reiniciando assim o ciclo (GERALD ZUNIGA REYES, 2008).

2.3.4. Chiller de compressão mecânica de vapor

Na Figura 26 será apresentado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, utilizado na maioria dos sistemas reais, consiste em fazer com que o fluido frigorígeno seja vaporizado e condensado de maneira cíclica através de 4 processos, conforme ilustrado na Figura 27, onde as setas a vermelho representam o lado de alta pressão e as setas a azul o lado de baixa pressão.

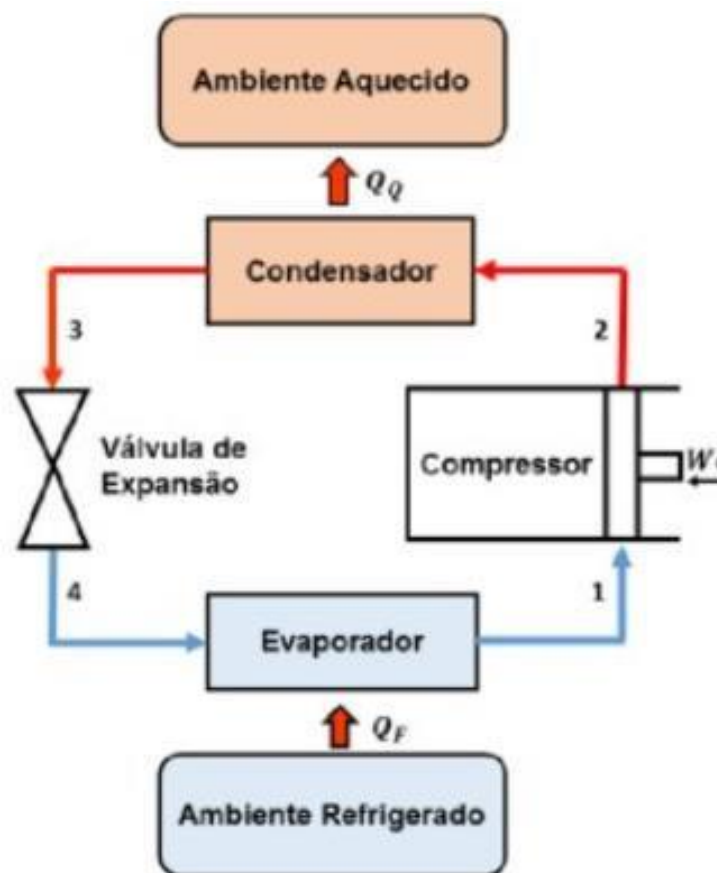


Figura 26- Representação do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor (adaptado de Yunus A. Çengel & Michael A. Boles, 2013)

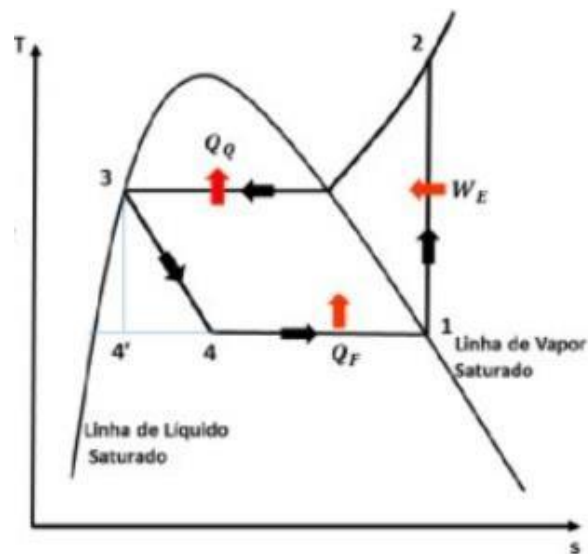


Figura 27- Diagrama T-s (adaptado de Yunus A. Çengel & Michael A. Boles, 2013)

Os processos que compõem o ciclo são:

- Processo 1-2: há a compressão isentrópica do fluido no compressor, onde o fluido entra como vapor saturado e sai como vapor superaquecido, devido ao aumento de sua temperatura, que sobe muito acima da temperatura da vizinhança;
- Processo 2-3: o fluido entra no condensador como vapor superaquecido e sai como líquido saturado como resultado da rejeição de calor para a vizinhança a uma pressão constante;
- Processo 3-4: o fluido em estado líquido saturado é então estrangulado até a pressão do evaporador, por uma válvula de expansão ou por um tubo capilar, e desta forma há o aumento do volume específico e a temperatura do fluido cai abaixo da temperatura do espaço a ser refrigerado;
- Processo 4-1: ocorre a absorção de calor a pressão constante no evaporador, onde o fluido sai como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo de refrigeração (Josimar Souza Rosa, 2018).

2.3.5. Fluidos Secundários

Entre os fluidos de trabalho de absorção à base de amoníaco é o NH_3/H_2O o mais utilizado, contudo vamos direcionar o nosso estudo para os outros candidatos promissores.

Como visto anteriormente, atualmente existe no mercado uma série de fluidos frigoríficos que podem ser classificados como Fluidos sintéticos (HCFC / HFC / HFO), amoníaco, dióxido de carbono e hidrocarbonetos.

Entre os mais utilizados na refrigeração de pequeno porte, como geladeiras, estão o R-134a, R449A e, mais atualmente, os hidrocarbonetos R-600a e R-290.

Na refrigeração industrial de grande porte, vemos também os fluidos sintéticos, como R-404A e R-134a, contudo é bastante comum a presença do amoníaco (R-717) nas instalações, normalmente utilizando fluidos secundários, como propilenoglicol ou tyfoxit, para diminuir ao máximo a carga de NH_3 , um fluido tóxico.

Na refrigeração industrial, é visível o crescimento exponencial de sistema operando com amoníaco em cascata com CO_2 , a fim de garantir ótima eficiência e segurança, no entanto não será necessário abordar esse tipo de circuito neste trabalho.

Entre os vários fluidos secundários disponíveis no mercado, os álcoois foram escolhidos devido às suas características físico-químicas mais adequadas quando misturados com água. Isso distingue-se especialmente pelos baixos problemas de corrosão, que são o principal fator considerado.

Foram selecionados apenas três compostos da família dos álcoois: etilenoglicol, propilenoglicol e glicerol. O metanol foi descartado devido à sua toxicidade, facilidade de inflamação e corrosividade, assim como o etanol. O etilenoglicol possui propriedades físico-químicas que o tornam amplamente utilizado como aditivo em processos de refrigeração e arrefecimento. Embora o etilenoglicol puro seja tóxico, quando misturado com água em concentrações inferiores a 30%, é considerado atóxico. Uma alternativa é o propilenoglicol que não é tóxico e está a ser cada vez mais utilizado como aditivo em processos industriais, substituindo, em alguns casos, o etilenoglicol.

O glicol é conhecido pelas suas propriedades como anticongelante, e, por isso está a ser considerado para uso industriais, devido à sua não toxicidade, alta efetividade química na ligação com moléculas de água e disponibilidade abundante no mercado. O glicerol é um subproduto da fabricação de biodiesel e o seu excesso tem gerado preocupações ambientais e econômicas.

As concentrações em massa dos álcoois analisados nas soluções variam entre 20% e 50%. Estes valores são escolhidos de acordo com as especificações de uso para fluidos secundários.

2.3.6. Aplicações com NH_3

Apesar dos desafios relacionados ao custo de instalação, inflamabilidade e toxicidade, o amoníaco continua a ser a escolha preferida como fluido frigorígeno em grandes aplicações industriais. A sua notável eficiência de operação em diversas condições, inclui desde congeladores a $-40^\circ C$ até bombas de calor a $+90^\circ C$, que é um fator crucial para o êxito do seu uso, além da durabilidade das instalações, geralmente superiores a 20 anos.

A evolução das soluções de grupos frigoríficos de amoníaco em *chillers* desempenhou um papel fundamental na redução dos custos por quilowatt (kW), ao minimizar as despesas associadas à instalação do equipamento no local. O sistema completo é pré-fabricado na fábrica, posto em operação e enviado para o local já pré-carregado. Uma vez instalado, as tarefas no local são simplificadas para a conexão das tubagens secundárias e da fonte de alimentação.

A abordagem em *chillers* também resultou numa redução na carga de fluido frigorígeno e minimizou o potencial de vazamento. Os conjuntos de grupos frigoríficos, que operam com

fluidos secundários como glicol e salmoura, tanto arrefecidos a ar quanto a água, conseguiram diminuir a carga de fluido frigorífero para menos de 0,1 kg/kW. Essa característica garantiu a sua aplicação em projetos industriais de menor escala e em novas áreas de atuação, como AVAC e sistemas de aquecimento urbano.

Contudo, a utilização do amoníaco em pequenas aplicações industriais ainda enfrenta desafios significativos relacionados ao custo do equipamento e da instalação. A diferença de preço por quilograma entre os novos fluidos refrigerantes, juntamente com a procura de níveis semelhantes de ventilação e detecção de gás, provavelmente diminuirá, o que pode resultar no aumento do uso do amoníaco em aplicações menores no futuro (Dr R. A. Lamb, 2016).

Revisão Bibliográfica

3. Sistema a CO₂ transcrito – Primeiro caso de estudo

3.1. Apresentação da loja

Neste capítulo é apresentado o sistema de refrigeração incorporado num supermercado localizado em Gondomar, no distrito do Porto. Dado que é uma instalação já existente será possível apresentar dados reais relativamente à temperatura ambiente, às capacidades frigoríficas, ao consumo energético, entre outros. No final desta secção deverão ser conhecidos todos os consumidores da instalação (tipo e potência frigorífica).

O supermercado em análise é constituído por dois pisos sendo caracterizado por:

- Piso 0

O nível térreo compreende uma área destinada à venda ao público, com aproximadamente 1155,6 m², onde estão localizados os expositores com produtos para venda, bem como uma área designada para as refeições dos clientes, com mesas disponíveis. A Figura 28 mostra a disposição deste piso.



Figura 28-Disposição do Piso 0 do Caso de Estudo

Primeiro caso de estudo

- Piso 1

O piso 1 é constituído pela casa das máquinas que se encontra num espaço fechado, onde será instalado a central frigorífica, como se pode ver na Figura 29.

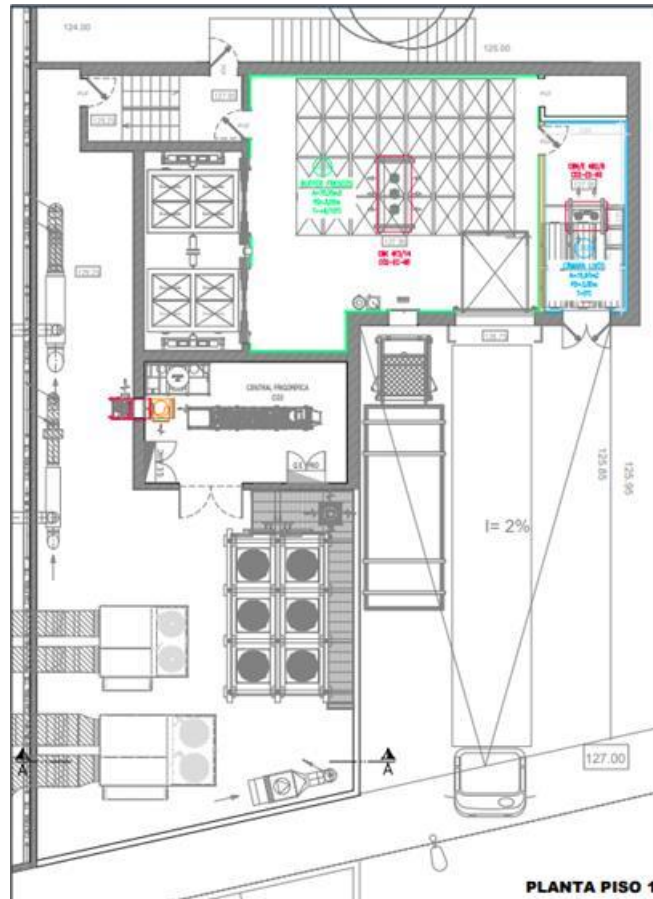


Figura 29-Disposição do Piso 1 do Caso de Estudo

A instalação frigorífica comercial apresenta especificações distintas para câmaras frigoríficas de congelados e de refrigerados. Dentro das câmaras de refrigerados, as especificações variam de acordo com o tipo de produto que está a ser armazenado, como peixe, produtos de padaria, apoio ao talho, entre outros.

3.2. Instalação frigorífica com CO₂ Transcrítico

A instalação frigorífica deste supermercado opera segundo um ciclo *booster* a CO₂ transcrito, ciclo esse que será explicado em detalhe de seguida. O horário de funcionamento deste estabelecimento é das 8h às 21h durante 7 dias por semana. A temperatura exterior máxima de projeto considerada é de 40°C.

A aplicação de um sistema de refrigeração direto para os consumidores, utilizando dióxido de carbono como fluido frigorígeno, é impulsionado por diversos fatores. Estes incluem a obtenção de uma maior uniformidade de temperaturas nas câmaras frigoríficas de refrigerados

e congelados, salas climatizadas e expositores de refrigerados e congelados. Além disso, a escolha desse sistema é motivada pela ausência de gases fluorados com potencial de aquecimento global elevado na instalação, pelo uso de diâmetros de tubagem inferiores em comparação com tubagens para HFC, pelo alto nível de segurança, reduzido impacto ambiental e elevada eficiência energética.

Outros benefícios incluem o elevado potencial de aproveitamento de calor devido à elevada temperatura de descarga e a maior eficiência da instalação. Isso traduz-se em dimensões reduzidas de compressores em comparação com outras instalações de refrigeração.

Os sistemas de refrigeração para circuitos de refrigerados, climatizados e congelados serão implementados com uma configuração de expansão direta de dióxido de carbono, operando por uma central em regime transcrito. Para as câmaras frigoríficas de refrigerados e as salas climatizadas, foi selecionada uma abordagem de instalação com circulação forçada de ar, exceto no caso da câmara frigorífica de peixe, onde a configuração será estática. Já para as câmaras frigoríficas de congelados, optou-se por uma instalação com circulação forçada de ar, e a descongelação dos evaporadores será realizada por meio de resistências elétricas.

As condições de funcionamento para o sistema a CO₂ transcrito consideradas são:

Temperatura de evaporação para postos de 0/4°C..... Refrigerados..... –8°C

Temperatura de evaporação para postos de 8°C.....Espaços Climatizados..... –8°C

Temperatura de evaporação para postos de -20°C..... Congelados –35°C

Devido à maior eficiência na instalação, foi decidido utilizar um sistema *booster* com compressão paralela. A opção pelo sistema *booster* simples foi descartada devido à previsão de uma temperatura exterior máxima de 40°C no projeto, tornando esse sistema inadequado para essas condições. Além disso, o sistema de *booster* com multi-injetor foi descartado devido à sua maior complexidade e ao aumento dos custos de instalação associados ao uso de injetor. Assim, o sistema escolhido, como dito anteriormente, é o sistema *booster* com compressão paralela.

A Figura 30 representa um esquema de um sistema a CO₂ transcrito com compressão paralela, conforme utilizado na instalação deste estudo, tal como pode ser observado, o fluido entra nos evaporadores de média temperatura a –8°C e nos de baixa temperatura a –35°C. A Figura 31 mostra o diagrama de Mollier deste mesmo sistema.

Primeiro caso de estudo

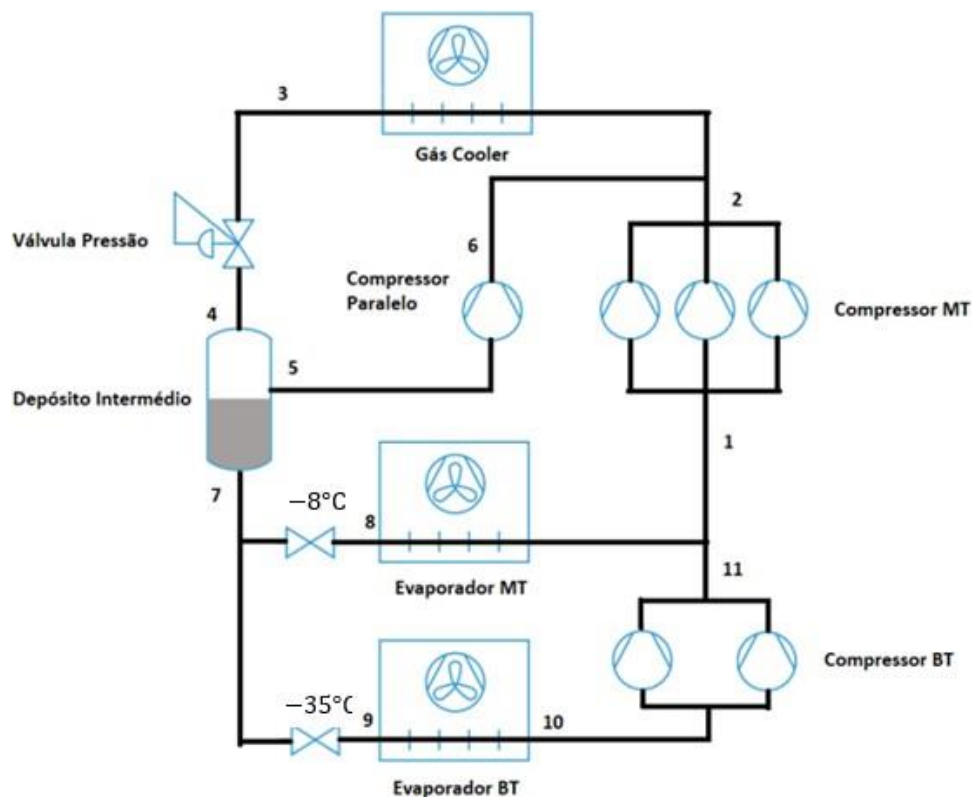


Figura 30- Sistema a CO_2 Transcrítico com Compressão Paralela (adaptado de Chasserot, 2020)

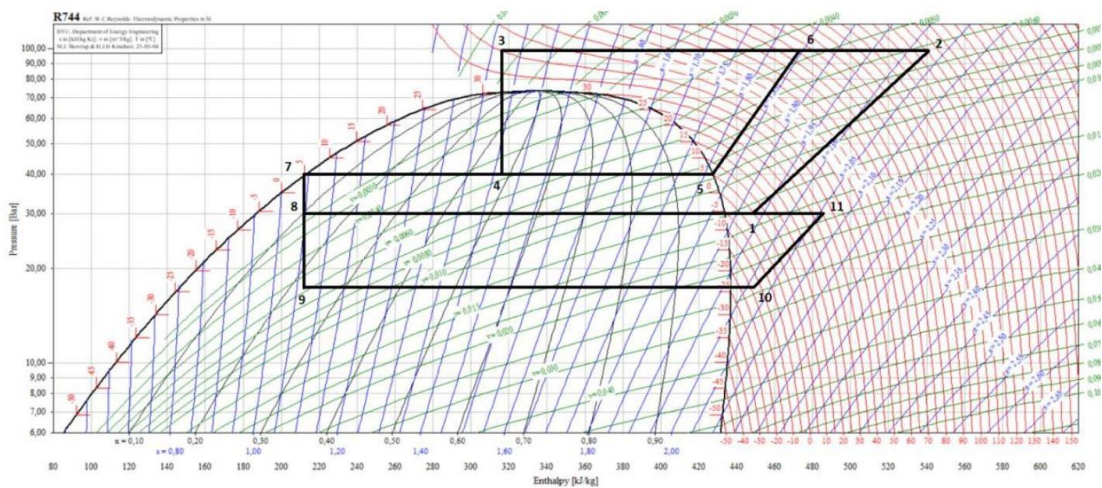


Figura 31- Diagrama de Mollier do Sistema CO_2 Transcrítico com Compressão Paralela (adaptado de Chasserot, 2020)

3.3. Necessidades frigoríficas

As necessidades frigoríficas da loja em estudo, como dito anteriormente, são dados reais que a empresa EPTA forneceu, apresentadas no Anexo A, e, após a soma de todas as necessidades para cada regime tem-se que para o regime de refrigerados é aproximadamente 120 kW (MT- Média Temperatura) e 17,20 kW para o regime de congelados (BT- Baixa Temperatura). No

regime de refrigerados estão incluídas nove câmaras de refrigerados, nove espaços climatizados (salas e corredores) e dezoito expositores (mural, semi-mural e vitrines). No que diz respeito ao regime de congelados estão incluídas duas câmaras de congelados, dois expositores e uma máquina de gelo.

Na Figura 32 está um exemplo de um expositor de refrigerados **remoto** e um de congelados **autónomo**, respetivamente e é possível ver dois tipos de controladores diferentes. No Anexo A está discriminado os expositores que são remotos e autónomos. Estes dois tipos de expositores têm diferentes características, por um lado o autónomo tem o circuito frigorífico incorporado e como tal apenas necessita de ser alimentado eletricamente o que torna a sua instalação mais prática, por outro lado o condensador liberta calor que interfere com a temperatura interior do espaço.



Figura 32-(a) Expositor em mural de refrigerados remoto; (b) Expositor numa arca de congelados autónomo

As necessidades das potências frigoríficas por cada tipo de equipamento são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4- Necessidades frigoríficas do supermercado

Tipo de Equipamento	Temperatura	Quantidade	Capacidade de refrigeração [kW]
Câmaras de refrigerados	MT	9	31,00
Expositores de refrigerados	MT	18	35,58
Espaços climatizados	MT	9	52,91
Total			119,49
Câmaras de congelados	BT	2	9,24
Expositores de congelados	BT	2	5,50
Máquinas de gelo	BT	1	2,46
Total		41	17,20
Total			136,69

As necessidades, dimensões e condições de funcionamento de cada componente da instalação podem ser consultadas no Anexo B.

Com o objetivo de obter uma melhor compreensão e visualização das necessidades de refrigeração referidas na Tabela 4, a Figura 33 apresenta a distribuição espacial destas necessidades em toda a loja.

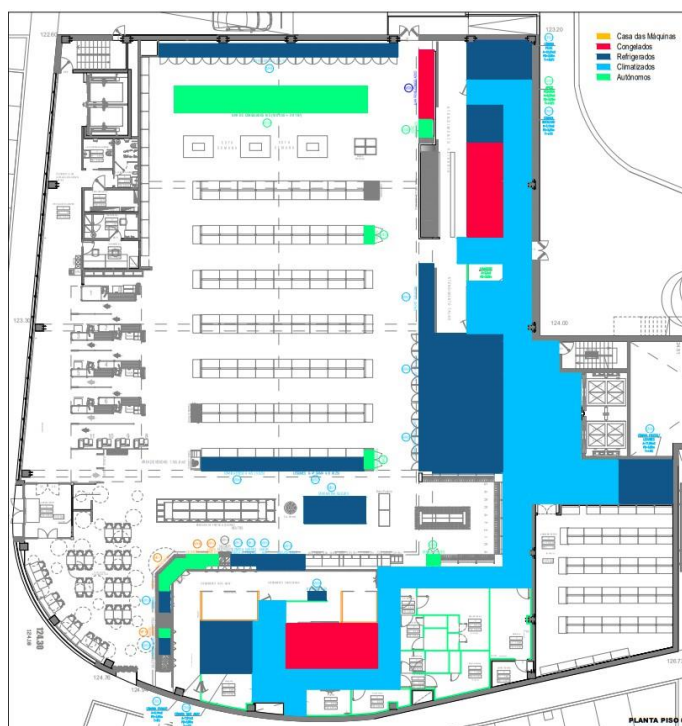


Figura 33-Distribuição espacial das necessidades de refrigeração na loja

Pela análise da tabela e da figura podem-se tirar algumas conclusões interessantes. Nesta loja as necessidades de MT, que trabalham a 4°C, representam cerca de 88% das necessidades totais e as de BT, que trabalham a -20°C, representam cerca de 12%.

3.4. Componentes da instalação

O sistema instalado nesta loja opera com um ciclo *booster* de CO₂ transcrito.

Os sistemas de refrigeração para circuitos de refrigerados, climatizados e congelados serão implementados com uma configuração de expansão direta de dióxido de carbono, operando por uma central em regime transcrito. Para as câmaras frigoríficas de refrigerados e as salas climatizadas, foi selecionada uma abordagem de instalação com circulação forçada de ar, exceto no caso da câmara frigorífica de peixe, onde a configuração será estática. Já para as câmaras frigoríficas de congelados, optou-se por uma instalação com circulação forçada de ar, e a descongelação dos evaporadores será realizada por meio de resistências elétricas.

3.4.1. Central da instalação

A instalação de refrigeração é alimentada por uma central frigorífica composta por três conjuntos de compressores semi-herméticos de pistão, em paralelo entre si. A Figura 34 mostra a central a CO₂ do supermercado em estudo.



Figura 34- Central frigorífica instalada na loja

Os compressores de baixa pressão (BT) comprimem o fluido de trabalho proveniente das câmaras de congelados até uma pressão média, fornecendo-o aos compressores de média pressão (MT). A Tabela 5 apresenta os tipos e quantidade de compressores disponíveis na instalação.

Tabela 5- Compressores da central frigorífica

Central a CO ₂					
Estágio	Quantidade	Compressor	Preço [€]	P. Elétrica [kW]	Marca
Baixa Temperatura	1	2GSL-3K	225 171,70	3,05	Bitzer
	1	2GSL-3K		2,07	
Média Temperatura	1	4GTEU-30LK		25,70	
	2	4HTEU-20LK		14,32	
Paralelo	1	4GTEU-30LK		27,70	

Como se verifica na Tabela 5 existe um total de 6 compressores na central frigorífica. Incluindo 2 de baixa temperatura (BT), 3 de média temperatura (MT) e 1 em paralelo de pressão intermédia (IT), a adição destes compressores em paralelo garantem uma elevada eficiência ao sistema durante o funcionamento no verão, bem como a operação de inverno com recuperação de calor. Na Figura 35 está apresentado os dois compressores alternativos semi-herméticos de baixa temperatura da Bitzer.

As especificações técnicas consideradas no caderno de encargos relativas à central estão apresentadas no Anexo C.



Figura 35-Compressores semi-herméticos de Baixa Temperatura da Bitzer, utilizados na instalação em estudo

3.4.2. Compressores MT e BT

Os compressores MT têm a função de aspirar o fluido proveniente dos consumidores de refrigerados e aumentar a sua pressão até à pressão do *gas cooler*. Nesta instalação existem 3 compressores de MT, sendo que 1 deles possui um inversor de frequência, permitindo variar a sua capacidade de refrigeração mediante as necessidades.

No estágio de baixas temperaturas, existem 2 compressores BT, sendo que um deles está equipado com um inversor de frequência.

Inversor de frequência

Um inversor de frequência permite de forma inteligente fazer um controlo mais ajustado, simples e seguro da capacidade do compressor, variando a frequência de alimentação do motor elétrico do mesmo, conforme as necessidades de refrigeração. Nesta instalação existem 3 inversores de frequência para cada compressor em cada estágio, a Figura 36 mostra um inversor de frequência de um dos compressores de baixa temperatura da marca Danfoss.



Figura 36-Inversor de frequência de um dos compressores de Baixa Temperatura da Danfoss

3.4.3. Compressores paralelo

Concluída a análise dos compressores MT e BT, é também importante examinar o desempenho do compressor em paralelo.

A função deste compressor é aspirar o fluido do depósito diretamente para a entrada do *gas cooler*. Além disso, é instalada uma válvula denominada *flahs gas* em paralelo com este compressor. Em dias de temperatura ambiente mais elevada, a temperatura do fluido no *gas cooler* é também superior. Portanto, quanto maior for essa temperatura, após a expansão na válvula de alta pressão, atingiremos um ponto no diagrama p-h em que o título do fluido será mais alto, aumentando a quantidade de gás no depósito e diminuindo o nível de líquido.

Primeiro caso de estudo

A Figura 37 mostra parte do ciclo a CO_2 transcrito no diagrama p-h.

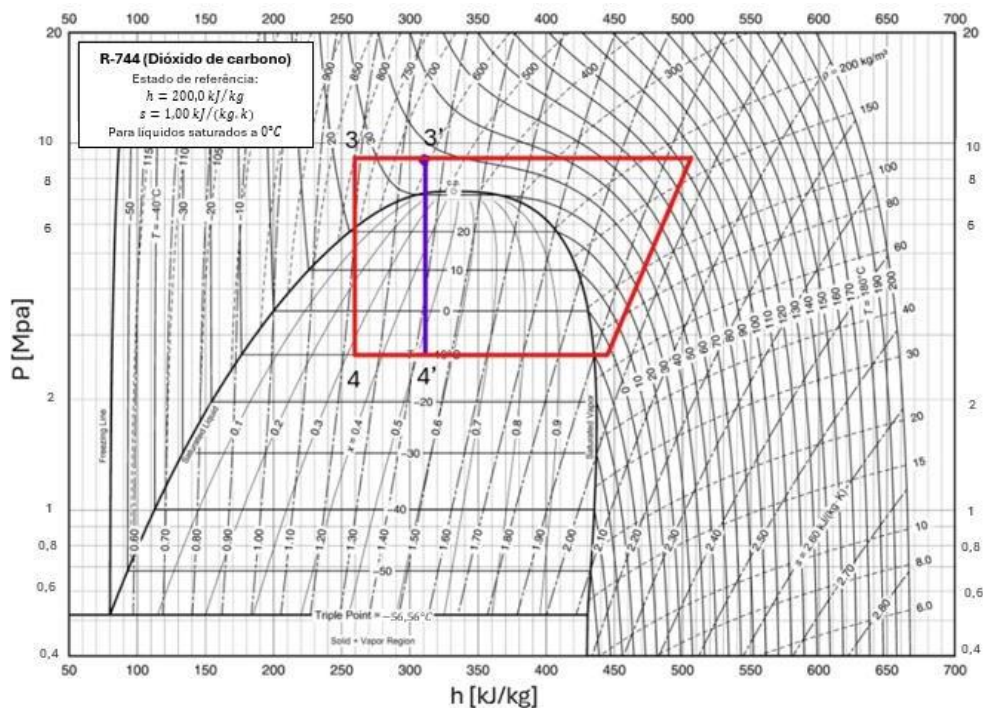


Figura 37-Diagrama p-h com parte de um ciclo a CO_2 transcrito (James, 2012)

Como pode ser observado no diagrama Figura 37, para uma temperatura de saída do *gas cooler* no ponto 3', após a expansão, o título será maior em comparação com a situação no ponto 3. Quando isso ocorre, a primeira ação a ser tomada é abrir a válvula *flash gas* para retirar o gás do depósito e direcioná-lo para a aspiração dos compressores MT. No entanto, a partir de um certo ponto, a abertura excessiva dessa válvula pode sobrecarregar os compressores MT, aumentando o seu consumo de energia.

Por essa razão, o compressor em paralelo desempenha um papel crucial nessas situações. Para aliviar a carga e reduzir o consumo dos compressores MT, é mais vantajoso acionar o compressor em paralelo, direcionando o fluido diretamente para a entrada do *gas cooler*. Uma vez estabilizado, a válvula *flash gas* pode ser fechada.

3.4.4. Evaporadores

Nesta instalação estão instalados 20 evaporadores, dos quais 9 pertencem às câmaras de refrigerados, 9 às salas climatizadas e 2 às câmaras de congelados.

Para temperaturas mais baixas, estes equipamentos possuem descongelamento elétrico enquanto no caso de temperaturas mais altas a descongelamento é natural, este procedimento ocorre em média de 6h em 6h. No caso de temperaturas negativas ou próximas de 0°C , com a descongelamento natural (apenas ventiladores ligados e válvula do frio fechada) não é possível descongelar o evaporador eficientemente pois a temperatura do ar que atravessa o evaporador é demasiado baixa. Para contornar estas situações recorreremos à descongelamento por resistências elétricas. A Figura 38 apresenta dois dos evaporadores da instalação em diferentes espaços.



Figura 38- (a) Evaporador da câmara de congelados; (b) Evaporador de um corredor climatizado

3.4.5. Condensadores/*Gas cooler*

O ponto crítico do R744, mais conhecido como CO_2 , é de $31,3^\circ\text{C}$. Considerando as temperaturas típicas durante o verão na região, o sistema frequentemente opera acima desse limite, o que caracteriza a sua operação como transcítica.

Nesta área do diagrama p-h do dióxido de carbono, não ocorre condensação, apenas o arrefecimento do gás. Por isso, os equipamentos responsáveis pela dissipação de calor para a fonte quente são chamados de *gas cooler*. Na Figura 39 pode-se ver o *gas cooler* da instalação da loja em estudo.



Figura 39- *Gas cooler* da instalação

As características deste equipamento podem ser consultadas na Tabela 6.

Tabela 6- Especificações do *gas cooler* da instalação

Temperatura de entrada do ar	40°C
Temperatura de entrada de gás	116,1°C
Temperatura de saída de gás	41°C
Capacidade Frigorífica total	245 kW
Quantidade de ventiladores EC	6
Modelo Previsto	GCM-ACJD/EA 691/1070 MR CE
Ruído	30 dB a 10m de distância
Preço	61 719,20 €

3.4.6. Equipamentos secundários e outros acessórios

1) Depósito Intermédio

O depósito intermédio tem a função de receber o vapor húmido que vem da válvula transcítica. Dentro dele, ocorre a formação de vapor e líquido saturado, onde o líquido é armazenado e posteriormente enviado aos postos frigoríficos através da linha de líquido. Além disso, o depósito serve como reservatório para o fluido frigorígeno nos momentos em que a instalação necessita de menos caudal de funcionamento. Deve ser instalada uma válvula de segurança para evitar que o fluido fique preso em situações de aumento de pressão.

A Figura 40 mostra o depósito intermédio usado na instalação.



Figura 40- Depósito intermédio usado na instalação

2) Permutador de calor de AQS

Nesta instalação, o objetivo do permutador de calor de AQS (Água quente sanitária) é aproveitar as altas temperaturas do dióxido de carbono, quando sai do da descarga em direção ao *gas cooler*, para aquecer a água, que será utilizada nas casas de banho do supermercado, por exemplo nos chuveiros. A temperatura de entrada na água é de 30°C e sai a 80°C.

A Figura 41 mostra o permutador de placas na linha de compressão dos compressores instalado.



Figura 41- Permutador da instalação

3) Válvulas

A instalação irá conter vários tipos de válvulas com pressões de trabalho mínima, segue a Tabela 7, que apresenta esses dados.

Tabela 7- Válvulas da instalação

	Pressão nominal [bar]
Válvulas de expansão eletrónica	PN 90
Válvulas de corte	PN 90
Válvulas de retenção	PN 90
Sensores de pressão	PN 100

4) Filtro secador

Os filtros de secador estarão presentes em todos os consumidores, para uma pressão de 60 bar, modelo DMT da marca Danfoss, ou equivalente. A Figura 42 mostra o filtro secador utilizado.



Figura 42- Filtro secador DMT

5) Controladores

Os controladores dos expositores de refrigerados serão da marca Danfoss, modelo AK-CC 55 colocados em todos os módulos e os das câmaras frigoríficas de refrigerados e de congelados e salas climatizadas são da mesma marca, mas modelos AK-CC 55 *Single Coil*.

Os controladores serão programados para regular a temperaturas, descongelações, iluminação das prateleiras, ventilador dia/noite, cortinas noturnas e alarmes.

A Figura 43 mostra o exemplo de um desenho de um controlador AK-CC 55 que receberá informação de 5 sondas de temperatura (S_2 , S_3 , S_4 , S_5 e S_6).

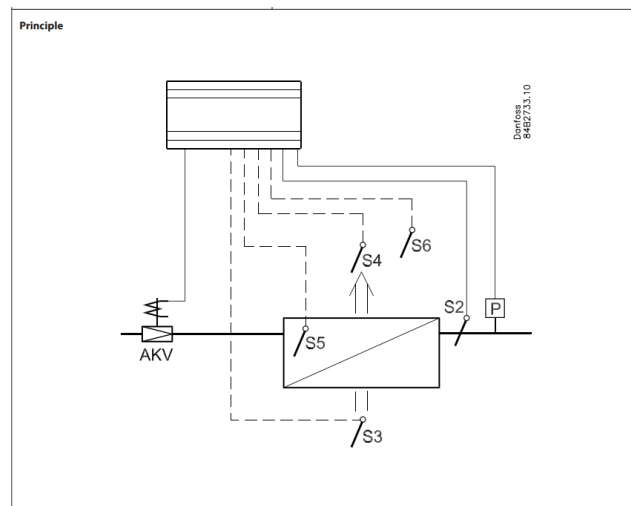


Figura 43- Controlador AK-CC 55

3.5. Tubagem, isolamento e acessórios

A tubagem da instalação serve para fazer a ligação entre os equipamentos da instalação, fazendo com que o fluido frigorígeno, neste primeiro caso o dióxido de carbono, chegue aos postos da loja.

A tubagem para a instalação do primeiro caso de estudo, que envolve um sistema transcrito centralizado a dióxido de carbono, uma vez que é projetado para conectar e operar todos os equipamentos a partir de um único local, especificamente na casa das máquinas os diâmetros desta tubagem têm de ser suficientes para elevadas potências.

Obter as medidas das tubagens e o respetivo preço para esta primeira instalação não apresentou dificuldades, já que essas informações, juntamente com as necessidades frigoríficas, foram-nos fornecidas, dado que se trata de um caso real com dados concretos.

Por outro lado, a instalação do segundo caso de estudo será mais complexa, devido à escassez de dados disponíveis e à necessidade de os calcular, mas isso será abordado no capítulo 4.3 Tubagem e isolamento.

Neste caso, a tubagem para as câmaras frigoríficas, para os circuitos das máquinas de gelo, para a central de refrigerados e a sua interligação ao *gas cooler* será em cobre desidratado K65, sem costura e própria para refrigeração, com pendentes nas linhas de aspiração no sentido da casa das máquinas.

Para a instalação frigorífica da loja, entre o depósito de líquido e a aspiração da central de refrigerados, incluindo os consumidores, é necessário propor uma tubagem capaz de suportar pressões internas acima de 60bar. Já para o circuito entre a descarga dos compressores MT e o depósito de líquido, é necessário propor uma tubulação que possa suportar pressões internas acima de 130bar.

O custo da tubagem para esta instalação será de 43 417,13 €, valor necessário para a análise económica.

As características da tubagem e do isolamento deste sistema estão apresentadas no Anexo D tal como um desenho das tubagens no supermercado.

Esta instalação também inclui outros componentes como: válvula de expansão eletrónica, válvula de corte, válvulas de retenção, filtros secadores, sensores de pressão, sondas de temperatura, entre outros.

3.6. Carga de fluido

A instalação deste primeiro caso de estudo utilizará exclusivamente o dióxido de carbono como fluido frigorígeno. A determinação da carga de fluido foi realizada de forma simples, após definir alguns critérios, como as necessidades frigoríficas do sistema, que foram previamente facultadas, e o coeficiente retirado do catálogo da Centauro, com o conhecimento que foi implementado um sistema *booster* transcrito, conseguiu-se a carga deste fluido em

quilogramas através da multiplicação destes valores. A Tabela 8 apresenta os valores destes parâmetros e o Anexo E mostra os possíveis valores do coeficiente.

Tabela 8- Carga de dióxido de carbono

Necessidades frigoríficas	136,69 kW
Coeficiente	2,3 kg/kW
Carga de CO₂	314,387 kg

Assim, tem-se que a carga de dióxido de carbono é de 314,387 kg.

Outro parâmetro que tem de ser calculado é o custo deste fluido, sabendo que cada garrafa contém 37,5 kg de dióxido de carbono (Konstantinos M. Tsamos, 2016), e precisamos de 314,387 kg, é fácil de definir que serão precisas 9 garrafas deste fluido. Posto isto, o custo do fluido frigorígeno será um total de 1 988,55€.

3.7. Manutenção

Uma correta manutenção é um fator-chave para uma maior durabilidade e fiabilidade do equipamento, garantindo uma melhor eficiência energética, e ao mesmo tempo, as condições de segurança recomendadas pelo fabricante.

Está incluída a reparação ou substituição de todo e qualquer equipamento com defeito, e a recarga do fluido frigorígeno em caso de eventuais fugas, bem como dos restantes consumíveis necessários ao bom funcionamento da instalação frigorífica, nomeadamente a troca de óleo e filtros e verificação e ajustes dos parâmetros dos equipamentos, segundo as prescrições e as boas práticas recomendadas pelos fabricantes.

De seguida são enumeradas algumas medidas de manutenção dos principais equipamentos da primeira instalação, realizadas em diferentes intervalos de tempo. Vale destacar que, em muitos casos, a manutenção requer o envio de um relatório detalhado, acompanhado das fichas técnicas recomendadas pelo fabricante. No entanto, o Anexo F fornece uma descrição mais específica da manutenção preventiva de um sistema a dióxido de carbono.

– **Máquina de gelo:**

- Manutenção e conservação do motor, rolamento e polias de correia;
- Verificação do nível de óleo na engrenagem e no rolamento axial.
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo;
- Inspeção e limpeza do sifão, na tubagem de esgoto da máquina

– **Grupos de compressores de CO₂:**

- Verificar nível de óleo, se aplicável;
- Verificar nível de humidade no circuito;
- Verificar nível de refrigerante no depósito de líquido.

- Verificar as temperaturas e as pressões de funcionamento;
 - Verificar a presença de ar ou outros gases incondensáveis, no interior da instalação mecânica e proceder à sua purga;
 - Controlo dos ciclos de descongelação dos postos, e sua afinação se necessário
 - Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas
- **Gas cooler**
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas
- **Evaporadores**
- Verificar o estado da estrutura, e da caixa metálica envolvente da bateria do evaporador, assim como o tabuleiro de recolha da água de descongelação;
 - Verificar os suportes de fixação do evaporador;
 - Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo.
- **Expositores**
- Verificar eventuais condensações nas superfícies vidradas exteriores dos expositores,
 - Verificar o bom funcionamento dos ventiladores, responsáveis pela cortina de ar frio, dos expositores;
- **Equipamentos elétricos**
- Verificar todos os circuitos de proteção diferencial;
 - Verificar o estado de todos os interruptores e seccionadores;
 - Verificar o funcionamento da ventilação de arrefecimento dos Quadros Elétricos dos Postos, e da Central de CO₂;
 - Inspeção e limpeza exterior e interior, dos principais quadros, e equipamentos elétricos
- **Tubagem**
- Verificação geral do estado dos isolamentos térmicos das tubagens;
 - Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo.

3.8. Consumo e potência elétrica

Numa instalação de refrigeração comercial, uma grande parte do consumo elétrico da loja provém da casa de máquinas, muito devido aos compressores. A Figura 44 mostra o painel que indica a energia da rede geral, onde estão incluídos todos os equipamentos de frio, e a energia da central de frio responsável pelos 6 compressores bem como o *gas cooler*.



Figura 44-Painel com a energia da rede geral e da central frigorífica

A figura mostra o consumo elétrico desde a instalação do sistema, fevereiro de 2023, até ao dia em que a fotografia foi tirada, agosto de 2024, ou seja, aproximadamente 18 meses, e visto que o número de horas de funcionamento do sistema num ano é de 6003h tem-se o consumo elétrico anual, tanto da rede geral como da central (6 compressores + *gas cooler*). Outro dado que é fácil de obter é o consumo dos dois regimes, congelados e refrigerados, que inclui câmaras e expositores, pois resulta na subtração da rede geral e da central. A Tabela 9 apresenta os consumos energéticos aproximados uma vez que o consumo ao longo do ano não é constante.

Tabela 9- Consumos elétricos

	Consumo energético nos 18 meses	Consumo energético anual
Central	309 066,1 kW. h	206 044,0 kW. h
Regimes	143 090,9 kW. h	95 393,9 kW. h
Rede geral	452 157,0 kW. h	301 438 kW. h

Também é importante de referir que com o valor da energia da rede geral, 452 157,0 kW. h, e o valor da energia da central a frio, 309 066,1kW. h, conclui-se que a energia consumida pelos 6 compressores e pelo *gas cooler* representam aproximadamente 68% da energia total

consumida pela instalação, e os outros 22%, 143 090,9 kW.h, a energia consumida pelas câmaras, evaporadores, expositores e máquina de gelo.

A Figura 45 mostra um gráfico circular que ajuda a perceber esta discrepância entre os diferentes componentes da instalação.

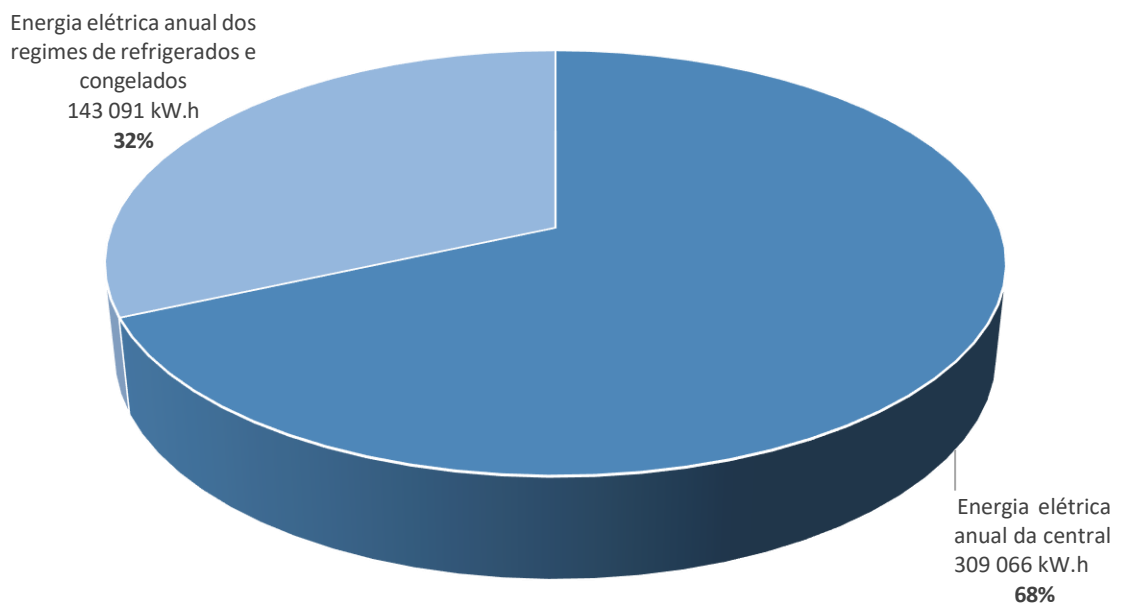


Figura 45- Gráfico circular com a energia elétrica da central e dos regimes de refrigerados e congelados

Posto isto, conclui-se que realmente a presença de vários compressores e do *gas cooler* vai consumir valores elevados de energia elétrica.

Primeiro caso de estudo

4. Sistema a NH₃/Água glicolada - Segundo caso de estudo

Neste segundo caso de estudo irá ser analisado, no mesmo supermercado, a instalação de um sistema de refrigeração diferente.

4.1. Instalação frigorífica do segundo caso de estudo

Nesta instalação irão existir dois tipos de regimes, um que trabalha a temperaturas positivas, o regime de refrigerados e outro que trabalha a temperaturas negativas, o regime de congelados. Devido à discrepância de temperaturas entre estes dois regimes e de maneira a obter uma maior eficiência energética decidiu-se optar por invés de ter um *chiller* a amoníaco e água glicolada responsável pela refrigeração da instalação toda decidiu-se optar por adicionar unidades condensadoras a dióxido de carbono só para o regime de congelados. Esta escolha deve-se maioritariamente a dois fatores. Por um lado, o dióxido de carbono como fluido frigorígeno consegue atingir valores de temperatura muito reduzidos que facilita o processo de refrigeração em espaços de refrigeração que possuem temperaturas negativas. Por outro lado, o modo de funcionamento de um *chiller* a amoníaco combinado com água glicolada perde eficiência no processo de transferência de temperatura uma vez que este componente começa por arrefecer a água glicolada através do amoníaco e então arrefece o espaço a ser refrigerado, tornando essa abordagem menos eficiente devido ao processo de transferência de calor entre dois fluidos.

Assim, no regime de refrigerados, existirá um ***chiller* a NH₃/Água Glicolada**, nomeadamente nas vinte câmaras de refrigerados, em doze dos expositores de refrigerados e nas nove salas e corredores climatizados.

O regime de congelados utilizará **duas unidades condensadoras a CO₂ transcrito**, uma que vai trabalhar nas duas câmaras de congelados e num só expositor de congelados (visto que o outro é autónomo) e outra na máquina de gelo.

As razões para estas escolhas serão esclarecidas no subcapítulo 4.2-Componentes da instalação.

Em relação ao sistema NH₃/Água Glicolada é o amoníaco que vai ser o fluido no circuito primário e a água glicolada passará pelo circuito secundário. É fundamental que o amoníaco

Segundo caso de estudo

seja mantido confinado no circuito primário da central para evitar vazamentos que possam comprometer a segurança das pessoas e dos produtos alimentares para a venda.

O circuito secundário é constituído pelos frígodifusores de média temperatura (MT), por duas bombas responsáveis pela circulação da água glicolada e por dois permutadores.

As condições de funcionamento para este segundo caso de estudo são iguais às do primeiros uma vez que a instalação está na mesma loja e as necessidades frigoríficas são as mesmas.

Temperatura de permuta para postos de 0/4°C..... Refrigerados..... -8°C

Temperatura de permuta para postos de 8°/12°C..... Espaços climatizados -8°C

Temperatura de permuta para postos de -20°C.....Congelados -35°C

4.2. Componentes da instalação

4.2.1. *Chiller* a amoníaco para o regime de positivos

O *chiller* a amoníaco será usado no regime de refrigerados:

- 9 câmaras de refrigerados;
- 9 espaços climatizados;
- 18 expositores.

A água glicolada será o fluido secundário deste sistema e, como visto no Capítulo 2.3.5, a concentração em massa de glicol na água pode variar entre 20% e 50%, este valor é escolhido avaliando as propriedades termofísicas do fluido tendo em consideração parâmetros como o seu ponto de fusão, massa específica, calor específico e condutibilidade térmica. Portanto o nível de concentração será escolhido após a análise destas características para diferentes concentrações.

O glicol merece destaque visto que atua como um anticongelante, não é tóxico e tem uma alta disponibilidade no mercado.

Posto isto, serão comparadas as diferentes propriedades para uma solução de água glicolada com diferentes concentrações de glicol e água pura, descritos na Tabela 10.

Tabela 10- Propriedades do Propileno Glicol "MPG COOLANT NSF HT1"

Concentração de Glicol	30%	35%	40%	45%	50%	55%
Ponto de Congelamento ($^{\circ}C$)	-12	-15	-18	-23	-28	-33
Massa volúmica (kg/m^3)	1020	1025	1030	1035	1040	1045
Calor Específico ($KJ/kg.K$)	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4
Condutibilidade Térmica ($W/m.K$)	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38	0,36
Viscosidade Dinâmica (mPa/s)	3,9	4,7	5,8	6,8	8,0	9,3
Viscosidade Cinemática (m^2/s)	3,3	4,0	4,9	5,8	6,9	8,1

As câmaras de refrigerados trabalham entre $0^{\circ}C$ e $4^{\circ}C$ portanto seria necessário que a água glicolada estivesse a passar pelo circuito aproximadamente a $-8^{\circ}C$, assim e segundo os dados da tabela acima, para a circulação de propileno glicol seria necessário uma concentração de 30% de glicol visto que o seu ponto de congelação é de $-12^{\circ}C$, este valor tem de ser inferior ao valor da temperatura a que está o fluido frigorígeno para evitar que este congele e traga danos irreversíveis à instalação.

Por outro lado, o ponto de congelamento não poderia ser muito inferior pois levaria a um aumento na concentração de glicol e por conseguintes valores de algumas propriedades no fluido secundário não seriam muito vantajosas para o sistema de refrigeração, como por exemplo um valor considerável da viscosidade dinâmica que levaria a uma maior resistência do fluido ao escoamento. Na verdade, pretende-se que o fluido tenha baixa viscosidade, o que resulta numa baixa perda de pressão e, consequentemente, uma baixa potência de bombeamento.

Posto isto, e como referido anteriormente, este fluido só irá funcionar no circuito das câmaras e expositores de refrigerados e nas salas e corredores climatizados, e, visto que a temperatura necessária será de $4^{\circ}C$ implicará um volume de glicol de 30%.

A água glicolada será responsável por refrigerar as câmaras de refrigerados e espaços climatizados e como visto anteriormente terá de circular no circuito secundário até chegar aos frigidifusores a uma temperatura de aproximadamente de $-8^{\circ}C$, ou seja, será a temperatura a que sai do permutador em ambos os circuitos.

Segundo caso de estudo

Assim para a escolha do *chiller* foi necessário definir certos parâmetros que estão presentes na Tabela 11, nomeadamente o volume de glicol escolhido, a temperatura ambiente considerada, a potência frigorífica e alguns valores de temperatura a que os fluidos vão estar sujeitos em determinadas etapas do processo para conseguirem atingir as necessidades frigoríficas dos espaços.

Volume de Glicol	30%
Temperatura ambiente	35°C
Temperatura da água a entrar no permutador	-8°C
Temperatura da água a sair do permutador	-4°C
Temperatura à entrada do condensador	65°C

A Figura 46 mostra o esquema de princípio do *chiller* para esta instalação, com os componentes mais importantes e valores das temperaturas em determinadas etapas, nomeadamente -8°C , à saída do permutador em direção aos frigodifusores de média temperatura. Outra nota a considerar é o facto deste sistema possuir dois circuitos independentes.

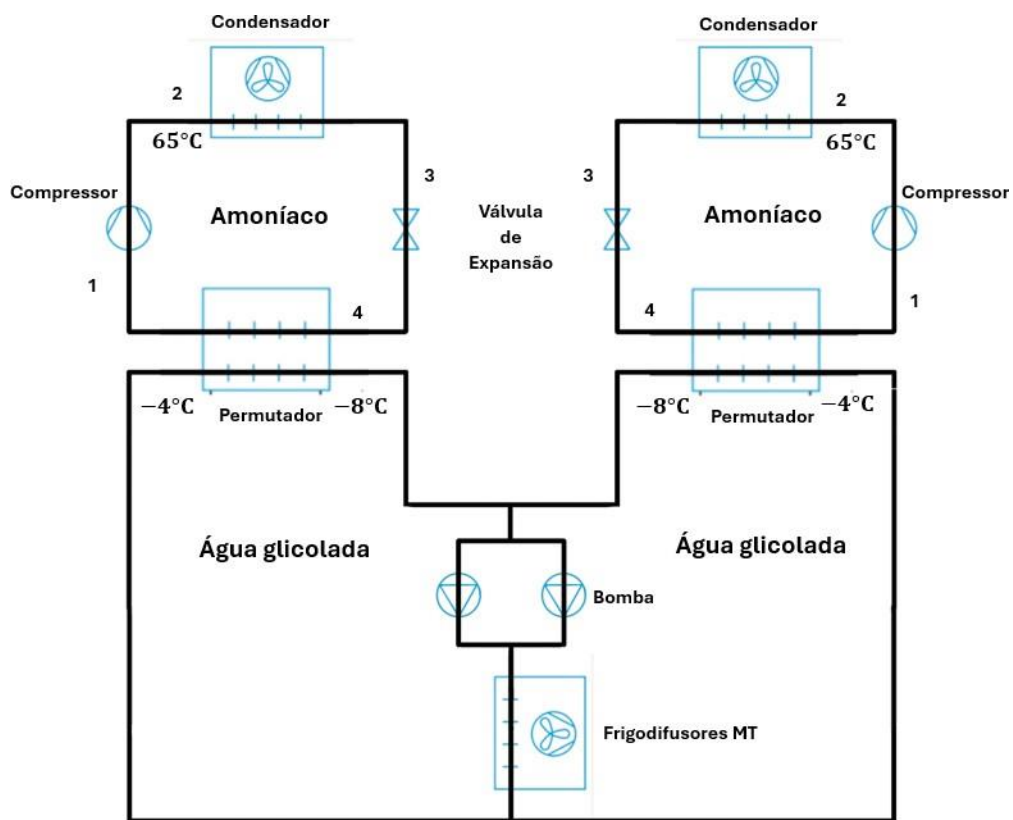


Figura 46- Sistema a amoníaco e água glicolada (adaptado de Chasserot, 2020)

Conforme já foi detalhado anteriormente, esta unidade incorpora consumidores de média temperatura e a sua potência frigorífica é aproximadamente de 119,49 kW, como se pode verificar na Tabela 12, este parâmetro constitui um dos principais requisitos para a escolha do *chiller* a ser usado neste caso de estudo.

Tabela 12- Potência frigorífica do regime de refrigerados

Regime de refrigerados	Potência [kW]
Câmaras de refrigerados	31,00
Espaços climatizados	52,91
Expositores	35,58
Total	119,49

Após a procura em diferentes catálogos e fornecedores optou-se por escolher o modelo RTDF 030 da Trane, a Figura 47 mostra este mesmo *chiller* e a Tabela 13 algumas especificações técnicas importantes.



Figura 47- Chiller a amoníaco da Trane

O *chiller* da Trane vai ser composto por 2 circuitos, cada um com 1 compressor, 1 válvula de expansão, 1 condensador e 1 permutador, e 2 bombas responsáveis por bombear a água glicolada para todos os equipamentos, como ilustrado na Figura 46. Dessa forma, caso um compressor, condensador ou bomba pare de funcionar por qualquer motivo, o equipamento pode continuar a operar utilizando o outro circuito.

Este componente apresenta uma vantagem em questões ambientais uma vez que possui um GWP de 0 que não empobrece a camada de ozono e uma carga consideravelmente baixa de amoníaco, apenas 70 g por kW, que permite regulamentos de segurança mais fáceis para o transporte e instalação da unidade.

Tabela 13- Especificações técnicas do *chiller*

Capacidade frigorífica [kW]	64,0 -128,0
Quantidade de compressores	2
Tipo de compressor	De parafuso semi-hermético com motor de ímanes permanentes
Quantidade de ventiladores	6
Modelo	RTDF 030
Preço [€]	195 918

É importante ressaltar que o consumo energético foi divulgado por meio de um programa de simulação desenvolvido pela Trane (*“Trane Chiller Plant Analyzer”*). Ao inserir os dados do nosso caso de estudo, foi obtido um modelo que opera com um consumo energético de 124 kW, ligeiramente superior às necessidades frigoríficas, 119,49 kW.

Este programa forneceu valores importantes sobre o consumo energético do equipamento, teoricamente, com o consumo energético, 124 kW, e o número de horas de funcionamento num ano, 6003 h, facilmente se determina a energia produzida anualmente, estimada aproximadamente 744 372 kW. h/ano. No entanto, esse valor é irrealista pois o *chiller* não opera na sua capacidade máxima durante 100% do tempo de funcionamento da loja. Felizmente, o programa fornece uma estimativa mais precisa, indica que a energia frigorífica produzida ao longo de um ano será cerca de 392,765 kW. h/ano, com um consumo de energia pelo *chiller* aproximadamente de 97,294 kW. h/ano.

O Anexo G tem a ficha técnica deste componente.

4.2.2. Frígodifusores

O circuito secundário, onde circula a água glicolada, é composto pelos frígodifusores, que funcionam como permutadores de calor. No entanto, devido ao uso de água glicolada como fluido frigorígeno, recebem uma denominação diferente. Os frígodifusores são utilizados exclusivamente no regime de refrigerados, que inclui as câmaras de refrigerados e espaços climatizados. Assim, serão necessários 18 desses dispositivos, cujas características estão detalhadas no Anexo H.

4.2.3. Unidades a CO₂ para o regime de negativos

As duas unidades condensadoras a dióxido de carbono irão funcionar no regime de congelados:

- 2 câmaras de congelados;
- 1 expositor de congelados;
- 1 máquina de gelo.

É importante referir que a máquina de gelo é um equipamento bastante sensível no que toca à potência frigorífica. Para que ocorra a formação de gelo, água no estado líquido é bombeada para um cilindro onde circula dióxido de carbono a uma temperatura muito baixa. A água congela e adere às paredes do recipiente, formando gelo. Em seguida, uma lâmina rotativa força o gelo a separar-se das paredes do cilindro, fazendo-o cair por um tubo circular até o local de consumo. Devido ao modo de funcionamento, se a potência necessária para a máquina de gelo não for atendida, existe o risco de a água não congelar na totalidade, comprometendo a qualidade final do produto.

Para além disso, o horário de funcionamento das câmaras de congelados e da máquina de gelo serão diferentes, enquanto estas primeiras estão sempre a funcionar a máquina de gelo só trabalha no horário de funcionamento da loja, o que representa mais uma razão para o uso de duas unidades diferentes.

Consequentemente, é de extrema importância escolher uma unidade condensadora que seja capaz de suprir estas necessidades. Assim, optou-se por dividir o regime de negativos em duas unidades: uma para a máquina de gelo e outra para os restantes consumidores de baixa temperatura (2 câmaras e 1 expositor).

A Tabela 14 mostra as necessidades frigoríficas de cada unidade.

Tabela 14- Potências frigoríficas de cada unidade

Unidade	Câmaras e expositores de congelados (CC)	Máquina de gelo (MG)
Potências frigoríficas [kW]	11,70	5,50

O Apêndice A mostra a divisão dos consumidores por cada unidade.

Após definido o agrupamento dos consumidores em cada unidade, há que consultar as demais opções existentes no mercado de maneira a escolher equipamentos que satisfaçam as necessidades.

A escolha dos modelos destas unidades condensadoras teve como principal requisito cumprir as necessidades frigoríficas dos consumidores, evitando custos desnecessários tanto no investimento inicial como no decorrer da operação do sistema, a nível de consumo energético.

No entanto, os valores apresentados no caderno de encargos representam os máximos que os consumidores podem eventualmente necessitar, ou seja, a quantidade que pode ser utilizada no pior cenário possível. Posto isto é conveniente fazer uma breve introdução ao conceito de **coeficiente de simultaneidade**.

Este coeficiente, numa instalação de refrigeração comercial representa a percentagem da potência frigorífica total que é necessária num determinado instante de tempo. Este parâmetro, é usado para evitar o sobredimensionamento dos componentes, e, consequentemente, custos desnecessários.

Os valores dos coeficientes de simultaneidade para cada unidade foram retirados de um documento com valores das capacidades frigoríficas muito próximos dos nosso (Gonçalo Pinto

Segundo caso de estudo

Teixeira, 2024). Assim, a equação (3) explica como obter a capacidade frigorífica de cada unidade, uma vez que temos os valores do coeficiente e da capacidade frigorífica máxima.

$$\text{Coeficiente de simultaneidade} = \frac{\text{Capacidade frigorífica}}{\text{Capacidade frigorífica máxima}} \quad (3)$$

Através do programa, *Panasonic Business*, após definir alguns parâmetros presentes da Tabela 15 foi possível escolher as 2 unidades mais adequadas a esta instalação.

Tabela 15- Parâmetros para a escolha das unidades

	Unidade CC	Unidade MG
Capacidade frigorífica máxima [kW]	11,70	5,50
Coeficiente de simultaneidade	0,7	0,8
Capacidade frigorífica [kW]	8,19	4,40
Temperatura de Evaporação [°C]	-30	-26
Temperatura Ambiente [°C]	38	38

A Figura 48 mostra as unidades condensadoras de dióxido de carbono escolhidas para as câmaras de congelados e máquina de gelo, respetivamente.

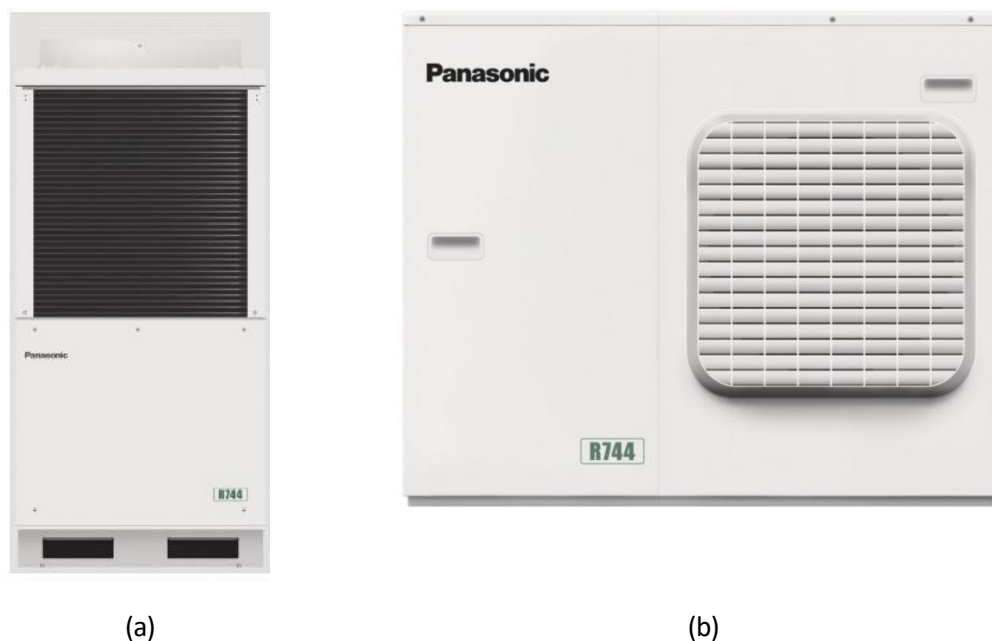


Figura 48- (a) Unidade condensadora de CO_2 CC (Panasonic, 2020); (b) Unidade condensadora de CO_2 MG (Panasonic, 2020)

A Tabela 16 apresenta algumas características técnicas das 2 unidades condensadoras escolhidas.

Tabela 16- Especificações técnicas das unidades condensadoras

	Unidade CC	Unidade MG
Capacidade frigorífica [kW] (mínima-máxima)	4,22 – 8,45	2,27 – 4,54
Compressor	Rotativo de 2 estágios	
Modelo	OCU-CR1000VF8A	OCU-CR400VF8A
Preço [€]	37 396,00	27 552,00

No Anexo I estão apresentadas as informações mais relevantes das duas unidades escolhidas, nomeadamente o preço de venda ao público, capacidade de refrigeração, COP e consumo elétrico.

Importa referir que os dados apresentados foram obtidos para condições específicas de funcionamento. Neste caso o fabricante considera uma temperatura ambiente de 35°C. Em situações cuja temperatura ambiente seja mais elevada, o rendimento da unidade não será o mesmo, e a potência máxima disponibilizada será ligeiramente menor. Por outro lado, em dias com temperatura ambiente mais baixa, o rendimento da unidade aumenta, aumentando também as capacidades de refrigeração mínimas e máximas.

4.2.4. Equipamentos secundários e outros acessórios

1) Controladores

Esta segunda instalação vai funcionar com o modelo AK-CC 210 de controladores da Danfoss, as escolhas deste modelo de controlador vêm do facto de este ser usado para sistemas mais simples, como é o caso de um sistema com glicol tendo requisitos menos exigentes em termos de controlo de pressão e temperatura.

A Figura 49 mostra um exemplo do controlador AK-CC 210 que receberá informação de 3 sondas de temperatura (S_3 , S_4 e S_5).

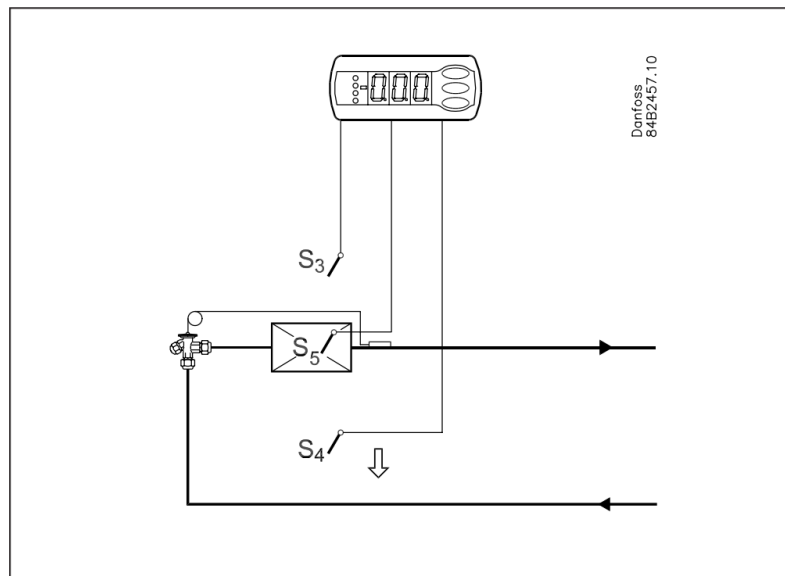


Figura 49- Controlador AK-CC 210

4.3. Tubagem e isolamento

A instalação do segundo caso de estudo da tubagem será um pouco mais complexa. Embora esta instalação tenha os mesmos locais a refrigerar, na mesma localização e com as mesmas necessidades frigoríficas, existem componentes diferentes e um acréscimo de fluidos de trabalho, que vai obrigar a diferentes características na tubagem. Posto isto, decidiu-se dividir o dimensionamento da tubagem em duas partes: uma para o chiller a amoníaco e água glicolada, responsável por conduzir o fluido para o regime de refrigerados, e outra para as duas unidades condensadoras de dióxido de carbono, para o regime de congelados. No final, será apresentado um resumo dos valores mais importantes.

Tubagem do *chiller*

Como mencionado anteriormente, o *chiller* será composto por dois circuitos primários e dois circuitos secundários, ambos com as mesmas dimensões entre eles. No entanto, devido ao facto de conduzirem fluidos frigoríficos diferentes, cada tipo apresentará particularidades distintas.

A tubagem do circuito primário, que conduz o amoníaco não será importante uma vez que as dimensões vêm com o *chiller* escolhido assim como o preço. Em relação à tubagem do circuito secundário, aquela que conduz a água glicolada aos locais a refrigerar do regime de refrigerados o procedimento para o cálculo das dimensões deste circuito começou por determinar o caudal necessário para cada frigidifusor. De seguida traçaram-se os diferentes ramais de tubagem até cada frigidifusor e representaram-se os nós da tubagem onde há agregação de tubagem e consequentemente mudança do caudal. De seguida, através das propriedades do fluido (como viscosidade, temperatura, pressão, entre outras) é feito o cálculo do diâmetro da tubagem. Concluiu-se que o custo é de 33.252,75 €, dado importante para a análise financeira.

O Anexo J mostra um desenho técnico da tubagem para o circuito secundário do *chiller* e a respetiva legenda com os acessórios associados.

Tubagem das unidades condensadoras

O dimensionamento da tubagem das duas unidades de dióxido de carbono foi facilitado, uma vez que com o programa *Trane Business*, e a medição dos comprimentos da tubagem de cada unidade a cada local a refrigerar, conseguimos obter os diâmetros de cada linha de aspiração e líquido de cada unidade.

Durante a escolha das unidades a serem utilizadas para o regime de negativos, também por meio do programa da Trane, foram fornecidas fichas técnica, Anexo I, contendo parâmetros importantes, complementadas pelos esquemas nas Figura 50 e Figura 51.

A Figura 50 apresenta um desenho da tubagem desde a unidade CC às duas câmaras de congelados e ao expositor, com algumas medidas, nomeadamente comprimento e diâmetros das linhas de sucção e líquido, é de salvaguardar que esta não está à escala.

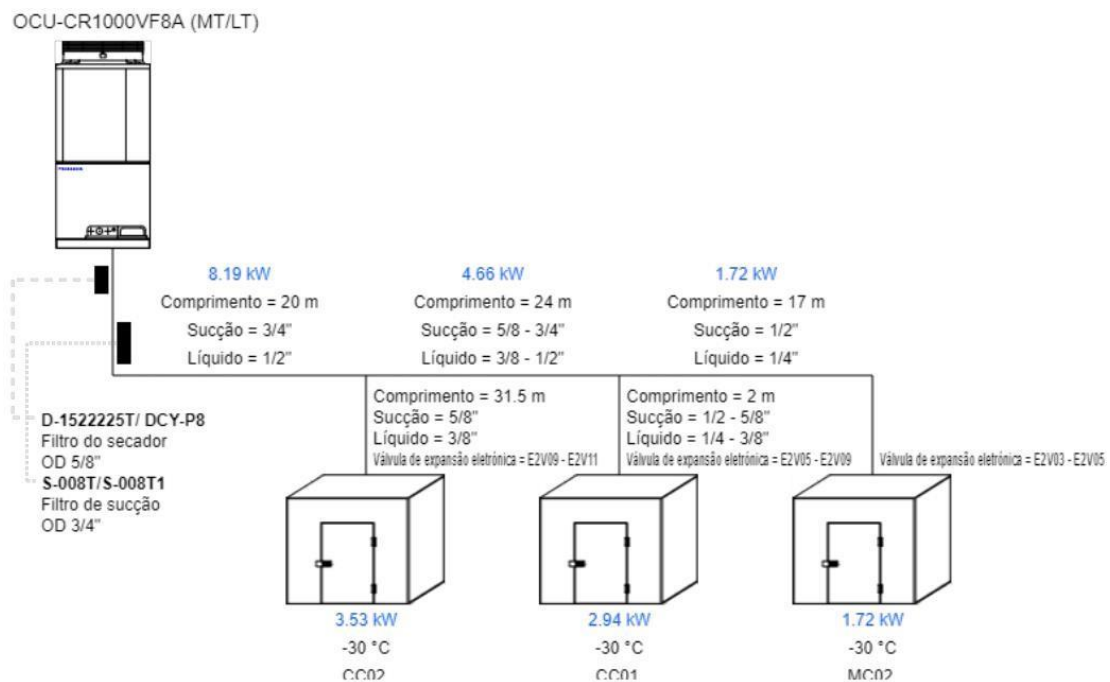


Figura 50- Esquema da tubagem da unidade CC aos locais a refrigerar

Segundo caso de estudo

A Tabela 17 mostra as dimensões da tubagem para as duas linhas de líquido proveniente da unidade condensadora de dióxido de carbono CC.

Tabela 17- Dimensões da tubagem para as duas linhas de fluido

Linha de sucção (entrada da unidade)	Ø19,05 mm, 3/4 "
Linha de líquido (saída da unidade)	Ø15,88 mm, 5/8 "

Da mesma maneira, a Figura 51 mostra um esquema da unidade MG à máquina de gelo.

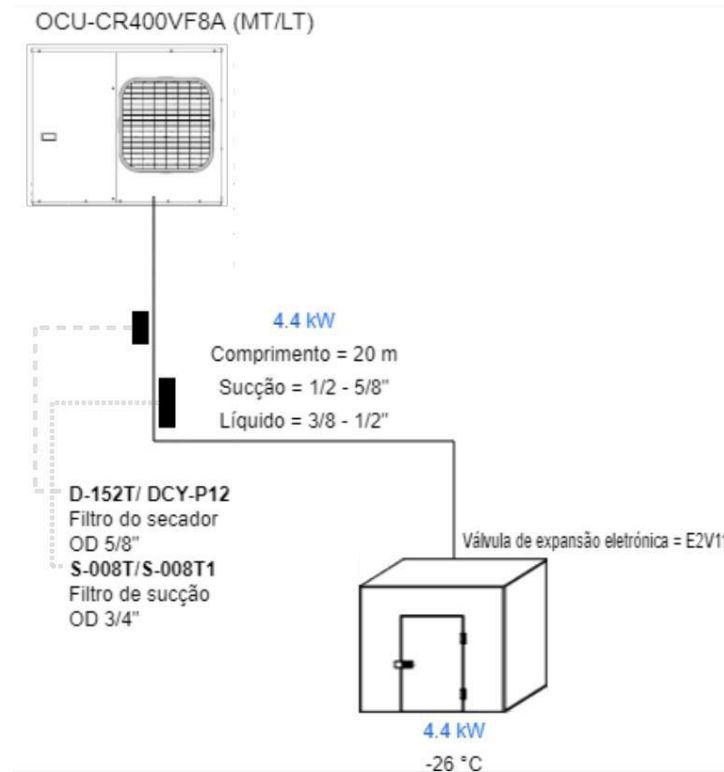


Figura 51-Esquema da tubagem da unidade MG aos locais a refrigerar

A Tabela 18 mostra as dimensões da tubagem para as duas linhas de líquido proveniente da unidade condensadora de dióxido de carbono MG.

Tabela 18- Dimensões da tubagem para as duas linhas de fluido

Linha de sucção (entrada da unidade)	Ø12,7 mm, 1/2 "
Linha de líquido (saída da unidade)	Ø9,52 mm, 3/8 "

Posto isto, a Tabela 19 apresenta o custo total da tubagem nesta segunda instalação.

Tabela 19- Custos da tubagem do segundo caso de estudo

Chiller a amoníaco e água glicolada	33 252,75 €
Unidades condensadoras	13 500,25 €
Total	46 753,00 €

4.4. Carga de fluido

A determinação da carga dos fluidos frigorígenos deste segundo caso de estudo, será um bocado mais complexa em comparação com o primeiro caso de estudo, visto que esta para além do dióxido de carbono também tem o amoníaco, a água e o glicol.

Contudo, o cálculo da carga do dióxido de carbono das unidades condensadoras seguirá a mesma lógica que o da primeira instalação, **3.6-Carga de fluido**, mas com valores diferentes., a Tabela 20 apresenta os valores necessários para o cálculo e a carga total de CO₂ para as unidades condensadoras.

Tabela 20-Carga de dióxido de carbono das unidades condensadoras

	Unidade CC	Unidade MG
Necessidades frigoríficas	11,70 kW	5,5 kW
Coefficiente	2,3 kg/kW	
Carga de CO₂	26,91 kg	12,65 kg
TOTAL	39,56 kg	

Posto isto, a carga total de dióxido de carbono para este segundo caso de estudo será de 39,56 kg, mais uma vez sabendo que cada garrafa contém 37,5 kg serão necessárias duas uma vez que é preferível não ter por defeito. Assim, o custo ficará por 441,9 €.

Em relação ao chiller a amoníaco e água glicolada, para o amoníaco foi facultada carga pela Trane quando a escolha do equipamento no programa *Trane Business*, 8,96 kg, e o preço deste fluido é de 5,10 €/kg (Konstantinos M. Tsamos, 2016). Assim, conclui-se que o preço deste fluido fica por 45,696 €.

O procedimento para a determinação da carga da água glicolada foi feito através do somatório de todos os volumes internos, desde a própria tubagem até aos frigidifusores e permutadores do *chiller*, o fabricante consegue prever, através da potência frigorífica que o seu equipamento consegue produzir, qual será a dimensão e caudal necessário para a instalação. Assim, assumiu-se igual ao volume do depósito, cujo valor é 800 dm³. Visto que este fluido será composto por 30% de glicol e, conseqüentemente, 70% de água, e a massa volúmica da água é igual a 1,0 kg/m³ e a do glicol a 20°C é aproximadamente 1,055 kg/m³ temos que a densidade final é de 1,0165 kg/m³. Posto isto, com a massa volúmica e a carga em litros deste fluido temos 813,2 kg. Relativamente ao preço, o glicol tem um custo de 2,80 €/l e o preço da água em Portugal pode variar entre 0,50 € e 1,00 € para este caso de estudo assumiu-se 1,00 €, uma vez que consideramos a pior hipótese. Posto isto a carga total de glicol vai ter um custo de 672 € e a água um custo de aproximadamente de 560 €. A Tabela 21 apresenta os valores da carga e custo de cada fluido.

Tabela 21- Cargas e preços dos fluidos

	Carga de fluido	Preço unitário	Preço total
Dióxido de carbono	39,56 kg	220,95 €/garrafa	441,90 €
Amoníaco	8,96 kg	5,10 €/kg	45,70 €
Água	560 l	1,00 €/l	560 €

Segundo caso de estudo

Glicol	240 l	2,80 €/l	672 €
Total			1 719,60 €

4.5. Manutenção

Para o segundo caso de estudo, são propostas algumas medidas de manutenção.

– **Chiller**

- Monitorizar as pressões de sucção e descarga, assim como as temperaturas de entrada e saída do fluido frigorífero;
- Verificar o nível de óleo no compressor;
- Inspeccionar os filtros de água para garantir que não estão entupidos;
- Limpeza dos filtros de ar, condensadores e evaporadores;

– **Unidades condensadoras de CO₂**

- Verificar o nível de óleo no compressor da unidade condensadora;
- Verificar se as conexões elétricas estão seguras e livres de corrosão;
- Limpeza das aletas do condensador para remover poeira ou outro material que possa obstruir o fluxo de ar e reduzir a eficiência do sistema;
- Realizar testes para detetar possíveis fugas do fluido frigorífero.

As medidas de manutenção estão apresentadas com mais pormenor no Anexo K.

4.6. Consumo e potência elétrica

Na instalação frigorífica deste segundo caso de estudo o consumo energético total dependerá do consumo energético proveniente do *chiller* e o consumo energético proveniente das duas unidades.

Consumo energético do *chiller*

Parte do consumo energético do *chiller* é facultado pelo programa, Trane Business, a outra parte provém da bomba, também facultado pelo programa usado. Apesar destes valores estarem no Anexo L foram também apresentados na Tabela 22.

Dessa forma, a energia elétrica anual consumida pelo *chiller* será aproximadamente 97 294 kW. h, enquanto a bomba consumirá 45 022,500 kW. h. Portanto, o consumo total do *chiller* será de 142 316,5 kW. h.

Tabela 22- Valores dos consumos energéticos relativamente ao *chiller*

Consumo <i>chiller</i>	97 294 kW. h
Consumo bomba	45 022,500 kW. h
Consumo total	142 316, 5 kW. h

Consumo energético das unidades

Os consumos elétricos das unidades estão discriminados nas fichas técnicas de cada uma, no Anexo I, contudo uma vez que queremos analisar os valores no espaço de um ano tem-se que multiplicar pelo número de horas de funcionamento.

Tabela 23- Valores dos consumos energéticos relativamente às unidades

Consumo energético da Unidade CC	45 442,710 kW. h
Consumo energético da Unidade MG	22 811,4 kW. h
Consumo Total	68 254, 11 kW. h

Consumo Energético total

Em suma, temos os valores do consumo energético anual do *chiller* e das duas unidades para esta segunda instalação, o gráfico circular da Figura 52 ilustra a distribuição do consumo entre os diferentes componentes da instalação.

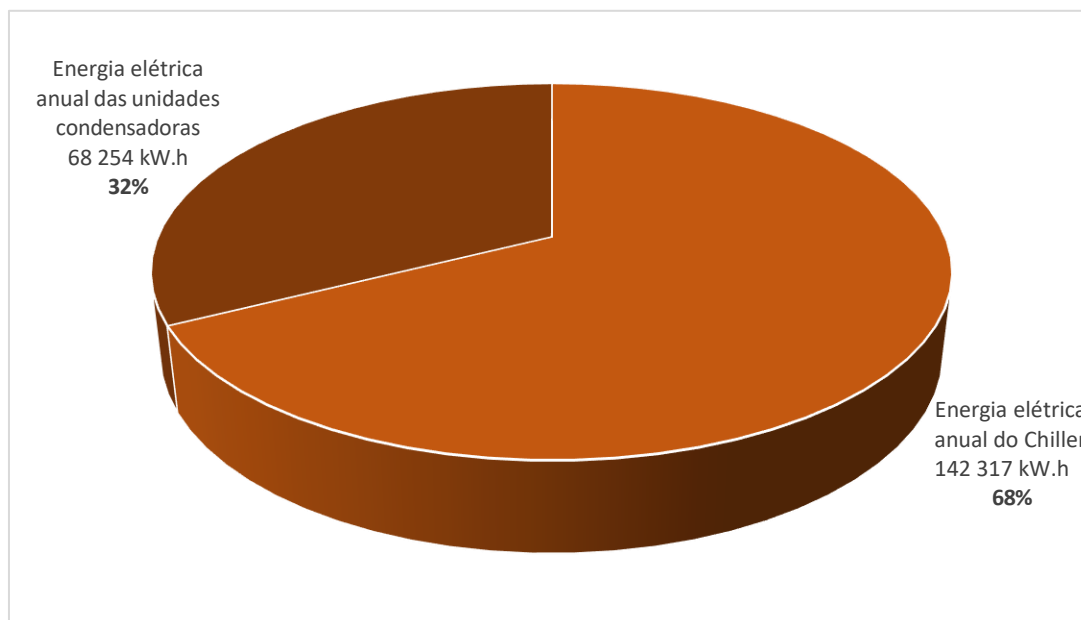


Figura 52- Gráfico circular com o consumo energético total

Com base no gráfico da Figura 52 conclui-se que entre estes componentes o consumo energético maior será por parte do *chiller*, representando cerca de 68% da instalação do supermercado no segundo caso de estudo, e as duas unidades condensadoras 32%.

Segundo caso de estudo

5. Resultados e Discussão

Proposta uma nova solução para o supermercado em estudo, é essencial agora avaliar a sua viabilidade em termos energéticos, ambientais, tecnológicos e económicos. Assim, neste capítulo, será realizada a análise desses parâmetros para possibilitar a comparação e tirar conclusões sobre ambas as soluções.

5.1. Análise Energética

Com o objetivo de concluir quanto às vantagens e desvantagens energéticas da utilização de cada instalação, nesta secção, foi desenvolvida uma análise energética comparando a eficiência e consumo energético de cada instalação ao longo de um ano. É importante destacar que, para a primeira instalação, os dados são reais após um ano de funcionamento, enquanto para a segunda instalação, os dados não são reais.

Apesar de utilizarem equipamentos e fluidos frigoríficos diferentes, é possível comparar as eficiências energéticas uma vez que ambas atendem ao mesmo supermercado, com as mesmas necessidades frigoríficas nos mesmos locais a serem refrigerados.

O procedimento adotado consistiu primeiramente na análise dos consumos energéticos dos equipamentos da instalação de cada caso de estudo, abordados respetivamente nos capítulos 3.8 e 4.6 e, posteriormente, com os valores do coeficiente de simultaneidade e utilizando a equação (4) foi possível concluir o COP- coeficiente de desempenho, que determina a relação entre a potência frigorífica extraída pelo evaporador e a energia elétrica consumida a produzi-la.

$$E = \frac{C.S. \times P}{COP} \quad (4)$$

A Tabela 24 apresenta os valores para cada parâmetro necessário para o cálculo do coeficiente de desempenho.

Tabela 24- Valores para o cálculo do COP

	Capacidade frigorífica	Consumo elétrico anual	Consumo elétrico	Coefficiente de simultaneidade
1º Caso de estudo				
Central a frio BT	136,69 kW	206 044,07 kW. h	34,32 kW	0,97 ^a
Central a frio MT				0,83 ^b
2º Caso de estudo				
Unidades a CO ₂	17,2 kW	68 254,11 kW. h	11,37kW	0,7
<i>Chiller</i>	119,49 kW	142 316,5 kW. h	23,71 kW	0,7
Total	136,69 kW	210 570,61 kW. h	58,49 kW	

(a) O valor do coeficiente de simultaneidade para uma central de CO₂ transcrito para baixas temperaturas está entre 0,95 e 1,00, decidiu-se optar pelo 0,97 uma vez que é um valor médio.

(b) O valor do coeficiente de simultaneidade para uma central de CO₂ transcrito para médias temperaturas está entre 0,80 e 0,85, decidiu-se optar pelo 0,83 uma vez que é um valor médio.

Como forma de comparação são apresentados, no gráfico da Figura 53, os valores de consumo de energia anual da instalação do primeiro caso de estudo e do segundo caso de estudo.

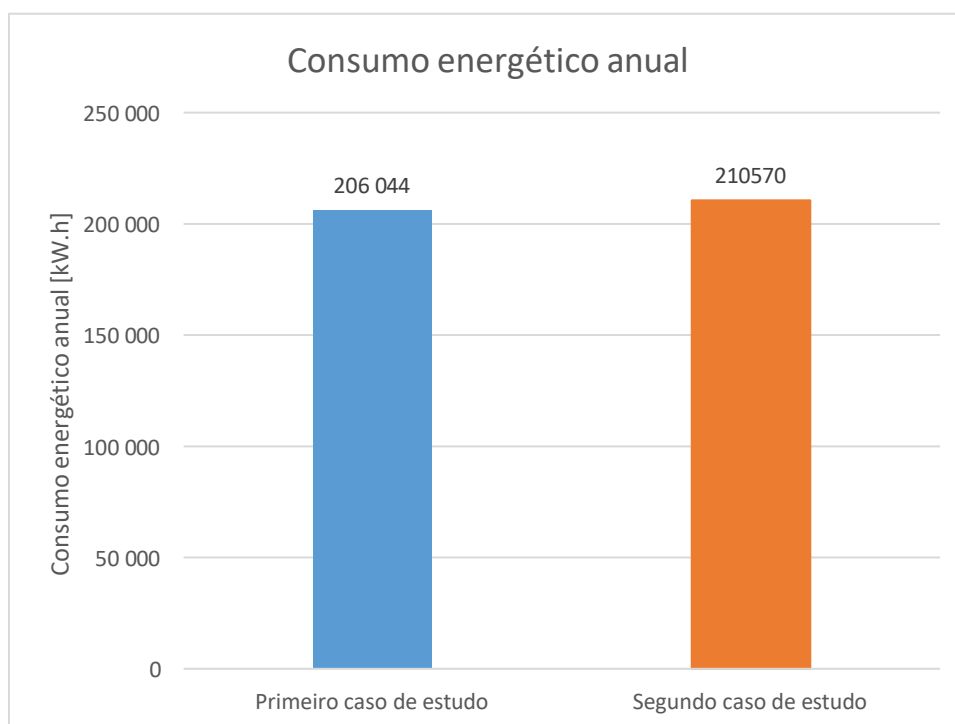


Figura 53- Comparação do consumo elétrico anual dos dois casos de estudo

Como é possível verificar, a instalação do primeiro caso de estudo, sistema com CO₂ transcrito com compressão paralela, revela-se o mais económico a nível do consumo energético enquanto o sistema com o *chiller* e as unidades condensadoras possuem um maior consumo anual. Este segundo caso de estudo apresenta um consumo total superior, este resultado provém provavelmente do número de bombas de circulação instaladas.

Após a utilização da equação (4) e dos valores apresentados na Tabela 24 é fácil chegar aos valores do coeficiente de desempenho do equipamento da segunda instalação, pois para a central da primeira instalação foi utilizado o programa de simulação da Bitzer, no Anexo M

podem ser consultados os dados de entrada e respectivos resultados para os compressores BT e MT. Posto isto, a Tabela 25 permite verificar os valores do COP do circuito de cada regime e de cada instalação permitindo assim comparar o desempenho do mesmo circuito, mas em instalações diferentes.

Tabela 25- Valores do COP para os circuitos de cada caso de estudo

	Primeiro caso de estudo	Segundo caso de estudo
COP BT	4,41	1,06
COP MT	1,70	3,52

No primeiro caso de estudo, que utiliza exclusivamente dióxido de carbono em toda a instalação, observa-se um valor do COP superior no circuito de congelados em comparação com o circuito de refrigerados. Isso indica uma melhor eficiência desse fluido em circuitos de baixas temperaturas, conforme esperado devido às suas propriedades.

Por outro lado, no segundo caso de estudo é no regime de refrigerados, operado pelo *chiller*, que está um melhor desempenho quando comparado às unidades condensadoras do regime de congelados.

Dessa forma, verifica-se que a central de CO₂ tem um melhor desempenho no regime de congelados quando comparada com as unidades condensadoras do segundo caso de estudo, e para o regime de refrigerados já é o *chiller* que apresenta um melhor desempenho.

Concluindo a análise comparativa, pode-se afirmar que o segundo caso de estudo tem um desempenho energético superior, uma vez que a exigência do circuito de refrigerados é consideravelmente superior à exigência do circuito de congelados. Como o circuito de congelados representa pouco mais do que 12% da exigência frigorífica total do sistema, o COP dos compressores deste circuito tem uma contribuição muito limitada para o desempenho energético do sistema.

5.2. Análise Ambiental

A análise ambiental é igualmente considerada um parâmetro importante a ser avaliado, sendo necessário realizar uma breve avaliação do impacto ambiental da solução.

Nesta dissertação são comparados dois casos de estudo com instalações a dióxido de carbono e amoníaco, considerados fluidos naturais, devido aos seus baixos valores de GWP- Potencial de aquecimento global. É evidente que, se estas instalações fossem comparadas com aquelas que utilizam CFC ou HFC, a diferença nos valores de impacto ambiental seria ainda mais significativa.

O impacto ambiental de um sistema de refrigeração é medido pelas emissões diretas e indiretas de dióxido de carbono provenientes da operação do sistema. Segundo a Associação Britânica de Refrigeração, o parâmetro a ser utilizado para comparar as emissões diretas e indiretas na atmosfera é o TEWI- Impacto de aquecimento global equivalente-, calculado por meio da equação (5), e foi desenvolvido com o objetivo de comparar o impacto do aquecimento global

em aplicações de refrigeração semelhantes que utilizam diferentes fluidos frigorigêneos. Este parâmetro combina os efeitos do aquecimento global causados pela emissão de CO₂, resultando num potencial de aquecimento global tanto direto como indireto.

$$TEWI = TEWI_{direto} + TEWI_{indireto} \quad (5)$$

As emissões diretas de carbono, TEWI_{direto}, resultam de fugas do fluido e são calculadas através da Equação (6). O GWP- potencial de aquecimento global- representa o impacto no aquecimento global originado pelo fluido como um gás de efeito de estufa, para o CO₂ é igual a 1 e para o NH₃ igual a 0. O parâmetro “L” corresponde à taxa anual de fugas, considerado habitualmente 15%(Konstantinos M. Tsamos, 2016) , o tempo de vida útil operacional dos sistemas de refrigeração- “n” - é considerada normalmente 10 anos (UNEP, 2014), “m” é a massa do fluido frigorigéneo em quilogramas para cada sistema, que já foi anteriormente apresentada. O fator de reciclagem- “a”- igual a 95% (UNEP, 2014).

$$TEWI_{direto} = GWP \times L \times n + GWP \times m \times (1 - a) \quad (6)$$

As emissões indiretas, TEWI_{indireto}, dependem da energia elétrica consumida pelo sistema- “E”- determinada previamente em kW. h, o fator de emissão- “β”- em Portugal continental é aproximadamente 0,151 kgCO₂/kW. h de acordo com a Agência Portuguesa do Ambiente (Agência Portuguesa do Ambiente, 2023) e são calculadas através da equação (7)

$$TEWI_{indireto} = E \times \beta \times n \quad (7)$$

Os valores dos parâmetros utilizados para o cálculo do índice de TEWI estão apresentados na Tabela 26.

Tabela 26- Parâmetros para o cálculo do TEWI para os sistemas propostos

	Primeiro caso de estudo	Segundo caso de estudo	
--	-------------------------	------------------------	--

Sistema	Dióxido de carbono transcrito	Dióxido de carbono	Amoníaco /água glicolada
GWP do fluido	1	1	0
L	15%	15%	
n	10 anos		
m	314,387 kg	39,56 kg	8,96 kg/ 813,2kg
α	95%		
E	206 044,07 kW. h	68 254,11 kW. h	142 316,5 kW. h
β	0,151 kg/kW. h		

Com a definição desses parâmetros é possível concluir que o *chiller* não terá emissões diretas uma vez que o seu GWP é nulo.

Os resultados do fator TEWI para ambas as soluções são apresentados na Tabela 27.

Tabela 27- Valores do TEWI para cada fluido

	Primeiro caso de estudo	Segundo caso de estudo	
	Dióxido de carbono	Dióxido de carbono	Amoníaco e água glicolada
TEWI_{direto} [kg CO₂equi]	17,22	151,97	0
TEWI_{indireto} [kg CO₂equi]	311 127,55	103 064,71	214 898,92
TEWI [kg CO₂equi]	311 143,77	103 217,68	214 898,92
TEWI total [kg CO₂equi]	311 143,77	318 116,6	

As emissões diretas nas duas instalações não apresentam um valor muito significativo em comparação com as indiretas, visto que o GWP do R744 e R717 são 1 e 0, respetivamente. Assim conclui-se que as emissões indiretas representam quase a totalidade das emissões de CO₂.

A análise revelou que o segundo caso de estudo apresenta um TEWI superior em pouco mais de 2% quando comparada ao primeiro caso de estudo.

Considerando as emissões totais de CO₂- diretas e indiretas- conclui-se que o primeiro caso de estudo acaba por ser mais vantajoso, visto que o valor de TEWI é inferior o que significa que tem uma menor contribuição para o aquecimento global, tanto por reduzir fugas do fluido como por consumir menos energia, tornando o sistema mais eficiente e ambientalmente sustentável.

Por outro lado, importa referir que a segunda instalação poderá trazer uma vantagem em situações de fugas, uma vez que quando isso acontece e não se atua rapidamente, há o risco de perder todo o fluido para o ambiente. No segundo caso de estudo isso não acontece visto que a carga dos fluidos frigorigéneos está dividida, no caso do dióxido de carbono em duas unidades distintas para o regime de congelados e por sua vez este separado do regime de positivos onde atua o *chiller* a amoníaco e água glicolada, e assim em caso de fugas as perdas de fluido inevitavelmente seriam menores.

5.3. Análise Tecnológica

Nesta subsecção serão estudados diferentes parâmetros para avaliar a eficácia, viabilidade e impacto de cada instalação.

Por um lado, a utilização de dois circuitos independentes, de água e de amoníaco, e de duas unidades separadas possibilita uma maior flexibilidade em termos de manutenção. Enquanto na primeira instalação uma avaria pode resultar na interrupção total do sistema, na segunda instalação é possível interromper apenas uma parte, permitindo que o restante continue a operar normalmente.

Sistemas

O sistema transcrito de CO₂ apresenta uma desvantagem significativa, especialmente em dias com altas temperaturas ambiente, pois a sua eficiência é reduzida. Isso ocorre porque, em condições de calor, tanto o compressor em paralelo como o *gas cooler* precisam de operar.

Em contraste, o *chiller* a amoníaco e água glicolada é um sistema indireto, no qual primeiro há uma troca de calor entre o amoníaco e a água glicolada, e só então a água glicolada é usada para refrigerar o ambiente do local a arrefecer. Para isso, a temperatura do fluido no circuito primário, deve ser bastante baixa, de modo a arrefecer adequadamente a água glicolada a temperaturas suficientemente baixas para atender à necessidade de refrigeração.

Fluidos de trabalho

Embora ambas as instalações trabalhem com dióxido de carbono, a segunda também opera com amoníaco. Este segundo fluido, sendo considerado tóxico apresenta riscos em caso de fuga, o que exige a implementação de sistemas de segurança rigorosos, como detetores de fugas e ventilação adequada. Devido a essa característica, a manutenção torna-se mais complexa, com necessidade de técnicos especializados. Além disso, o amoníaco não é adequado para uso comercial devido ao risco associado à sua toxicidade e ao odor intenso.

Devido às altas pressões a que o dióxido de carbono trabalha o equipamento para a sua instalação costuma ser mais caro, especialmente em termos de compressores, válvulas e tubagem.

Controlo

Os controladores da Danfoss, **AK-CC 55** e **AK-CC 210**, são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração, cada um destinado a diferentes tipos de aplicações.

No entanto, o AK-CC 55 destaca-se por ser mais avançado tecnologicamente e suportar aplicações mais complexas, como sistemas de CO₂ transcrito, enquanto o AK-CC 210 é frequentemente utilizado em sistemas mais simples, como instalações que utilizam glicol.

O AK-CC 55 foi projetado para atender às necessidades de controlo de temperatura e pressão em aplicações de CO₂ transcrito, uma tecnologia cada vez mais adotada em sistemas de refrigeração devido à sua eficiência energética e sustentabilidade ambiental. Para lidar com a complexidade desses sistemas, o AK-CC 55 oferece um controlo preciso de válvulas de expansão eletrônica e compressores, garantindo um ajuste eficiente da carga de refrigeração de acordo com as variações de pressão, algo essencial para o funcionamento estável em sistemas de CO₂ transcrito. Esses recursos tornam o AK-CC 55 um controlador mais robusto e complexo, capaz de lidar com as exigências das instalações modernas que utilizam edifícios CO₂, uma opção de fluido frigorígeno que opera sob altas pressões e requer controle minucioso para garantir segurança e eficiência.

Por outro lado, o AK-CC 210 é amplamente utilizado em sistemas mais simples, como aqueles que utilizam glicol como fluido frigorígeno. Esses sistemas têm requisitos menos exigentes em termos de controlo de pressão e temperatura, sendo o AK-CC 210 adequado.

Embora seja eficaz para muitas aplicações, o AK-CC 210 possui uma capacidade de controlo limitada quando comparado ao AK-CC 55.

Em suma, o AK-CC 55 é tecnologicamente mais evoluído em comparação ao AK-CC 210. Enquanto o AK-CC 210 oferece uma solução eficiente e simples para sistemas de refrigeração que utilizam glicol, o AK-CC 55 destaca-se pela sua capacidade de controlar sistemas mais

complexos e avançados, como os de CO₂ transcrito, que requerem um controlo preciso de múltiplos parâmetros. A maior quantidade de sensores, a capacidade de controlar circuitos e válvulas complexas, e a integração com sistemas de automação tornam o AK-CC 55 a escolha ideal para aplicações de refrigeração de última geração.

5.4. Análise Económica

Do ponto de vista económico, o parâmetro mais importante para o cliente ou investidor é o investimento inicial. Sem dúvida, uma solução com menor custo inicial será preferida em comparação com uma opção que tenha um orçamento mais elevado. Portanto, é fundamental realizar uma análise detalhada do investimento inicial das duas soluções estudadas nesta dissertação.

Antes de comparar os preços de cada componente, é possível identificar algumas diferenças significativas entre as instalações dos dois casos de estudo. Do ponto de vista do projeto, enquanto a primeira instalação conta com uma central a dióxido de carbono e um *gas cooler*, o segundo possui duas unidades condensadoras a CO₂ e um *chiller* a amoníaco e água glicolada. Além disso, as tubagens no primeiro caso de estudo precisam de ter diâmetros superiores para conseguir suportar potências mais elevadas pois trata-se de uma instalação centralizada.

Diante disso, para estimar o custo dos equipamentos, apesar de alguns ainda não terem sido adquiridos (no segundo caso de estudo) foram consultados diferentes fornecedores. A Tabela 28 apresenta os preços de venda ao público de cada componente utilizado nas duas situações, assim como o valor total do investimento inicial em cada caso.

Tabela 28- Investimento inicial associados aos dois sistemas

	Primeiro caso de estudo	Segundo caso de estudo
Central frigorífica	225 171,70 €	_____
Gas cooler	61 719,20 €	_____
Unidades a CO₂	_____	64 948 €
Chiller a NH₃/Água glicolada	_____	195 918,00 €
Evaporadores^a	25 463,20 €	_____
Frigodifusores^a	_____	32 164,40 €
Tubagem e acessórios	43 417,13 €	46 753 €
Expositores^a	255 656,05 €	
Fluido Frigorígeno	1 988,55 €	1 719,6 €
Material eléctrico/controlo	53 086,10 €	46 387,20€
Total	666 501,93 €	643 546€
Poupança	3,44%	

(a) O preço está discriminado no Anexo N.

Os resultados obtidos mostram que a segunda solução requer um investimento inicial menor, com uma poupança de 3,44 %. Esta diminuição de valor poderá estar relacionada com diversos fatores.

Em primeiro lugar, repare-se que o conjunto central + *gas cooler* tem um custo ligeiramente superior quando comparado com o *chiller* e as duas unidades condensadoras da segunda instalação. Por outro lado, os frigidifusores, que substituem os evaporadores, acabam por ser ligeiramente mais caros, tal como a tubagem e acessórios, isto pode justificar-se pelo facto de os evaporadores serem de aço inoxidável ao invés de cobre. Além disso a linha de produção do fabricante está otimizada para a produção de equipamentos a CO₂ e não a glicol, o que naturalmente encarece o valor do produto final.

A Figura 54 mostra um gráfico de barras que ilustra o montante total de investimento inicial em cada instalação.

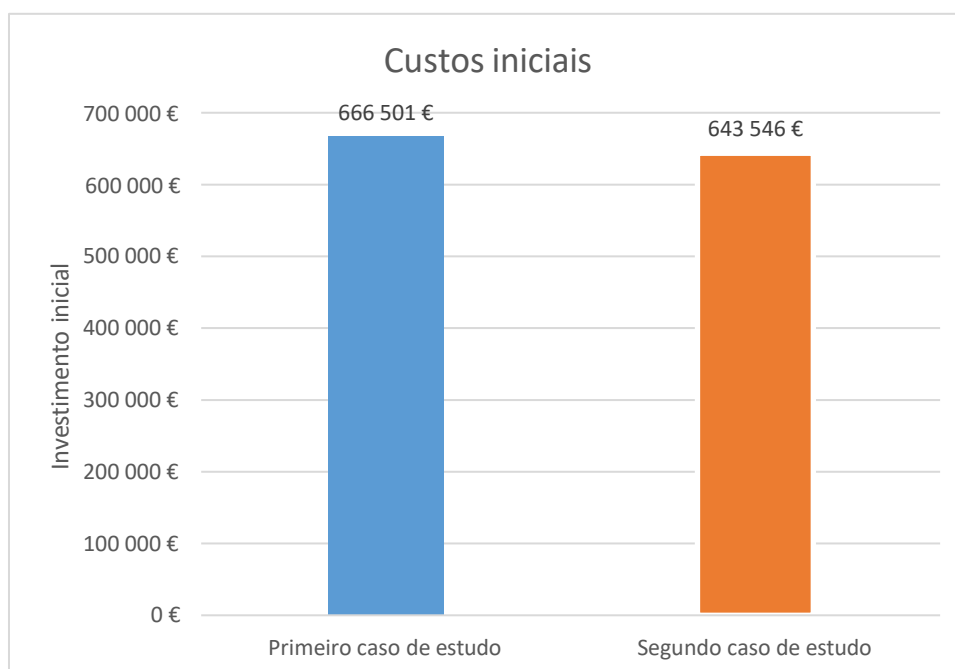


Figura 54- Comparação dos custos iniciais dos dois casos de estudo

O custo inicial dos equipamentos para um sistema com uma central que opera com CO₂ transcrito é superior devido às maiores pressões que devem ser suportadas quando se utiliza este fluido frigorígeno. Embora a segunda instalação também utiliza CO₂, isso não eleva significativamente o custo total da instalação, pois o fluido é usado apenas para o regime de congelados, que representa uma pequena percentagem das necessidades frigoríficas.

Após a determinação do investimento inicial é necessário o cálculo dos custos anuais, que inclui os custos de manutenção e de energia necessários para manter a instalação em funcionamento, para este cálculo considera-se o período de um ano, sabendo de antemão que este não é o tempo de vida de uma central, mas sim um valor de referência para este estudo.

Custos elétricos anuais

Posto isto, o cálculo dos custos anuais elétricos tem como base a equação (8)

$$\mathbf{Custo\ elétrico\ Anual = Consumo\ Elétrico\ Anual \times Preço\ Eletricidade} \quad (8)$$

$$\begin{array}{l} \mathbf{Consumo\ Elétrico\ Anual [kW.h]} \\ \mathbf{Preço\ Eletricidade [€/kW.h]} \end{array}$$

Tomando como referência um preço médio de eletricidade de 0,155 €/kW.h- EDP- e um ano completo, os valores de energia consumida e respetivo custo são apresentados na Tabela 29.

Tabela 29-Custos de energia em ambas as soluções num ano de referência

	1 Caso de estudo	2 Caso de estudo
Consumo energético anual	206 044,07 kW.h	210 570,61 kW.h
Custo anual de eletricidade	31 936,83 €	32 638,45 €

Verifica-se assim que a solução centralizada com CO₂ transcrito acaba por ser mais económica no que diz respeito ao consumo de energia elétrica, observando que com a alteração dos equipamentos para um *chiller* e duas unidades condensadoras acaba por encarecer 2,15 % anualmente.

Custos de manutenção anuais

O custo anual de manutenção para cada instalação está detalhado na Tabela 30. Estes custos incluem a manutenção de eventuais avarias em compressores, bombas e outros equipamentos, bem como a sua limpeza e outras despesas relacionadas.

Tabela 30- Custos de manutenção em ambas as soluções num ano de referência

	1 Caso de estudo	2 Caso de estudo
Custo anual de manutenção	7 149,60 €	3 781,60 €

Depois de calcular os custos anuais de eletricidade e de manutenção, é possível determinar os custos anuais totais para cada sistema utilizando a equação (9), que consiste no somatório de todos estes custos.

$$\mathbf{Custos\ Totais\ Anuais = \sum Custos\ Totais} \quad (9)$$

Estes valores podem ser observados na Tabela 31.

Tabela 31- Cálculo dos Custos Totais Anuais para os Sistemas Propostos

	1 Caso de estudo	2 Caso de estudo
Custo anual eletricidade	31 936,83 €	32 638,45 €
Custos anual de manutenção	7 149,60 €	3 781,60 €
Custos totais anuais	39 086,4 €	36 420,1 €
Poupança anual	6,8%	

Verifica-se assim que a solução do segundo caso de estudo seria economicamente viável no que diz respeito ao custo de energia elétrica e de manutenção, observando-se uma poupança na casa dos 6,8 % anualmente.

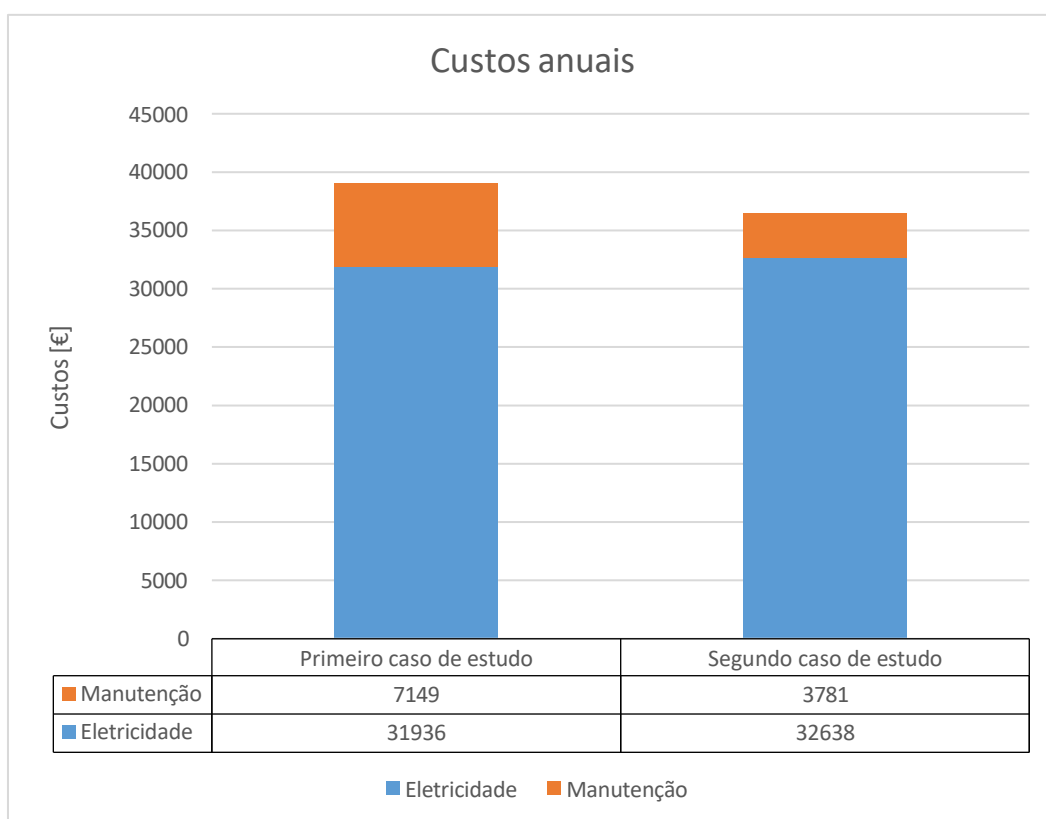


Figura 55- Comparação dos custos anuais dos dois casos de estudo

Observa-se que os custos elétricos são significativamente superiores aos custos associados à manutenção de cada instalação. Os custos totais anuais para o primeiro caso de estudo acabam por ser superiores devido a possuir uma manutenção mais complexa e, conseqüentemente, mais cara.

5.5. Resumo e Discussão de resultados

Após estas 4 análises é feito um resumo dos resultados obtidos para cada instalação apresentados na Tabela 32.

Tabela 32-Comparação dos Resultados Obtidos para os Sistemas Propostos

	Primeiro caso de estudo	Segundo caso de estudo
Necessidades frigoríficas	136,69 kW	
Análise Energética		
Consumo energético anual	206 044,07 kW.h	210 570 kW.h
COP		
Análise Ambiental		
TEWI [kg CO_{2equi}]	311 143,77 kg CO _{2equi}	318 116,6 kg CO _{2equi}
Análise Económica		
Investimento Inicial	666 501,93 €	643 546€
Custos anuais	39 086,4 €	36 420,1 €

Após a análise dos indicadores de desempenho de cada instalação, é possível tirar conclusões. A primeira instalação destaca-se em termos ambientais, apresentando um valor de fator de TEWI mais baixo. No entanto, em termos económicos e energéticos não é tão vantajosa.

Resultados e Discussão

6. Conclusão

A presente dissertação teve como principal objetivo o estudo de uma instalação de refrigeração comercial a CO₂ transcrito e a comparação com uma possível instalação constituída por um *chiller* a amoníaco e água glicolada e duas unidades condensadoras a CO₂ a implementar no mesmo supermercado em análise, após o trabalho desenvolvido foi possível chegar a uma conclusão final e prever trabalhos futuros.

6.1. Conclusões finais

A preocupação com as mudanças climáticas, impulsionada pelo aquecimento global e pelas emissões de gases de efeito de estufa, levou a restrições legislativas que limitam o uso de gases fluorados. Isso está a pressionar o setor industrial e comercial, como supermercados e hipermercados, a aderir a outras alternativas. A solução tem sido o uso de fluidos frigorigéneos naturais, como amoníaco, dióxido de carbono e água.

O projeto de uma instalação de refrigeração envolve muitas variáveis, como a localização da loja, o tipo de fluido utilizado e as potências frigoríficas necessárias. Os resultados obtidos mostram uma melhoria económica, tanto no investimento inicial como nos custos anuais e um desempenho energético superior, apesar de um maior consumo de energia. No entanto, do ponto de vista ambiental, o sistema apresenta um valor de TEWI mais alto, o que não é tão favorável.

Estes resultados demonstram que uma solução com um *chiller* e duas unidades condensadoras pode perfeitamente ser uma alternativa à maioria das instalações a CO₂ transcrito, tanto em termos económicos e energéticos como também a nível tecnológico. Num futuro próximo, será necessário atualizar muitas instalações de refrigeração comercial para atender as normas da União Europeia. Utilizar diferentes equipamentos para os dois regimes pode simplificar esse processo, tornando as remodelações mais vantajosas em várias fases.

Em resumo, este projeto aprofundou os meus conhecimentos na área da refrigeração comercial e estou confiante de que este trabalho servirá de base para futuras investigações na área, e creio que será um bom primeiro passo para a implementação desta solução nas instalações de frio em Portugal.

6.2. Limitações e trabalhos futuros

Por fim, importa referir que este trabalho esteve sujeito a algumas limitações. A mais notória prende-se ao facto de que não foi possível obter resultados concretos relativamente aos consumos energéticos, o que leva a que os resultados obtidos em termos de consumo energético possam estar sujeitos a erros.

Uma possível sugestão para trabalhos futuros seria o redimensionamento da instalação, procurar equipamentos que se ajustem melhor com o intuito de melhorar em questões energéticas e ambientais, isto porque a preocupação ambiental, embora indiretamente, é a grande impulsionadora da mudança das instalações frigoríficas. De modo a tornar estas instalações ainda mais rentáveis, estão a ser desenvolvidas tecnologias, que permitem aumentar a eficiência das centrais em países mais quentes como é o caso dos ejetores.

Além disso, seria valioso efetuar um estudo semelhante, mas noutras instalações, tanto numa escala maior, onde o amoníaco é frequentemente utilizado em indústrias, como em menor escala para avaliar o impacto das potências frigoríficas.

Referências

- Agência Portuguesa do Ambiente. (2023). *Fator de Emissão da Eletricidade 2023*.
- Åke Melinder. (2015). Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems. In *Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems*.
- Akira Sekiya, & Susumu Misaki. (2000). The potential of hydrofluoroethers to replace CFCs, HCFCs and PFCs. *Journal of Fluorine Chemistry*, 101(2000).
- Alessandro da Silva, & Cláudio Melo, Ph. D. (2011a). *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado*.
- Alessandro da Silva, & Cláudio Melo, Ph. D. (2011b). *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado*.
- APA. (2021a). *Protocolo de Montreal (ODS)*.
- APA. (2021b). *Protocolo de Quioto*.
- Bitzer. (2014). *Refrigerant*.
- Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. In *International Journal of Refrigeration* (Vol. 31, Issue 7, pp. 1123–1133). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013>
- Calm, J. M. (2012). Moving Towards Sustainability. *Proceeding of the ASHRAENIST Refrigerants Conference*.
- Chasserot, M. (2020). *World Guide to Transcritical CO2 Refrigeration*.
- Danfoss. (2009). *Uso de CO2 como gás refrigerante: solução antiga para um desafio atual*.
- Danfoss. (2019). Leading edge CO2 Technologies for refrigeration applications: what installers need to know. *Refrigerant Week 2019*.
- Donald B Bivens, & Barbara H Minor. (1998). Fluoroethers and other next generation fluids: Fluoroethers et autres fluides de la prochaine génération. *International Journal of Refrigeration*, 21(7).
- Dr. Johanna Gloël, & Dietram Oppelt. (2014). *Green Cooling Technologies: Market trends in selected refrigeration and air conditioning subsectors*.
- Dr R. A. Lamb. (2016). Refrigerant Choices For The Future – Small Industrial Refrigeration Applications. *IOR*.
- GERALD ZUNIGA REYES. (2008). *LAYER OF PROTECTION ANALYSIS APPLIED TO AMMONIA REFRIGERATION SYSTEMS*. Office of Graduate Studies of Texas A&M University.
- Gonçalo Pinto Teixeira. (2024). *Refrigeração Comercial a CO2: Solução Centralizada vs Solução Descentralizada*. Faculdade de Engenharia do Porto.
- Gutenberg da Silva Pereira. (2010). *Análise de sistemas de refrigeração a CO2 em supermercados*.
- Harvey, L. D. D. (1993). *A guide to global warming potentials (GWPs)*.
- Hundy, G. F., Trott, & Welch T. C. (2008). Refrigeration and Air Conditioning. In *Refrigeration and Air Conditioning* (4^o).
- I. Dinçer, & M. Kanoglu. (2010a). Refrigeration Systems and Applications. In *Refrigeration Systems and Applications* (2^o).
- I. Dinçer, & M. Kanoglu. (2010b). Refrigeration Systems and Applications. In *Refrigeration Systems and Applications* (2^o).
- Intarcon. (2023). *O futuro sustentável da refrigeração, porquê R744 ou CO2?*
- J M Belman-Flores, & Vicente Pérez-García. (2014). General aspects of carbon dioxide as a refrigerant. *Journal of Energy in Southern Africa*, 25.
- J. M. Calm, & G. C. Hourahan. (2011). *Physical, safety and environmental data for current and alternative refrigerants*.

Referências

- J. Nimitz, & L. Lankford. (1994). Refrigerants Containing Fluoroiodocarbons (FICs). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
- James, M. C. (2012). Refrigeration Transitions ... Again. *Moving Towards Sustainability, Proceedings of the ASHRAE/NIST Conference*.
- James M. Calm, & David A. Didion. (1997, October). Trade-Offs in Refrigerant Selections: Past, Present, and Future. *ASHRAE/NIST REFRIGERANTS CONFERENCE*.
- Jing-yang M.U., Jian-ping CHEN, & Zhi-jiu CHEN. (2003). System design and analysis of the trans-critical carbon dioxide automotive air-conditioning system. , *Journal of Zhejiang University* , 4(305–308).
- Josimar Souza Rosa. (2018). Performance analysis of a freezing tunnel in a food sector company. *11º Congresso Internacional de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação*.
- Konstantinos M. Tsamos. (2016). *Performance Investigation and Optimisation of CO2 Refrigeration Systems in Retail Food Stores*. Brunel University.
- Leonilton Tomaz Cleto, & Cláudio Melo. (2008a). *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado*.
- Leonilton Tomaz Cleto, & Cláudio Melo. (2008b). *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado*.
- 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. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.023>
- Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, & Clark W Bullard. (2004a). *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*. Elsevier.
- Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, & Clark W Bullard. (2004b). *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*. Elsevier.
- Mark O. McLinden e Marcia L. Huber. (2022). *(R)Evolution of Refrigerants*.
- MORICE, C. P., KENNEDY, J. J., & RAYNER, N. A. (2012). Quantifying uncertainties in global and regional temperature change using an ensemble of observational estimates: The HadCRUT4 data set. *Journal of Geophysical Research: Atmospheres*, 117.
- Nagengast, B. A. (1989). *A History of Refrigerants, CFCs: Time of Transition*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE).
- Nagengast, B. A. (1996). History of Sealed Refrigeration Systems. *ASHRAE Journal*, 39, 44–52.
- Nova Frigo. (2024, January 31). *O futuro da refrigeração: Regulamentação da UE e a solução da Nova Frigo*.
- Oliver Evans. (1805). *The Abortion of the Young Steam Engineer's Guide: Containing an Investigation of the Principles, Construction and Powers of Steam Engines*.
- Panasonic. (2020). *Logicool Air Conditioning & Heat Pumps Limited*. CO2 Condensing Unit.
- Perkins, J. (1834). *Patente N.º 666*.
- Pettersen J, & Skaugen G. (1994). Operation of trans-critical CO2 vapour compression systems in vehicle air conditioning. *IIR International Conference on New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, 495–505.
- Refrigeration Industry. (2021, March). *Transcritical CO2 Systems Market 2020 - 2027*.
- S. K. Wang. (2001). Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. In *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. (2º).
- Society of Heating, A., & Engineers, A.-C. (2002a). *A N I N T E R N A T I O N A L O R G A N I Z A T I O N ASHRAE Position Document on AMMONIA AS A REFRIGERANT*. www.ashrae.org
- Society of Heating, A., & Engineers, A.-C. (2002b). *A N I N T E R N A T I O N A L O R G A N I Z A T I O N ASHRAE Position Document on AMMONIA AS A REFRIGERANT*. www.ashrae.org
- Szczeńśniak, S., & Stefaniak, Ł. (2022). Global Warming Potential of New Gaseous Refrigerants Used in Chillers in HVAC Systems. *Energies*, 15(16). <https://doi.org/10.3390/en15165999>

- UNEP. (2014). *Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee*.
- UNEP. (2020). *About Montreal Protocol*.
- UNFCCC. (2011). *Framework Convention on Climate Change*.
- Vincent Gray. (2007). Climate Chance 2007: The Physical Science Basis Summary For Policymakers. *Energy & Environment*, 18.
- Yunus A. Çengel, & Michael A. Boles. (2013). Termodinâmica. In *Mc Graw Hill* (Porto Alegre, p. 1018).

Referências

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: Ana Carlota Barbosa Marques Sousa

ISEP, Porto, 14 de setembro de 2024

Declaração de Integridade

Apêndices

Apêndice A - Divisão dos consumidores de cada unidade- Segundo caso de estudo

Tabela 33- Composição da unidade CC

Unidade CC		
Consumidor	Ref.	Potência [kW]
Câmara de congelados	CC01	4,20
Câmara de congelados de padaria	CC02	5,04
Peixe congelado	MC02	2,46
Total		11,70

Tabela 34- Composição da unidade MG

Unidade MG	
Consumidor	Potência [kW]
Máquina de gelo	5,50
Total	9,24

Anexos

Anexo A - Expositores

3.3.1 EXPOSITORES DE REFRIGERADOS

Designação	Referência (Layout)	Modulação	Modulação total (m)	Capacidade Frigorífica (kW)
Mural de Lacticínios A/S - c/ portas	MR01	4 x 3,75 m + 1 x 2,50 m	17,50	12,01
Migas e Peixe Embalado	MR02	1 x 2,50 m	2,50	Autónomo
Vitrina de Talho S/T	MR03	2 x 2,50 m	5,00	1,35
Mural de Talho A/S - c/ portas	MR04	2 x 2,50 m	5,00	3,57
Charcutaria A/S	MR05	1 x 1,25 m	1,25	0,86
Bebidas Refrigerantes	MR06	1 x 1,25 m	1,25	Autónomo
Legumes e 4ª Gama	MR07	1 x 3,75 m + 1 x 2,50 m	6,25	7,38
Legumes e 4ª Gama	MR08	1 x 3,125 m + 1 x 2,50 m	5,63	6,64
Retrobaldão de Charcutaria A/S	MR09	1 x 1,25 m	1,25	1,31
Vitrina de Queijos SELF	MR10	1 x 3,75 m	3,75	0,96
Sandes	MR11	1 x 0,937 m	0,94	0,25
Salgados	MR12	1 x 1,35 m	1,35	Autónomo
Chapa Quente A/S	MR13	1 x 0,937 m	0,94	Autónomo
Chapa Quente S/T	MR14	1 x 1,35 m	1,35	Autónomo
Vitrina de Take Away S/T	MR15	1 x > 90º	1,20	0,29
Vitrina Banho Maria S/T	MR16	1 x 1,35 m	1,35	Autónomo
Bebidas e Sobremesas	MR17	1 x 1,25 m	1,25	0,30
Pastelaria S/T	MR18	1 x 2,50 m	2,50	0,68

Tabela 7 – Expositores de Refrigerados - Modulação e Capacidades Frigoríficas

3.4.1 EXPOSITORES DE CONGELADOS

Designação	Referência	Modulação	Modulação total (m)	Capacidade Frigorífica (kW)
Ilha de Congelados (Autónoma)	MC01	10 x 2,50 m + 2 x Topo	28,94	Autónomo
Peixe Congelado	MC02	1 x 3,75 m	3,75	2,46

Tabela 8 - Expositores de Congelados - Modulação de Capacidades Frigoríficas

Anexo B – Necessidades frigoríficas da instalação- Primeiro caso de estudo

Resumo das Necessidades Frigoríficas	
Câmaras de Refrigerados	31,00 kW
Salas Climatizadas	52,91 kW
Expositores de Refrigerados	35,58 kW
Capacidade frigorífica necessária para o regime de refrigerados	119,49 kW
Câmaras de Congelados	9,24 kW
Máquinas de Gelo	5,50 kW
Expositores de Congelados	2,46 kW
Capacidade frigorífica necessária para o regime de congelados	17,20 kW

Tabela 9 - Resumo das Necessidades Frigoríficas

Anexo C - Especificações técnicas da central a CO₂- Primeiro caso de estudo

Regime de Refrigerados da Central Frigorífica	
Marca dos compressores	Bitzer*
Capacidade frigorífica total	128,80 kW
Temperatura de evaporação	- 8 °C
Temperatura de saída de gás no gas-cooler	+ 41 °C
Fluido frigorigéneo	R744 (CO ₂)

Tabela 10 – Regime de Refrigerados da Central Frigorífica - Características Técnicas

* Primeiro compressor com variação de velocidade por variação de frequência

Regime de Congelados da Central Frigorífica	
Marca dos compressores	Bitzer*
Capacidade frigorífica total	18,96 kW
Temperatura de evaporação	- 35 °C
Fluido frigorigéneo	R744 (CO ₂)

Tabela 11 – Regime de Congelados da Central Frigorífica - Características Técnicas

* Primeiro compressor com variação de velocidade por variação de frequência

Compressores paralelos da Central Frigorífica	
Marca dos compressores	Bitzer*
Fluido frigorigéneo	R744 (CO ₂)

Tabela 12 – Conjunto de Compressores em paralelo da Central Frigorífica - Características Técnicas

* Primeiro compressor com variação de velocidade por variação de frequência

Result

	LT-Stage	2GSL-3K	2GSL-3K	
Compressor	--	70,0 Hz	--	
Frequency compressor	--	70,0 Hz	--	
Evaporator capacity	18,96 kW	11,11 kW	7,85 kW	
Ratio	--	58,6 %	41,4 %	
Power input	5,12 kW	3,05 kW	2,07 kW	
Current	10,71 A	5,51 A	5,20 A	
Voltage range	--	380-420V	380-420V	
Mass flow	299 kg/h	175,1 kg/h	123,8 kg/h	
Total superheat	9,90 K	9,90 K	9,90 K	
Discharge gas temp. w/o cooling	54,0 °C	55,0 °C	52,5 °C	
	MT-Stage	4GTEU-30LK	4HTEU-20LK	4HTEU-20LK
Compressor	--	70,0 Hz	--	--
Frequency compressor	--	70,0 Hz	--	--
Evaporator capacity	128,8 kW	62,8 kW	33,0 kW	33,0 kW
Ratio	--	48,8 %	25,6 %	25,6 %
Gas cooler capacity	245 kW	70,9 kW	37,3 kW	37,3 kW
Power input	54,3 kW	25,7 kW	14,32 kW	14,32 kW
Current	87,3 A	37,8 A	24,7 A	24,7 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	2326 kg/h	1134 kg/h	596 kg/h	596 kg/h
Total superheat	15,90 K	15,90 K	15,90 K	15,90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	126,7 °C	124,8 °C	128,5 °C	128,5 °C
optimal high pressure	101,0 bar(a)	--	--	--
	Paralel-Stage	4GTEU-30LK		
Compressor	--	70,0 Hz		
Frequency compressor	--	70,0 Hz		
Ratio	--	100,0 %		
Power input	27,7 kW	27,7 kW		
Current	40,5 A	40,5 A		
Voltage range	--	380-420V		
Mass flow	1864 kg/h	1864 kg/h		
Total superheat	15,00 K	15,00 K		
Discharge gas temp. w/o cooling	102,9 °C	102,9 °C		

LT-Stage: Tentative Data.

LT-Stage: *Compressor-Performance data certified by ASERCOM (see T.Data/ Notes)

LT-Stage: Power consumption at compressor inlet.

LT-Stage: Total superheat smaller than 10K / 18°F.

MT-Stage: Tentative Data.

MT-Stage: Power consumption at compressor inlet.

Paralel-Stage: Tentative Data.

Paralel-Stage: Power consumption at compressor inlet.

Figura 5 – Central Frigorífica – Caraterísticas Técnicas

Anexo D - Tubagem- Primeiro caso de estudo

5.5 TUBAGENS

A tubagem para as câmaras frigoríficas, para os circuitos das máquinas de gelo, para a central de refrigerados e sua interligação ao gas cooler será em cobre desidratado, sem costura, próprio para refrigeração, com pendentes nas linhas de aspiração no sentido da casa das máquinas.

Deverão propor tubagem que permita pressões interiores acima de 60 bar na instalação frigorífica da loja (entre o depósito de líquido e a aspiração da central de refrigerados, consumidores incluídos).

Deverão propor tubagem que permita pressões interiores acima de 130 bar no circuito entre a descarga dos refrigerados e o depósito de líquido.

5.6.1 ISOLAMENTO DA TUBAGEM DE R744

O isolamento da tubagem de cobre (aspiração e líquido dos circuitos de refrigeração e congelados de R744) deverá ser realizado com coquilhas de isolamento flexível de espuma elastomérica tipo “Armaflex – AF” (ou equivalente).



Figura 6 - Isolamento térmico de tubagem Armaflex

Os suportes das tubagens frigoríficas deverão ser executados com abraçadeiras isoladas Armafix.

A manga do tipo “Armaflex – AF” terá uma espessura dimensionada para a temperatura interior do fluido circulante e para a humidade relativa ambiente.

Não serão aceites cortes longitudinais nos isolamentos das tubagens, com exceção nos “tês”, válvulas e picagens para os consumidores.

As mangas serão aplicadas consoante se for montando a tubagem sendo coladas entre si com cola apropriada. Como remate às uniões será colada manta do mesmo tipo.

Principais requisitos:

- Isolamento térmico flexível resistente à difusão do vapor de água e de baixa condutibilidade térmica
- Condutibilidade térmica a 0 °C λ : 0,036W/(m K)
- Factor de resistência μ à difusão de vapor de água:
 - $\mu \geq 5.000$
 - $\mu_{\text{Médio}} = 7.000$
- Reação ao fogo: M1

Quadro de resumo das espessuras dos isolamentos:

Espessuras mínima de isolamento térmico de tubagem			
Circuito	Tubagem	Diâmetro	Diâmetro da espessura mínima do Isolamento
Refrigerados	Aspiração	Todos	25 mm
Congelados	Aspiração	Todos	32 mm até 5/8" K65 e 40mm a partir de 3/4"
Cong. / Ref.	Líquido	Todos	19 mm
Tubagem no exterior*	Aspiração	Todos	<u>2 x Espessura acima indicada (o dobro da espessura normal equivalente) + forra chapa de alumínio</u>
	Líquido		
Tubagem nas valas técnicas	Aspiração	Todos	<u>2 x Espessura acima indicada (o dobro da espessura normal equivalente)</u>
	Líquido		

Tabela 15 - Quadro resumo de espessura mínima de Isolamento Térmico de Tubagem

Nota: Deverão colocar isolamento extra com espessura de 25 mm em Armaflex sempre que existirem tubagens isoladas no exterior. O acabamento deverá ser feito com forra mecânica de chapa de alumínio.

Anexo E – Coeficiente para o cálculo da carga do dióxido de carbono- Primeiro caso de estudo

REFRIGERANTES NATURAIS NATURAL REFRIGERANTS

CARGA DE REFRIGERANTE CO2

kg/kW CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Valores aproximados kg/kW. A variação destes valores práticos depende do tipo de instalação, comprimento, diâmetro de tubagem e dos permutadores utilizados (Informação MIT Centauro em preparação).

CO2 REFRIGERANT CHARGE

kg/kW COOLING CAPACITY

Approximate values of kg/kW. The variation in these practical values will depend on type of facility, piping length, piping diameters and coolers used (Centauro MIT information bulletin in preparation).

	Carga refrigerante Refrigerant charge kg/kW
Sistema de expansão directa de baixa temp. (Central) Low temp. direct expansion system (Rack)	3,5...4,5
Sistema de expansão directa de média temp. (Central) Medium temp. direct expansion system (Rack)	1,5...2,1
Sistema de expansão directa de baixa temp. (Sistema split - Nigh Star) Low temp. direct expansion system (Split individual system - Nigh Star)	2,5...3,5
Sistema de expansão directa de média temp. (Sistema split individual - Nigh Star) Medium temp. direct expansion system (Individual split system - Nigh Star)	1,3...1,6
Sistema booster transcritical Transcritical booster system	1,3...2,3

Anexo F - Manutenção preventiva do sistema a CO₂ - Primeiro caso de estudo

Neste contrato, deve estar incluída a reparação/substituição de todo e qualquer equipamento com defeito, e a recarga do fluido refrigerante em caso de eventuais fugas, bem como dos restantes consumíveis necessários ao bom funcionamento da instalação frigorífica, nomeadamente a troca de óleo e filtros, reaperto das ligações nos QE's, e verificações e ajustes dos parâmetros dos equipamentos, segundo as prescrições e as boas práticas recomendadas pelos fabricantes nas respetivas **Fichas Técnicas**, e pelas regras da arte.

25. ASSISTÊNCIA TÉCNICA

Compete ao adjudicatário/instalador, no âmbito do serviço Pós-Venda a que está obrigado, efetuar a assistência técnica às instalações e ao equipamento frigorífico a que se refere o presente caderno de encargos, durante o prazo de garantia de 2 anos definido.

Assim, o **Contrato de Manutenção** referido acima no ponto anterior desta Memória Descritiva, na sua **vertente preventiva**, deverá contemplar as seguintes tarefas periódicas obrigatórias:

25.1. MÁQUINA DE GELO

São os seguintes, os trabalhos de Manutenção Periódicos, que devem ser feitos em conformidade com a Ficha técnica do fabricante.

Diariamente (Estas tarefas diárias, ficam a cargo da operação/manutenção da loja, e por isso está excluída do contrato de manutenção do instalador)

- Limpeza da máquina
- Limpeza da cuba (não inclui higienização)
- Verificação quanto a componentes em falta e, eventualmente substituição dos sinais de aviso e indicação na máquina (reportar ao manual de instruções da Maja).

Mensalmente

- Manutenção e conservação de motor, rolamento, polias de correia, correias trapezoidais e vedantes.
- Verificação do nível de óleo na engrenagem e no rolamento axial e, eventualmente reabastecer com óleo (reportar ao manual de instruções da Maja).
- Manutenção e, eventualmente, conservação do sistema elétrico.

- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

Semestralmente

- Verificação e, eventualmente, ajuste da distância do raspador (reportar ao manual de instruções da Maja).
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)
- Inspeção e limpeza do sifão, na tubagem de esgoto da máquina
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

De 3 000 em 3 000 hora de operação

- Mudança de óleo na engrenagem (reportar ao manual de instruções da Maja).
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

25.2. GRUPOS COMPRESSORES DE CO2

Uma correta manutenção, é um fator-chave para uma maior durabilidade e fiabilidade do equipamento, garantindo uma melhor eficiência energética, e as melhores condições de exploração e funcionamento, e ao mesmo tempo, as condições de segurança recomendadas pelo fabricante. Este conjunto de operações que é descrito a seguir, é baseado nas fichas técnicas dos principais fabricantes de centrais.

Manutenção Ordinária

Operações a realizar após as primeiras horas de funcionamento, aproximadamente 200 horas ou 10 dias.

- Limpar os filtros mecânicos de aspiração dos compressores, se existirem.
- Verificar as temperaturas e as pressões de funcionamento.

- Controlar possíveis manchas de óleo conforme o equipamento frigorífico, e reapertar onde for necessário.
- Verificar o nível de óleo dos compressores, e repor se for necessário.
- Verificar e monitorizar o nível de CO2 no depósito de líquido.
- Substituir o cartucho do filtro desidratador.
- Verificar a presença de ar ou outros gases incondensáveis, no interior da instalação mecânica, e proceder à sua purga.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)
- Verificar eventuais fugas no sistema, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)

Semanalmente (As tarefas deste item semanal, ficam a cargo da operação/manutenção da loja, e por isso está excluída do contrato de manutenção do instalador)

- Verificar nível de óleo, se aplicável.
- Verificar nível de humidade no circuito.
- Verificar nível de refrigerante no depósito de líquido.

A cada 1 500 horas de funcionamento (cerca de 3 meses)

- Verificar e reapertar as ligações elétricas no Quadro Elétrico dos grupos compressores de CO2, bem como no Quadro Elétrico de alimentação dos postos de frio, barramentos de cobre e outros terminais elétricos de aperto mecânico.
- Verificar o aperto de porcas e uniões flexíveis
- Verificar se todos os capacetes (dos pipos ou das válvulas que os deveriam possuir), se encontram colocados e bem apertados.
- Verificar o aperto das ligações desmontáveis que incorporem juntas (visores, filtros, boias, flanges, etc.)
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

A cada 3 000 horas de funcionamento (cerca de 6 meses)

- Verificar o funcionamento e calibragem dos transdutores de pressão, nos diversos circuitos da instalação.
- Verificar e aferir o funcionamento dos manómetros (se existirem), e se necessário recalibrar.
- Verificar as temperaturas e as pressões de funcionamento.
- Verificar a presença de ar ou outros gases incondensáveis, no interior da instalação mecânica e proceder à sua purga, se aplicável.
- Controlo das intensidades de corrente absorvida pelos motores dos compressores.
- Ensaios a todos os diferenciais da instalação, incluindo os botões de teste;
- Verificação e teste dos alarmes de frio, e do sistema de alarmística de fuga de CO₂;
- Controlo dos ciclos de descongelação dos postos, e sua afinação se necessário.
- Verificação in loco e ajuste remoto se necessário, de todos os parâmetros de funcionamento da instalação frigorífica, garantindo a melhor eficiência energética.
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

A cada 6 000 horas de funcionamento (cerca de um ano)

- Verificar as válvulas de segurança e os elementos de controlo.
- Verificar o estado do óleo, sua cor e limpeza, se aplicável.
- Verificar a atuação da proteção de pressão diferencial, no circuito de óleo de lubrificação dos compressores, se aplicável.
- Verificar o sistema composto pelo separador e reservatório de óleo, seus componentes e respetivos sistemas de controlo eletrónico, se aplicável.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

A cada 10 000 ou 12 000 horas de funcionamento (cerca de 2 anos)

- Substituição do óleo do sistema.

- Verificar as tubagens, suas uniões e estado dos isolamentos.
- Verificar a existência de vibrações.
- Verificar ruídos anormais ou incomuns.
- Verificar as resistências de aquecimento do cárter dos compressores.
- Verificar a eventual ocorrência de condensações em demasia, ou acumulação de gelo nos cárteres dos compressores.
- Verificar e limpar os filtros nos compressores e nos diversos circuitos da instalação (aspiração, líquido, óleo e glicol se existente), se aplicável.
- Limpeza dos compressores e da casa de máquinas em geral, se esta existir.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

25.3. ARMÁRIOS DA WELLS (SE EXISTIREM)

- Revisão trimestral aos armários Wells, dos Balcões de Informação.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

25.4. GAS COOLER (INCORPORADO NOS GRUPOS COMPRESSORES DE CO2)

Trimestralmente

- Verificar o estado de limpeza das baterias tubulares de cobre, e das alhetas de alumínio, e proceder à sua limpeza através de escovagem/sopro, seguida de lavagem com água sob pressão suave, sem danificar o alhetado de alumínio da bateria (O instalador deve pedir à fiscalização da obra, a colocação de ponto de água e de esgoto, junto ao equipamento).
- Verificar se todos os capacetes (dos pipos ou das válvulas que os deveriam possuir), se encontram colocados e bem apertados.

- Verificar o funcionamento dos motores EC dos ventiladores, e do seu controlo digital de regulação da velocidade de rotação. Verificar o valor da corrente absorvida por cada motor ventilador, no seu regime normal de funcionamento, se aplicável.
- Verificar os suportes de fixação dos ventiladores.
- Verificar o estado, e alinhamento das pás dos ventiladores, e eventuais vibrações mecânicas, durante a sua rotação à velocidade máxima
- Verificar o estado das ligações elétricas e dos respetivos apertos mecânicos, nos terminais das caixas de ligação.
- Verificar o normal funcionamento das sondas, transdutores e demais elementos de controlo, associados ao funcionamento do *Gas Cooler*, incluindo o seu funcionamento em modo manual e ao seu rearme automático, em caso de falha de corrente.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

Semestralmente

- Verificar eventuais amolgadelas no alhetado de alumínio da bateria, e proceder à sua reparação através de pente adequado ao efeito.
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

25.5. EVAPORADORES E EQUIPAMENTO ASSOCIADO AO INTERIOR DAS CÂMARAS

Trimestralmente

- Verificar e aferir as sondas de temperaturas de entrada e saída do ar no evaporador, e a de temperatura ambiente na câmara, e de fim de descongelação quando for o caso.
- Verificar os parâmetros de funcionamento do transdutor de pressão, e das sondas de temperatura na tubagem, associadas, e aferir os valores de setpoint.

- Verificar o funcionamento da sonda de produto, quando for o caso.
- Verificar o funcionamento da válvula eletrónica de expansão na linha de líquido, e das válvulas de passagem e de serviço de alívio de pressão, associadas, na tubagem de entrada e saída do evaporador.
- Verificar o estado do isolamento das tubagens que ligam ao evaporador, e reparar se necessário.
- Verificar o estado da sonda de deteção de CO₂, e o funcionamento da respetiva alarmística.
- Verificar e aferir o nível de iluminação no interior da câmara, a 1,5 m de altura do solo (200 Lx), e proceder à eventual substituição de lâmpadas Led que possam estar inoperacionais.
- Verificar os ventiladores do evaporador, e os respetivos suportes.
- Verificar o funcionamento das resistências de descongelação da bateria, quando for o caso, e ensaiar o funcionamento correto dos ciclos de descongelação.
- Verificar a sequência e as temporizações no arranque e paragem dos ventiladores dos evaporadores, durante os ciclos de descongelação das baterias.
- Verificar o funcionamento da bateria de controlo de HR, e da sonda associada, quando for o caso.
- Verificar o funcionamento das resistências de gola, no caso dos evaporadores das câmaras de congelados.
- Verificar o funcionamento das resistências de esgoto, no caso das câmaras de congelados, assim como o estado do isolamento da respetiva tubagem de esgoto.
- Verificar o escoamento dos tabuleiros de recolha, das águas de descongelação.
- Verificar o bom funcionamento das cortinas de ar nas portas das câmaras de congelados, e a correta velocidade e orientação do fluxo de ar.
- Verificar o correto funcionamento dos fins de curso, nas portas das câmaras, e o seu encravamento com o funcionamento do frio, e com a iluminação da câmara.
- Verificar se todos os capacetes (dos pipos ou das válvulas que os deveriam possuir), se encontram colocados e bem apertados.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

Semestralmente

- Verificar o estado da estrutura, e da caixa metálica envolvente da bateria do evaporador, assim como o tabuleiro de recolha da água de descongelação.
- Inspeção e limpeza do sifão, na tubagem de esgoto do evaporador.
- Verificar os suportes de fixação do evaporador, ao teto da câmara, vedando eventuais entradas de ar e corrigindo possíveis pontes térmicas, e eventuais danos ou pontos de oxidação.
- Verificar o estado de limpeza da bateria do evaporador e do respetivo alhetado, verificando eventuais danos, e procedendo à sua limpeza, resolvendo a existência de eventuais obstruções, à livre passagem do ar pela bateria.
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas, preconizadas pelo fabricante (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP).

25.6. EXPOSITORES FRIGORÍFICOS

Diariamente (Estas tarefas diárias, ficam a cargo da operação/manutenção da loja, e por isso está excluída do contrato de manutenção do instalador)

- Verificação do estado geral de conservação e limpeza exterior, incluindo as grelhas de insuflação e retorno de ar, garantindo que estão sempre desobstruídas, permitindo assim, um bom funcionamento da cortina de ar do expositor.
- Verificação do estado geral de limpeza dos condensadores dos grupos compressores incorporados nos expositores, permitindo assim, um bom funcionamento dos mesmos.
- Verificação do bom funcionamento das portas e tampas de vidro ou acrílico, dos expositores que as possuam, reportando eventuais anomalias.
- Verificar o estado da iluminação Led, reportando eventuais anomalias.
- Verificar eventuais condensações anómalas, no interior e exterior dos expositores de temperatura positiva.
- Verificar eventuais pontos de acumulação de gelo no interior dos expositores de congelados.

- Verificar e respeitar, os níveis de carga de produto assinalados pelo fabricante, no interior dos expositores.
- Verificar o funcionamento dos displays de temperatura dos expositores, e reportar eventuais anomalias.
- Vigiar as temperaturas pré-definidas para cada tipo de expositor e produto, e reportar eventuais diferença constatadas.
- Manter desobstruídas as grelhas de ventilação, existentes nos expositores de frio autónomo (ilhas promocionais, armários e ilhas duplas fixas).

Mensalmente (Estas tarefas deste item mensal, ficam a cargo da operação/manutenção da loja, e por isso está excluída do contrato de manutenção do instalador)

- Limpeza interior da cuba do expositor e verificação do bom funcionamento dos esgotos ou das resistências de evaporação nos tabuleiros sobre os compressores.
- Verificar eventuais condensações nas superfícies vidradas exteriores dos expositores, e conferir o bom funcionamento das resistências de desembaciamento, e das sondas de HR que controlam o seu funcionamento.
- Verificar o bom funcionamento dos ventiladores, responsáveis pela cortina de ar frio, dos expositores.
- Verificar eventuais danos por oxidação ou por embates mecânicos, provocados por carrinhos de clientes ou pela máquina de limpeza do pavimento, nas chapas e perfis plásticos exteriores dos expositores. Verificar a operacionalidade das proteções de solo, dos expositores.

25.7. EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - GENERALIDADES

Trimestralmente

- Verificação do estado de toda a cablagem de força e de comando
- Verificar todos os circuitos de proteção diferencial.
- Verificação dos circuitos de proteção contra sobrecargas de intensidade de corrente, e sequência ou falta de fases.
- Verificação das ligações do circuito de terras, no barramento dos quadros, e nos equipamentos.
- Verificar o estado dos arrancadores e contactores, relés, e o estado dos respetivos contactos.
- Verificar o estado de todos os interruptores e seccionadores.

- Verificar o funcionamento da ventilação de arrefecimento dos Quadros Elétricos dos Postos, e da Central de CO₂.
- Verificar e proceder a reapertos mecânicos nos barramentos, e nos terminais de ligações elétricas, sempre que necessário.
- Inspeção e limpeza exterior e interior, dos principais quadros, e equipamentos elétricos.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

25.8. RAMAIS DE TUBAGEM, SUPORTES E RESERVATÓRIO SOB PRESSÃO - GENERALIDADES

Semestralmente

- Verificação geral do estado dos isolamentos térmicos das tubagens, e eventuais pontos de condensações
- Verificação geral aos pontos de picagem dos ramais, e ao estado das válvulas de seccionamento dos ramais, e dos postos.
- Verificar se todos os capacetes (dos pipos ou das válvulas que os deveriam possuir), se encontram colocados e bem apertados.
- Verificar o estado geral de todos os recipientes sob pressão (eventuais pontos de oxidação), os selos de segurança das válvulas de segurança, e a eventual necessidade de aferição dos manómetros, de acordo com o especificado no capítulo Determinações e Procedimento de Segurança, desta memória descritiva. Verificar a periodicidade legal vigente, para a eventual renovação das provas de pressão dos recipientes (depósito de líquido, separador de óleo, e eventuais coletores).
- Verificação geral de fugas e pesquisa de eventuais manchas de óleo, com emissão de relatório de fugas (Ficha Centerm, se aplicável)
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

Anualmente

- Verificação geral ao estado dos suportes mecânicos (poleias, calhas metálicas e braçadeiras), dos caminhos técnicos das tubagens, e esteiras metálicas ou plásticas para os cabos.

- Verificar o estado da sinalética, com a identificação e sentido do fluxo dos fluidos no interior das tubagens, de acordo com as normativas vigentes e devidamente na presente Memória Descritiva.
- Envio do relatório de intervenção, com o preenchimento das Fichas Técnicas (para o Diretor da Unidade de exploração, e respetivo Coordenador de manutenção da DOP)

O contrato de Manutenção, vigorará a partir da data da receção provisória, pelo período de 2 anos, suportando o adjudicatário, todos os encargos daí decorrentes.

26. PENALIZAÇÕES

O fornecimento dos bens e a prestação do serviço feitos no âmbito do presente CE, será regido mediante os critérios definidos a nível técnico e processual, no decurso do processo de negociação.

O incumprimento, por parte do fornecedor, das datas de entrega acordadas, quantidades entregues e especificações técnicas definidas dos bens e/ou serviços, será alvo de penalizações que se revestirão da seguinte forma:

- Atraso na entrega – 0,5% do valor a faturar, por cada dia de atraso.
- Entregas que não estejam de acordo com a nota de encomenda – 0,5% do valor da fatura
- A falha nos padrões de qualidade – 1,5% do valor da fatura e a substituição do equipamento em tempo útil, isto é, no prazo acordado de fornecimento.

27. RESPONSABILIDADES DO INSTALADOR

O instalador obriga-se a utilizar profissionais certificados em número suficiente, e assume total e exclusivamente a responsabilidade pelo cumprimento da legislação e normas aplicáveis aos bens/serviços aplicáveis, transporte e montagem, incluindo as responsabilidades legais, civis e comerciais.

O fornecedor terá de reembolsar o Dono de Obra pelos prejuízos das responsabilidades anteriores, o que inclui todos os gastos judiciais ou extrajudiciais causados por:

- Danos causados pelo fornecedor pelo incumprimento do acordo comercial.
- Medidas tomadas por instituições estatais e/ou municipais contra o Dono de Obra, por defeitos dos bens fornecidos ou a sua inadequação às normas legalmente exigíveis.

Anexo G - Especificações técnicas do *chiller*- Segundo caso de estudo

RTDF



Capacidade de arrefecimento: 112-365 kW

Capacidade de aquecimento: -----

- Refrigerador de amoníaco arrefecido a ar para aplicações de congelação profunda
- Temperatura de saída do glicol entre -12°C e -30°C a temperaturas ambiente entre -10°C e +47°C
- Eficiência muito elevada em aplicações de congelação profunda
- Zero GWP, não empobrece a camada de ozono, carga ultra baixa de amoníaco (NH₃ / R717) - apenas 70 g por kW
- Compressor de parafuso semi-hermético com motor de ímanes permanentes
- Serpentina de condensador de microcanais e evaporador de placa soldada em aço inoxidável
- 112 -365 kW (a 35 °C ambiente, -19°C / -25°C 50% EG)

Dados do produto

RTDF

	P_c (1) kW	EER (1)	L (2) mm	W (2) mm	H (2) mm	OW (2) kg
RTDF 030	128,0	1,24	4977	2200	2315	4386
RTDF 035	130,0	1,23	4977	2200	2315	3540
RTDF 040	158,0	1,25	6454	2200	2315	3540
RTDF 050	192,0	1,29	6454	2200	2315	4552
RTDF 070	259,0	1,24	7960	2200	2315	5450
RTDF 080	315,0	1,27	7960	2200	2315	5570
RTDF 100	383,0	1,32	10883	2200	2315	7290

P_c: Cooling capacity
W: Width

EER: Energy Efficiency Ratio (cooling)
H: Height

L: Length
OW : Operating Weight

(1): Temperatura do ar exterior 35°C e temperatura do glicol refrigerado (50% EG) -19°C / -25°C

(2): Unidade básica sem acessórios

Anexo H - Especificações dos Frigodifusores e Evaporadores- Segundo caso de estudo

CÂMARAS DE REFRIGERADOS								CO2		Glicol	
Câmaras de Refrigerados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)	Evaporador	QT	%HR	Preço uni.	Preço parcial	Preço uni.	Preço parcial
Câmara de Peixe	CR01	3,30	36,69	+ 0,5 °C	10 ECT/E 36 CO2-60-DT, com apara pingos e descongelção elétrica	2,00	NÃO	1 138,60 €	2 277,20 €	1 852,40 €	3 704,80 €
Câmara de Bacalhau	CR02	2,60	21,45	+ 3 °C	RWK 4A2/40 CO2-ES-60-BR, com descongelção natural e controlo de %HR	1,00	SIM	1 151,90 €	1 151,90 €	1 272,00 €	1 272,00 €
Câmara de Talho	CR03	4,50	45,47	0 °C	CBN/E 4B2/6 CO2-ES-60, com descongelção elétrica	1,00	NÃO	1 599,90 €	1 599,90 €	2 223,80 €	2 223,80 €
Câmara de Aves	CR04	2,30	27,00	0 °C	CBN/E 4B1/3 CO2-ES-60, com descongelção elétrica	1,00	NÃO	1 066,30 €	1 066,30 €	1 609,80 €	1 609,80 €
Câmara de Lactínios	CR05	6,50	77,37	+ 2 °C	MT 4E2/9 CO2-EV-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	1 565,00 €	1 565,00 €	2 204,00 €	2 204,00 €
Câmara de Frutas e Legumes	CR06	2,80	34,63	+ 4 °C	RWK 4A2/40 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	981,80 €	981,80 €	1 068,00 €	1 068,00 €
Câmara de Aves	CR07	1,80	15,43	0 °C	RWK/E 4A1/29 CO2-ES-60, com descongelção elétrica	1,00	NÃO	823,20 €	823,20 €	1 210,00 €	1 210,00 €
Câmara de Take-Away	CR08	2,00	23,43	+ 2 °C	RWK 4A1/29 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	724,00 €	724,00 €	1 210,00 €	1 210,00 €
Câmara de Lixos	CR09	5,20	55,22	0 °C	CBN/E 4B2/6 CO2-ES-60, com descongelção elétrica	1,00	NÃO	1 599,90 €	1 599,90 €	2 223,80 €	2 223,80 €
Total parcial		31,00						11 789,20 €		16 726,20 €	

SALAS CLIMATIZADAS								CO2		Glicol	
Salas Climatizadas	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)	Evaporador	QT	%HR	Preço uni.	Preço parcial	Preço uni.	Preço parcial
Apoio Peixaria	SC01	1,72	24,61	+ 12 °C	DFK 504 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	524,40 €	524,40 €	468,00 €	468,00 €
Apoio Talho	SC02	2,65	29,45	+ 10 / + 12 °C	DFK 506 CO2-ES-60-BR, com descongelção natural e controlo de %HR	1,00	SIM	754,70 €	754,70 €	723,20 €	723,20 €
Circulação I	SC03	8,02	133,71	+ 12 °C	CBK 4B2/6 CO2-ES-60, com descongelção natural	2,00	NÃO	1 399,00 €	2 798,00 €	1 847,90 €	3 695,80 €
Circulação II	SC03	12,88	214,68	+ 12 °C	CBK 4B2/6 CO2-ES-60, com descongelção natural	2,00	NÃO	1 399,00 €	2 798,00 €	1 847,90 €	3 695,80 €
Apoio Fruta e Legumes	SC04	1,77	25,34	+ 12 °C	DFK 504 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	524,40 €	524,40 €	468,00 €	468,00 €
Circulação III	SC05	5,16	86,03	+ 12 °C	DFL 509 CO2-ES-60, com descongelção natural	2,00	NÃO	685,20 €	1 370,40 €	764,00 €	1 528,00 €
Circulação IV	SC06	2,24	37,36	+ 12 °C	DFL 509 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	685,20 €	685,20 €	703,20 €	703,20 €
Apoio Charcuteria e Take-Away	SC07	3,60	51,44	+ 10 / + 12 °C	DFK 508 CO2-ES-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	705,80 €	705,80 €	785,00 €	785,00 €
Buffer de Frescos	SC08	14,85	212,18	+ 8 / + 10 °C	CBK 4F3/14 CO2-EC-60, com descongelção natural	1,00	NÃO	3 513,10 €	3 513,10 €	3 371,20 €	3 371,20 €
Total parcial		52,91						13 674,00 €		15 438,20 €	

Expositores de Refrigerados (kW)	35,58
Câmaras de Refrigerados (kW)	31,00
Salas Climatizadas (kW)	52,91
Total de Refrigerados (kW)	119,49

CÂMARAS DE CONGELADOS						
Câmaras de Congelados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)	Evaporador	QT
Câmara de Congelados	CC01	4,20	50,97	- 20 °C	DD/E 7E2/7 CO2-EV-60-RG, com descongelção elétrica e resistências de gola	1,00
Câmara de Congelados de Padaria	CC02	5,04	50,45	- 20 °C	DD/E 7E2/7 CO2-EV-60-RG, com descongelção elétrica e resistências de gola	1,00
Total parcial		9,24				

CO2	
Preço uni.	Preço parcial
2 051,30 €	2 051,30 €
2 051,30 €	2 051,30 €
4 102,60 €	

MÁQUINAS DE GELO				
	Capacidade Frigorífica (kW)	Capacidade Produção (kg/24h)	Marca / Modelo	QT
Máquina de Gelo	5,50	1 000	ITV	1,00
Total parcial		5,50		

	CO2	Glicol
Total Positivos	25 463,20 €	32 164,40 €

Expositores de Congelados (kW)	2,46
Câmaras de Congelados (kW)	9,24
Máquinas de Gelo (kW)	5,50
Total de Congelados (kW)	17,20

26,3%

Anexo I - Especificações técnicas das unidades condensadoras- Segundo caso de estudo

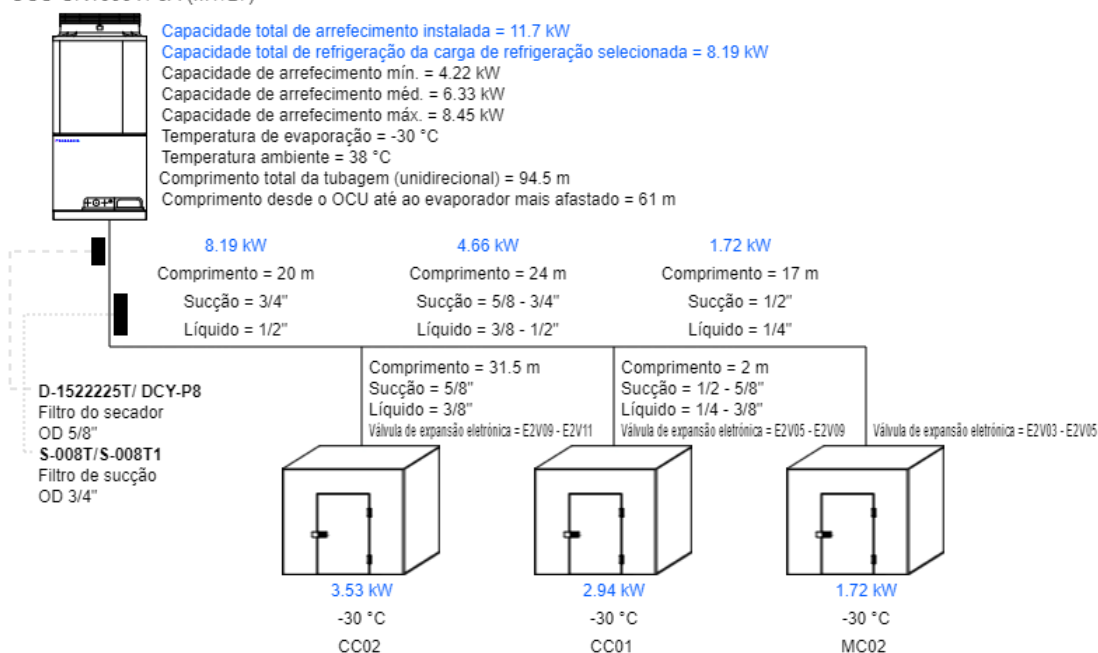
Tubo de refrigerante

	Descrição	Tipo	Tubo principal (m)	Tubo de derivação (m)	Capacidade de arrefecimento (kW)	Temp. de evaporação (°C)
#1	CC02	Câmara frigorífica	20	31,5	5,04	-30
#2	CC01	Câmara frigorífica	24	2	4,2	-30
#3	MC02	Câmara frigorífica	17	0	2,46	-30

Carga total Arrefecimento a 100%: 11,7kW

Tubagem calculada à carga de arrefecimento: 70%

OCU-CR1000VF8A (MT/LT)



1. Quando a soma total dos tubos (unidirecional) for superior a 50 m, adicione 1 L de óleo PZ-68S.
2. O uso de qualquer outro tipo de óleo é estritamente proibido, apenas se recomenda o uso do PZ-68S.
3. A nota de encomenda deve ser feita com o seguinte código da peça sobresselente:

(4,0 L) Código da peça sobresselente: 80203517115003 / Nome da peça sobresselente: ÓLEO LUBRIFICANTE PZ-68S

(0,5 L) Código da peça sobresselente: 80203517117000 / Nome da peça sobresselente: ÓLEO LUBRIFICANTE PZ-68S

(0,5 L) Código opcional da peça: CZ-CO2LBROL500 / Nome opcional da peça: ÓLEO LUBRIFICANTE PZ-68S

Evaporador	Tubo principal		Tubo de derivação		EEV
	Sucção	Líquido	Sucção	Líquido	
CC02	3/4	1/2	5/8	3/8	E2V09 or E2V11
CC01	5/8 or 3/4	3/8 or 1/2	1/2 or 5/8	1/4 or 3/8	E2V05 or E2V09
MC02	1/2	1/4			E2V03 or E2V05

Notas importantes:

- Este software apenas calcula os tubos para secções horizontais.

Verifique sempre as condições de funcionamento garantidas especificadas pela Panasonic e, em caso de dúvida, entre em contacto connosco.

- Considere os pontos explicados abaixo para tubos verticais.

D-155T/ DCY-P8: A linha de líquido do filtro do secador vem incluída da fábrica.

S-008T/S-008T1: O filtro de sucção para a linha de sucção vem incluído da fábrica.

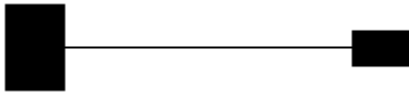
SPK-TU125: Recomenda-se a encomenda de um adaptador do conector do tubo para aspiração e assistência. Não está incluído com a unidade.

Notas importantes:

Este software apenas calcula os tubos para secções horizontais.

Quando a CDU e o evaporador estão localizados ao mesmo nível

Os tubos calculados são mantidos em todas as secções.



Quando a CDU está localizada abaixo do evaporador

A diferença de altura é de 5 m ou menos.

Linha de sucção:

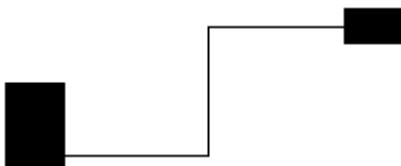
Para as secções horizontais, utilize o tubo calculado.

Para secções verticais descendentes, use o tubo calculado.

Para secções verticais ascendentes, reduza um tamanho.

Linha de líquido:

As linhas calculadas são mantidas em todas as secções.



Quando a CDU está localizada acima do evaporador

A diferença de altura é de 20 m ou menos.

Linha de sucção:

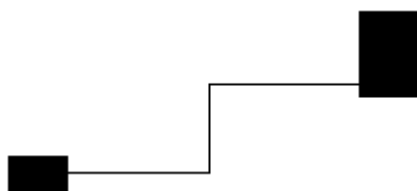
Para as secções horizontais, utilize o tubo calculado.

Para secções verticais, reduza um tamanho.

Linha de líquido:

As linhas calculadas são mantidas em todas as secções.

Verifique sempre as condições de funcionamento garantidas especificadas pela Panasonic e, em caso de dúvida, entre em contacto connosco.



Notas gerais:

Recomenda-se que instale, pelo menos, um tubo de sucção de 3/4" com 1 m na posição horizontal, onde deve ser instalado o filtro S-008T/S-008T1 apenas na entrada da CDU.

A linha de sucção deve idealmente inclinar-se ligeiramente 1-2% para a CDU.

Sifão deve ser instalado em cada 6 metros ou abaixo da linha de aspiração.

O comprimento total máx. é de 100 m ou menos.

Se o comprimento da tubagem exceder os 50 m, adicione 1 L de óleo PZ-68S e verifique o estado, de acordo com a página EN-38 do Manual de instruções e Instruções de instalação.

O filtro secador D-155T/DCY-P8 deve estar instalado na linha de líquido.

O secador do filtro (vem incluído um em cada unidade de refrigeração) é um componente padrão.

Ao substituir o filtro secador, utilize o mesmo filtro secador (modelo n.º D-155T/DCY-P8).

O filtro de sucção (S-008T/S-008T1) deve ser encomendado separadamente. Não está incluído com a unidade de refrigeração.

Ao substituir o filtro de sucção, utilize o mesmo filtro (modelo n.º S-008T/S-008T1).

O filtro de sucção S-008T/S-008T1 deve estar instalado na linha de sucção.

Para mais informações, consulte o Manual de instruções e as Instruções de instalação, página N-19.

N.º do modelo	Linha de sucção (Entrada da unidade)	Linha de líquido (Saída da unidade)
OCU-CR1000VF8A (MT/LT)	Ø19.05 mm, 3/4"	Ø15.88 mm, 5/8"

Nota: A soldagem refere-se à soldagem do diâmetro exterior.

No caso de utilização de outro software para as dimensões de tubagens, respeite as seguintes condições:

LINHA DE SUCÇÃO

- Taxa de fluxo do refrigerante a 3 ~ 5 m/s ou mais no tubo de sucção horizontal.
- Taxa de fluxo do refrigerante a 5 ~ 8 m/s ou mais no tubo de sucção vertical.
- A queda da pressão deve ser inferior 0.1 MPa (1bar).

LINHA DE LÍQUIDO

- Taxa de fluxo de refrigerante a 0,5 ~ 1,5 m/s ou mais em todas as secções.
- A queda da pressão deve ser inferior 0.2 MPa (2bar).

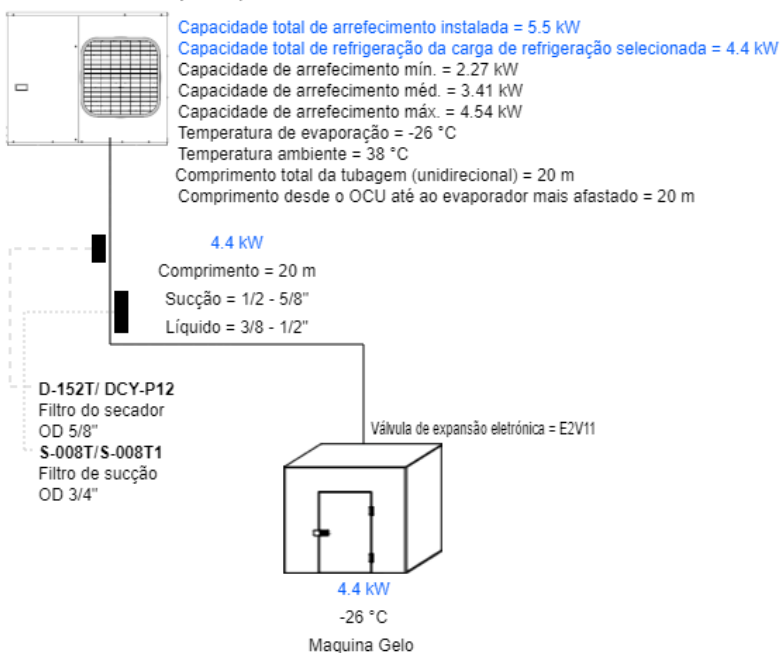
Tubo de refrigerante

	Descrição	Tipo	Tubo principal (m)	Tubo de derivação (m)	Capacidade de arrefecimento (kW)	Temp. de evaporação (°C)
#1	Maquina Gelo	Câmara frigorífica	20	0	5,5	-26

Carga total Arrefecimento a 100%: 5,5kW

Tubagem calculada à carga de arrefecimento: 80%

OCU-CR400VF8A (MT/LT)



Evaporador	Tubo principal		Tubo de derivação		EEV
	Sucção	Líquido	Sucção	Líquido	
Maquina Gelo	1/2 or 5/8	3/8 or 1/2			E2V11

Notas importantes:

- Este software apenas calcula os tubos para secções horizontais.
- Considere os pontos explicados abaixo para tubos verticais.

ATTENTION:

1. When the total sum of pipes (one way) is greater than 25m, it is necessary to add oil PZ-68S.
2. Also, for some evaporator's internal volumes, it is necessary to add oil.

Please always check the amount of refrigerant and oil required in the following section "Refrigerant and oil charge calculator" to avoid compressor's issues.

Very important (Suction pipe) :

1. When there is a riser in the suction pipe (this is the gas direction is ascending) it is essential to reduce the suction pipe by one diameter (1 rank less) with respect to the one calculated and install oil traps as follow:

Verifique sempre as condições de funcionamento garantidas especificadas pela Panasonic e, em caso de duvida, entre em contacto connosco.

- a. At the bottom of the vertical pipe.
 - b. Every 5m.
 - c. Counter oil trap at the top of the vertical pipe.
2. When there is a vertical drop in the suction pipe (this is the gas direction is downward) keep the same diameter of the suction pipe with respect to the calculated one.
 3. For suction pipe, always install slopes towards the outdoor unit.

D-152T/ DCY-P12: A linha de líquido do filtro do secador vem incluída da fábrica.

S-008T/S-008T1: O filtro de sucção para a linha de sucção vem incluído da fábrica.

SPK-TU125: Recomenda-se a encomenda de um adaptador do conector do tubo para aspiração e assistência. Não está incluído com a unidade.

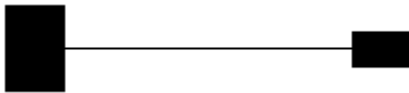
Notas importantes:

- Quando o evaporador está localizado numa posição mais alta: A diferença de altura é de 5 m ou menos.
- Quando o evaporador está localizado numa posição mais baixa: A diferença de altura é de 20 m ou menos.
- Filtros de óleo a 6 metros ou menos.
- O comprimento do tubo é entre 0 e 15 m: 5/8 - 3/8
- O comprimento do tubo é entre 15 e 50 m: 1/2 - 3/8

Este software apenas calcula os tubos para secções horizontais.

Quando a CDU e o evaporador estão localizados ao mesmo nível

Os tubos calculados são mantidos em todas as secções.



Quando a CDU está localizada abaixo do evaporador

A diferença de altura é de 5 m ou menos.

Linha de sucção:

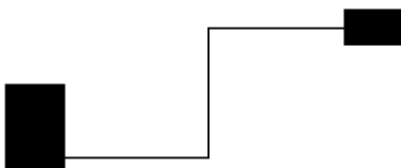
Para as secções horizontais, utilize o tubo calculado.

Para secções verticais descendentes, use o tubo calculado.

Para secções verticais ascendentes, reduza um tamanho.

Linha de líquido:

As linhas calculadas são mantidas em todas as secções.



Quando a CDU está localizada acima do evaporador

A diferença de altura é de 20 m ou menos.

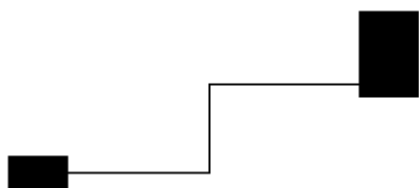
Linha de sucção:

Para as secções horizontais, utilize o tubo calculado.

Para secções verticais, reduza um tamanho.

Linha de líquido:

As linhas calculadas são mantidas em todas as secções.



Notas gerais:

Recomenda-se que instale, pelo menos, um tubo de sucção de 5/8" com 1 m na posição horizontal, onde deve ser instalado o filtro S-008T/S-008T1 apenas na entrada da CDU.

A linha de sucção deve idealmente inclinar-se ligeiramente 1-2% para a CDU.

O filtro de óleo deve ser instalado a cada 6 metros ou menos na linha de sucção.

O comprimento total máx. é de 50 m ou menos.

O filtro secador D-152T/DCY-P12 deve estar instalado na linha de líquido.

O secador do filtro (vem incluído um em cada unidade de refrigeração) é um componente padrão.

Ao substituir o filtro secador, utilize o mesmo filtro secador (modelo n.º D-152T/DCY-P12).

O filtro de sucção S-008T/S-008T1 (vem incluído um em cada unidade de refrigeração) é um componente padrão.

Ao substituir o filtro de sucção, utilize o mesmo filtro (modelo n.º S-008T/S-008T1).

O filtro de sucção S-008T/S-008T1 deve estar instalado na linha de sucção.

Para mais informações, consulte o Manual de instruções e as Instruções de instalação, página N-19.

N.º do modelo	Linha de sucção (Entrada da unidade)	Linha de líquido (Saída da unidade)
OCU-CR400VF8A (MT/LT)	Ø12.7 mm, 1/2"	Ø9.52 mm, 3/8"

Nota: A soldagem refere-se à soldagem do diâmetro exterior.

No caso de utilização de outro software para as dimensões de tubagens, respeite as seguintes condições:

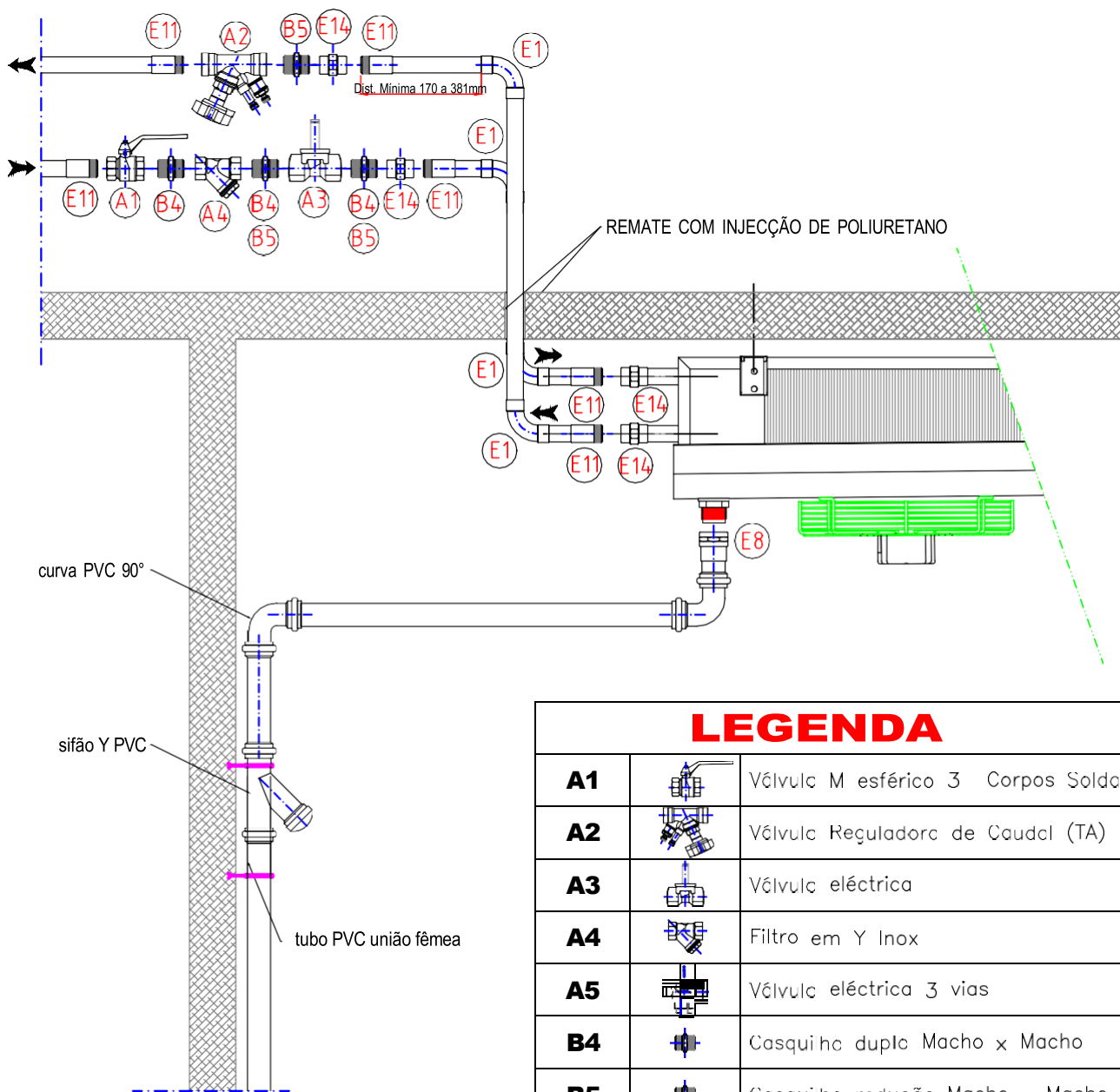
LINHA DE SUCÇÃO

- Taxa de fluxo do refrigerante a 3 ~ 5 m/s ou mais no tubo de sucção horizontal.
- Taxa de fluxo do refrigerante a 5 ~ 8 m/s ou mais no tubo de sucção vertical.
- A queda da pressão deve ser inferior 0.1 MPa (1bar).

LINHA DE LÍQUIDO

Verifique sempre as condições de funcionamento garantidas especificadas pela Panasonic e, em caso de dúvida, entre em contacto connosco.

Anexo J - Tubagem- Segundo caso de estudo



LEGENDA

A1		Válvula M esférico 3 Corpos Soldar
A2		Válvula Regulador de Caudal (TA)
A3		Válvula eléctrica
A4		Filtro em Y Inox
A5		Válvula eléctrica 3 vias
B4		Casquilho duplo Macho x Macho
B5		Casquilho redução Macho x Macho
E1		Curva 90° F/F
E2		Tê igual F/F
E3		Redução concêntrica
E8		Adaptador F/F
E11		Ponteira Soldar/Roscar
E14		União com junção Cónica S/S
E15		União redução Fêmea x Macho

Anexo K - Manutenção preventiva Amoníaco- Segundo caso de estudo



FICHA DE DADOS DE SEGURANÇA

De acordo com o Artigo 31.º, Anexo II, do Regulamento (CE) n.º 1907/2006 (REACH), na sua última redação

Amoníaco, anidro

Data de Emissão: 16.01.2013
Data da revisão: 11.04.2022

Versão: 2.4

Nº de FDS: 000010021772
6/147

5.3 Recomendações para o pessoal de combate a incêndios

Procedimentos especiais de combate a incêndio:	Em caso de incêndio: deter a fuga se tal puder ser feito em segurança. A utilização de água pode formar soluções aquosas muito tóxicas. Não deixar que as águas utilizadas na operação penetrem nas redes de águas ou esgotos. Fazer barreiras para confinar a água. Continuar a lançar água a partir de um local protegido até que o recipiente permaneça frio. Usar agentes de extinção para conter o fogo. Isolar a origem do fogo ou deixar arder.
Equipamento de proteção especial para as pessoas envolvidas no combate a incêndios:	Usar vestuário estanque de protecção química (Tipo 1) em combinação com equipamento de respiração autónoma. Orientações: EN 943-2 Vestuário de protecção contra produtos químicos líquidos e gasosos, incluindo aerossóis e partículas sólidas. Requisitos de desempenho para vestuário de protecção química à prova de gás (Tipo 1) para equipas de emergência (EE).

SECÇÃO 6: Medidas a tomar em caso de fugas acidentais

6.1 Precauções individuais, equipamento de proteção e procedimentos de emergência:	Evacuar a zona. Proporcionar boa ventilação. Considerar o risco de atmosferas potencialmente explosivas. Em caso de fuga, eliminar todas as fontes de ignição. Monitorizar a concentração do produto libertado. Impedir a entrada do produto em esgotos, caves, fossas ou qualquer outro lugar onde sua acumulação possa ser perigosa. Utilizar equipamento de respiração autónoma de pressão positiva quando entrar na área a não ser que se comprove que a atmosfera é respirável. EN 137: Aparelhos de protecção respiratória - Auto-circuito aberto de aparelho de respiração de ar comprimido com máscara completa - Requisitos, ensaios e marcação.
6.2 Precauções a Nível Ambiental:	Prevenir dispersão ou derrame do produto se for seguro fazê-lo. Reduzir o vapor com água em forma de névoa (pulverizada) ou tipo chuveiro fino. Não deixar que as águas utilizadas na operação penetrem nas redes de águas ou esgotos. Fazer barreiras para confinar a água.
6.3 Métodos e materiais de confinamento e limpeza:	Proporcionar boa ventilação. Eliminar fontes de ignição. Lavar abundantemente com água o equipamento e a zona contaminada.
6.4 Remissão para outras secções:	Ver também as secções 8 e 13.

Anexo L - Consumos do *chiller*

Trane Chiller Plant Analyzer

Energy calculations | Price calculations | CO2 footprint

USER INPUT

Site setup

Country: Portugal | Job Name: | City: Porto | Customer Name: | Fossil energy cost (€/kWh): 0 | Water cost (€/m3): 4.00

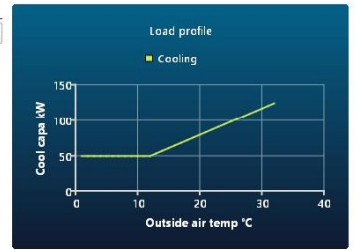
Temperature setup: Chilled water temperature (leaving / entering): -8.00 / -4.00 | Evaporator fluid type: Ethylene glycol | Condenser temperature (entering/leaving): 30.00 / 35.00 | Heating temperature (entering/leaving): 60.00 / 70.00 | Design ambient temperature (Cooling): 35

Cooling operating time

Hours: 1-24 | Days of the week (1: Monday): 1-7 | Months: 1-12

Cooling Load Profile

Select Profile: Comfort + process | Maximum capacity: 174 kW



EXISTING CHILLER PLANT

System design

Hydraulic circuit: Constant flow | Type of control: None | Condenser Reset: NO

CHILLER | HEAT REJECTION | FREE COOLING

Chiller Selection

Unit Quantity: 1 | Name: RTDF 030 | Model: AC Chiller | Refrigerant: NA | Size: Air-cooled | Type: Air-cooled | Type2: SN | AFD: No AFD | Commissioning year: 2022 | Operating hours: 6,003

Design Performances

Design capacity - kW: 204.3 | Power input - kW: 174.6 | Design EER: 1.64 | SEER: 4.5

Pump power (kW)

Primary pump	0.0	0.0	0.0	0.0
Secondary pump	0.0	0.0	0.0	0.0
Condenser pump	0.0	0.0	0.0	0.0

ALTERNATIVE CHILLER PLANT

System design

Hydraulic circuit: Constant flow | Type of control: None | Condenser Reset: NO

CHILLER | HEAT REJECTION | FREE COOLING | FREE HEATING

Chiller Selection

Unit Quantity: 1 | Name: RTDF 030 | Model: AC Chiller | Refrigerant: NA | Size: Air-cooled | Type: Air-cooled | Type2: SN | AFD: No AFD | Commissioning year: 2022 | Operating hours: 6,003

Design Performances

Design capacity - kW: 204.3 | Power input - kW: 174.6 | Design EER: 1.64 | SEER: 4.5

Pump power (kW)

Primary pump	0.0	0.0	0.0	0.0
Secondary pump	0.0	0.0	0.0	0.0
Condenser pump	0.0	0.0	0.0	0.0

Energy comparison

Chiller system

	Existing	Alternative	Compare
Cooling production - kWh/year	392,765	392,765	0
Chiller consumption - kWh/year	97,294	97,294	0
Primary pump consumption - kWh/year	0	0	0
Secondary pump consumption - kWh/year	0	0	0
Heat rejection device consumption - kWh/year	0	0	0
Condenser pump consumption - kWh/year	0	0	0
Water consumption - m3/year	0	0	0
Energy efficiency index - kWh/kWh	4.04	4.04	0.0%

Free cooling

Heating production - kWh/year	0	0	0
Dry cooler consumption - kWh/year	0	0	0
Free cooling pump consumption - kWh/year	0	0	0
Energy efficiency index - kWh/kWh	nan	nan	0.0%

Free heating

Heating production - kWh/year	0	0	0
Cooling production - kWh/year	0	0	0
Electrical consumption - kWh/year	0	0	0
Pump consumption - kWh/year	0	0	0
Fossil energy consumption - kWh/year	0	0	0
Total energy ratio (TER) - kWh/kWh	nan	nan	0.0%

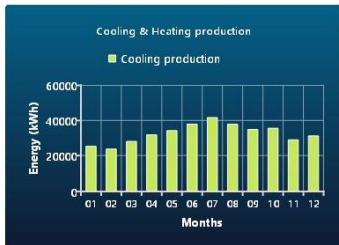
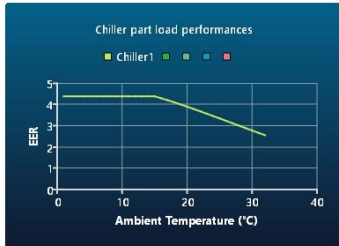
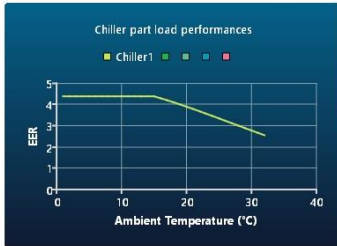
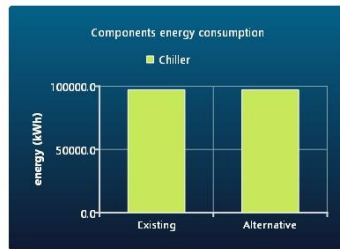
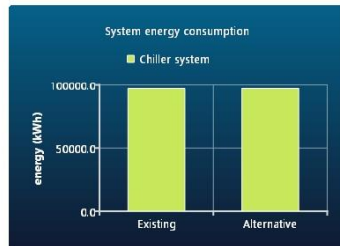
Plant energy summary

Heating production - kWh/year	0	0	0
Cooling production - kWh/year	392,765	392,765	0
Electrical consumption - kWh/year	97,294	97,294	0
Fossil energy consumption - kWh/year	0	0	0
Total energy ratio (TER) - kWh/kWh	4.04	4.04	0.0%
Water consumption - m3/year	0	0	0.0
Carbon footprint - TCO2/year	19.3	19.3	0

Plant energy costs

Electricity cost - €/year	14,691	14,691	0
Fossil energy cost - €/year	0	0	0
Water cost - €/year	0	0	0
Total energy cost - €/year	14,691	14,691	0

Complete system comparison



This calculation tool is for information only and cannot be used to guarantee energy cost savings or for contractual purposes. Energy savings and Payback calculation have been calculated based on typical applications and installations, and TRANE is not responsible should final calculations differ from the results shown in this document. The tool is the proprietary of TRANE and cannot be used without prior authorization of the Project Development Leader, EMEA - Trane.

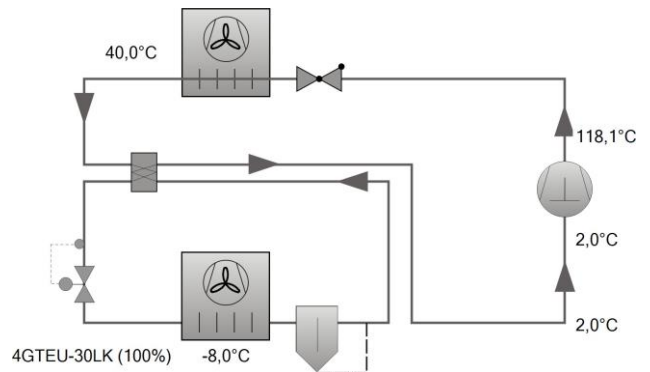
Anexo M - Simulações Bitzer



Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Input Values

Compressor model	4GTEU-30LK
Mode	Refrigeration and air conditioning
Refrigerant	R744
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	-8,00 °C
High pressure	Auto
Gas cooler outlet	40,0 °C
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Transcritical
Power supply	400V-3-50Hz
Capacity control	100%
Useful superheat	100%



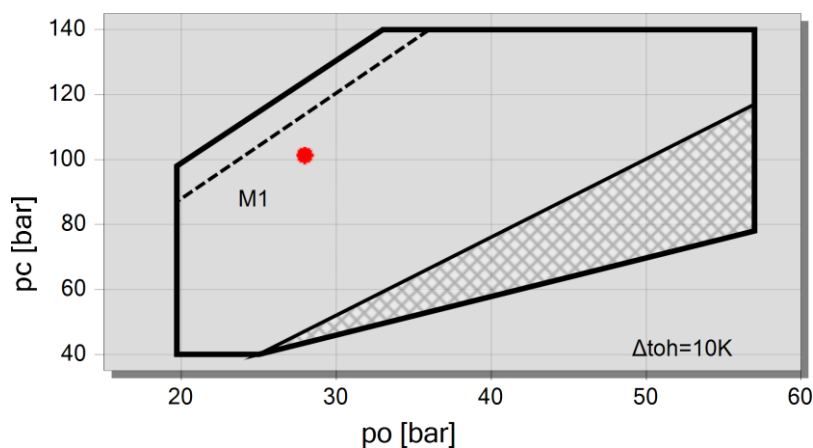
Result

Compressor	4GTEU-30LK-40S
Capacity steps	100%
Cooling capacity	30,5 kW
Cooling capacity *	30,5 kW
Evaporator capacity	30,5 kW
Power input	17,94 kW
Current (400V)	29,8 A
Voltage range	380-420V
Gas cooler capacity	48,5 kW
COP/EER	1,70
Mass flow	801 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	118,1 °C
optimal high pressure	101,0 bar(a)

Tentative Data.

*according to EN12900 (10K suction gas superheat)

Application Limits 100% 4GTEU-30LK



Legend

- mind operating parameters
- M1: motor 1
- Operation above designated line not allowed for following compressor models: 4PTE, 4PTC
- A



Technical Data

Technical Data

Displacement (1450rpm 50Hz)	16,0 m ³ /h
Displacement (1750rpm 60Hz)	19,3 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 38mm x 38mm
Weight	211 kg
Max. pressure (LP/HP)	100/160 bar
Connection suction line	28 mm - 1 1/8"
Connection discharge line	18 mm - 3/4"
Oil type R744 (CO ₂)	BSE85K (Standard), BSG68K (Option)

Motor data

Motor version	1
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max. operating current	46.0 A
Starting current (Rotor locked)	222.0 A
Max. power input	27,1 kW

Extent of delivery (standard)

Motor protection	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	2,60 dm ³
Oil heater	0..140 W PTC (Standard)

Available options

Connection suction line	Option
Discharge shut-off valve	Option
Oil level monitoring	OLC-K1 (Option)

Sound measurement

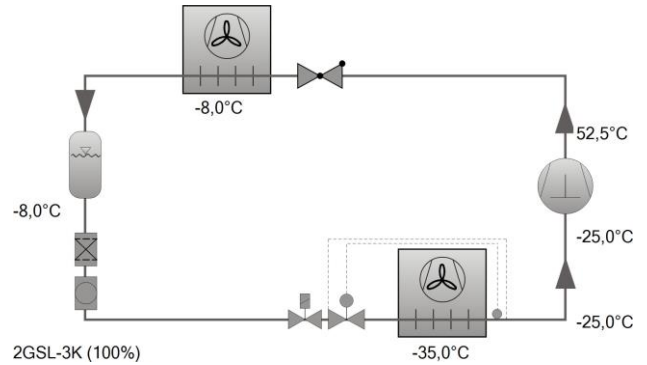
Sound power level (-10°C / 90bar)	80 dB(A) @ 60Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 90bar)	72 dB(A) @ 60Hz



Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Input Values

Compressor model	2GSL-3K
Mode	Refrigeration and air conditioning
Refrigerant	R744
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	-35,00 °C
Condensing SDT	-8,00 °C
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Subcritical
Power supply	400V-3-50Hz
Capacity control	100%
Useful superheat	100%



Result

Compressor	2GSL-3K-40S
Capacity steps	100%
Cooling capacity	9,14 kW
Cooling capacity *	9,14 kW
Evaporator capacity	9,14 kW
Power input	2,07 kW
Current (400V)	5,20 A
Voltage range	380-420V
Condenser capacity	11,21 kW
COP/EER	4,41
COP/EER *	4,41
Mass flow	123,8 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	52,5 °C

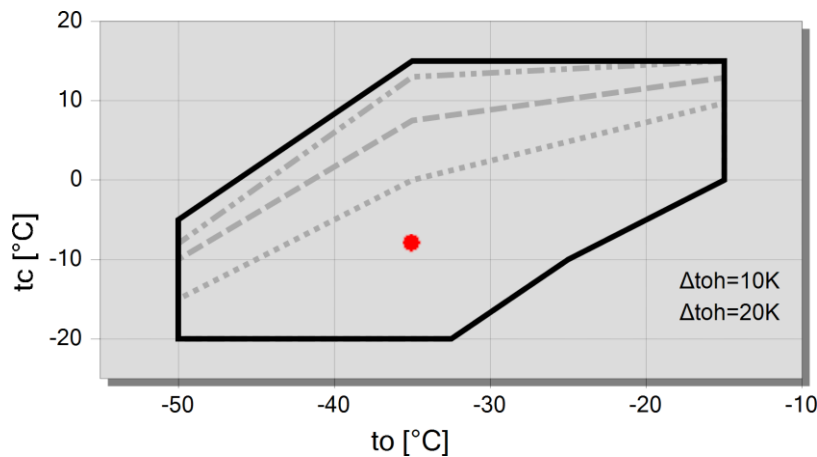


Tentative Data.

*Compressor performance data certified by ASERCOM (see T. Data/ Notes)

*according to EN12900 (10K suction gas superheat, 0K liquid subcooling)

Application Limits 2GSL-3K



Legend

- max. tc for frequencies = 40Hz
- max. tc for frequencies = 35Hz
- max. tc for frequencies = 30Hz
- A



Technical Data

Technical Data

Displacement (1450rpm 50Hz)	5,05 m ³ /h
Displacement (1750rpm 60Hz)	6,1 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke	2 x 41 mm x 22 mm
Weight	52 kg
Max. pressure (LP/HP)	30 / 53 bar
Connection suction line	16 mm - 5/8"
Connection discharge line	12 mm - 1/2"
Oil type R744 (CO ₂)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

Motor data

Motor version	1
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max. operating current	6.8 A
Starting current (Rotor locked)	39.3 A
Max. power input	3,6 kW

Extent of delivery (standard)

Motor protection	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	1,00 dm ³

Available options

Oil heater	0..60 W PTC (Option)
------------	----------------------

Sound measurement