



# COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS COM VÁRIOS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS NATURAIS

BEATRIZ ALMEIDA BASTOS

outubro de 2024

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE SISTEMAS  
FRIGORÍFICOS COM VÁRIOS FLUIDOS  
FRIGORIGÉNEOS NATURAIS**

**Beatriz Almeida Bastos**

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

**Orientador: Professor Doutor Leonardo Ribeiro**

**Júri:**

Presidente:

Rui de Araújo Rego

Vogais:

Leonardo Silva Ribeiro

Adélio Manuel de Sousa Cavadas

Porto, Setembro 2024

(página propositadamente em branco)

# Resumo

Os fluidos frigorigêneos naturais têm adquirido crescente destaque, impulsionados pela preocupação global com as mudanças climáticas e a necessidade de mitigar o impacto ambiental das atividades humanas. A consciência dos danos causados pelo setor da refrigeração e frigorigêneos sintéticos, aliado às regulamentações ambientais, têm sublinhado a importância de adotar alternativas mais sustentáveis. Entre essas alternativas destacam-se, assim, os frigorigêneos naturais, como o amoníaco e o dióxido de carbono. Cada um dos quais possui não só características vantajosas, como também inconvenientes próprios, tornando crucial avaliar comparativamente as duas opções. A avaliação baseia-se em parâmetros como as temperaturas de funcionamento, coeficiente de desempenho e custo, proporcionando uma compreensão mais detalhada do comportamento de ambos os frigorigêneos nos sistemas frigoríficos em que são aplicados. O objetivo central deste trabalho é, então, realizar uma análise comparativa, caracterizando o desempenho e funcionamento de bombas de calor de pequena escala e de sistemas de armazenamento refrigerado utilizando frigorigêneos naturais, nomeadamente,  $\text{NH}_3$  e  $\text{CO}_2$  e, a partir dessa análise, determinar o sistema de refrigeração e frigorigêneo mais apropriados para essas aplicações. Foi concluído que o frigorigêneo mais adequado para o sistema de refrigeração de uma bomba de calor de pequena escala consiste no  $\text{CO}_2$  transcrito, enquanto o armazenamento refrigerado depende os sistemas de compressão de amoníaco como mais adequados.

**Palavras-chave:** Refrigeração, Fluidos frigorigêneos naturais, Amoníaco,  $\text{CO}_2$ , Sistema frigorífico

(página propositadamente em branco)

# Abstract

Natural refrigerants have gained increasing recognition, driven by global concern about climate change and the need to mitigate the environmental impact of human activities. Awareness of the damage caused by the refrigeration sector and synthetic refrigerants, coupled with environmental regulations, has emphasised the importance of adopting more sustainable alternatives. These alternatives include natural refrigerants such as ammonia and carbon dioxide. Each of these has its own advantages and disadvantages, making it crucial to evaluate the two options comparatively. The evaluation is based on parameters such as operating temperatures, coefficient of performance and cost, providing a more detailed understanding of the behaviour of both refrigerants in the refrigeration systems in which they are applied. The main aim of this work is therefore to carry out a comparative analysis, characterising the performance and operation of small-scale heat pumps and refrigerated storage systems using natural refrigerants, namely  $\text{NH}_3$  and  $\text{CO}_2$ , and from this analysis to determine the most appropriate refrigeration system and refrigerant for such applications. It was concluded that the most suitable refrigerant for the refrigeration system of a small-scale heat pump is transcritical  $\text{CO}_2$ , while ammonia compression systems are more appropriate for refrigerated storage.

**KEYWORDS:** Refrigeration, Natural refrigerants, Ammonia,  $\text{CO}_2$ , Refrigeration system

(página propositadamente em branco)

# Índice

Lista de Figuras.....	X
Lista de Tabelas.....	xiv
Acrónimos e Símbolos.....	xvi
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivos da investigação.....	2
1.3. Estrutura do trabalho.....	2
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. Fundamentos e história dos sistemas frigoríficos.....	5
2.2. História dos fluidos frigoríficos naturais.....	7
2.2.1. Primeira geração – o que quer que funcionasse.....	8
2.2.2. Segunda geração – segurança e durabilidade.....	9
2.2.3. Terceira geração – proteção do ozono.....	10
2.2.4. Quarta geração – aquecimento global.....	10
2.2.5. Quinta geração.....	11
2.3. Principais sistemas de refrigeração e seus componentes.....	11
2.3.1. Compressor.....	12
2.3.2. Condensador.....	14
2.3.3. Evaporador.....	15
2.3.4. Equipamentos de expansão.....	16
2.3.5. Outros equipamentos.....	17
2.4. Comparação entre fluidos frigoríficos naturais.....	17
2.4.1. Hidrocarbonetos.....	17
2.4.2. Amoníaco.....	18
2.4.3. Dióxido de carbono.....	20
2.4.4. Água.....	20
2.4.5. Ar.....	21
2.5. Sustentabilidade e preocupações ambientais.....	21
2.5.1. Dióxido de carbono.....	23
2.5.2. Hidrocarbonetos.....	23
2.5.3. Amoníaco.....	24
2.5.4. Água.....	24
2.5.5. Ar.....	25
2.6. Inflamabilidade e normas dos Hidrocarbonetos.....	25
3. Desenvolvimento.....	29

3.1. Fluidos frigorigéneos numa bomba de calor e no armazenamento refrigerado .....	30
3.2. Bomba de calor .....	31
3.2.1. Temperaturas e pressões de funcionamento .....	31
3.2.2. COP e potência térmica .....	34
3.2.3. Pormenores técnicos .....	38
3.2.4. Custo .....	42
3.3. Armazenamento refrigerado.....	45
3.3.1. Temperaturas e pressões de funcionamento .....	46
3.3.2. COP e potências de funcionamento .....	58
3.3.3. Pormenores técnicos .....	70
3.3.4. Custo .....	82
4. Conclusão .....	87
4.1. Conclusões finais .....	87
4.2. Limitações e trabalhos futuros.....	89
Referências.....	91
Declaração de Integridade .....	103
Anexos.....	105
Anexo A.....	106
Anexo B .....	108
Anexo C .....	110
Anexo D.....	113
Anexo E .....	116
Anexo F .....	118
Anexo G.....	120
Anexo H.....	122
Anexo I .....	125
Anexo J.....	130

(página propositadamente em branco)

# Lista de Figuras

Figura 1 - Evolução dos fluidos frigoríficos, adaptado de [13].....	8
Figura 2 - Fluidos frigoríficos de primeira geração, adaptado de [15].....	9
Figura 3 - Tabela periódica com os elementos destacados por Midgley.....	10
Figura 4 - Sistema termodinâmico que funciona como um sistema frigorífico. Adaptado de [24] .....	11
Figura 5 - Tipos de compressores, adaptado de [27].....	13
Figura 6 - Esquema de um compressor.....	14
Figura 7 - Representação esquemática dos três tipos de condensadores mencionados. (a) arrefecido a ar; (b) arrefecido a água; (c) evaporativo, adaptado de [29].....	15
Figura 8 - O esquema de evaporadores. (a) Frigorífico a absorver calor de um espaço. (b) Frigorífico a absorver calor da água, adaptado de [24].....	16
Figura 9 - Evaporador de carcaça e tubos, adaptado de [30].....	16
Figura 10 - Taxas de fuga anuais em função dos equipamentos. Adaptado de [45].....	23
Figura 11 - Emissões de NH <sub>3</sub> por setor em Portugal, adaptado de [50].....	24
Figura 12 - Classificação do amoníaco com base na perigosidade para o ambiente, adaptado de Anexo A [51].....	24
Figura 13 - Gamas de aplicação dos frigoríficos à base de hidrocarbonetos, adaptado de [52] .....	25
Figura 14 - Carga máxima (C <sub>máx</sub> ) de fluido frigorífico. Adaptado de [54].....	26
Figura 15 - Síntese das normas a nível europeu relacionadas relativas a equipamentos comerciais de refrigeração [55].....	27
Figura 16 - Representação esquemática de um sistema padrão ideal de refrigeração por compressão de vapor [61].....	29
Figura 17 - a) Propriedades dos frigoríficos R32 e R410A. Adaptado de [70]; b) Propriedades dos frigoríficos R134a e R600a. Adaptado de [71].....	30
Figura 18 - Diagrama P-h: (a) ciclo subcrítico; (b) ciclo transcrito. Adaptado de [82].....	33
Figura 19 – COP típico das diferentes bombas de calor. Adaptado de [94].....	34
Figura 20 – Comparação entre diferentes frigoríficos numa bomba de calor. Adaptado de [100].....	36
Figura 21 - Valores de COP (para CO <sub>2</sub> e NH <sub>3</sub> ) perante diferentes temperaturas de ar ambiente [80].....	36
Figura 22 - Comparação do COP para CO <sub>2</sub> e NH <sub>3</sub> para diferentes temperaturas de ar ambiente [80].....	37
Figura 23 - Sistema básico de refrigeração de CO <sub>2</sub> transcrito com um permutador de calor interno.....	41
Figura 24 - (a) Investimento total de capital necessário para estabelecer uma bomba de calor; (b) Custo do equipamento adquirido. Adaptado de [100].....	43
Figura 25 – Gráfico P-h de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor [129].....	46
Figura 26 – Propriedades de alguns frigoríficos tradicionalmente utilizados em frigoríficos domésticos. Adaptado de [130].....	46

Figura 27 – Resultados experimentais da temperatura e pressão para o funcionamento com R134a. Adaptado de [129] .....	47
Figura 28 – Resultados experimentais da temperatura e pressão para o funcionamento com R600a. Adaptado de [129] .....	47
Figura 29 - Razão de pressão em função da temperatura de evaporação para diversos fluidos frigoríficos. Adaptado de [132] .....	48
Figura 30 – Sistema de refrigeração por compressão de NH <sub>3</sub> . Adaptado de [135] .....	49
Figura 31 – Especificações do sistema de refrigeração com NH <sub>3</sub> . Adaptado de [136] .....	49
Figura 32 – Esquema simplificado do funcionamento geral de um ciclo de absorção de R717. Adaptado de [138] .....	51
Figura 33 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O. Adaptado de [139] .....	51
Figura 34 – Valores de temperatura e pressão para os diferentes pontos de estado do ciclo de refrigeração por absorção. Adaptado de [139] .....	52
Figura 35 – Temperaturas previstas e experimentais ao longo do ciclo de refrigeração de compressão de vapor de CO <sub>2</sub> transcrito [144] .....	53
Figura 36- Temperaturas previstas e experimentais ao longo do ciclo de refrigeração de compressão de vapor de CO <sub>2</sub> transcrito com iHX [144] .....	53
Figura 37 – Sistema de refrigeração em cascata NH <sub>3</sub> /CO <sub>2</sub> para uma câmara frigorífica. Adaptado de [150] .....	56
Figura 38 – Diagrama T-s do referido ciclo de refrigeração em cascata. Adaptado de [150]....	57
Figura 39 – Potência de arrefecimento em função da temperatura de evaporação do sistema com diversos fluidos frigoríficos. Adaptado de [154] .....	59
Figura 40 – Potência de arrefecimento em função da temperatura de evaporação com diferentes frigoríficos. Adaptado de [132] .....	59
Figura 41 - Comparação do COP para ciclos de refrigeração por compressão de vapor com R134a, R717 e R744. Adaptado de [128] .....	60
Figura 42 – a) COP de cada mês para os ciclos com R404a e R717 (NH <sub>3</sub> ); b) COP média anual para os ciclos com R404a e R717 (NH <sub>3</sub> ). Adaptado de [155] .....	61
Figura 43 – Taxa de aquecimento dos diferentes equipamentos de um ciclo de refrigeração por absorção NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O. Adaptado de [139] .....	62
Figura 44 – Potência térmica obtida para diferentes temperaturas no interior da câmara frigorífica. Adaptado de [157] .....	63
Figura 45 – Potência térmica dos diferentes equipamentos do ciclo de absorção. Adaptado de [157] .....	63
Figura 46 – Valores do coeficiente de desempenho e taxa de transferência de calor de diferentes componentes em função da temperatura de evaporação no ciclo. Adaptado de [141].....	64
Figura 47 – COP em função da temperatura de saída do arrefecedor de gás. Adaptado de [144] .....	64
Figura 48 – Sistema de refrigeração em duplo estágio com compressão paralela: a) com expansão direta no setor de baixa temperatura; b) com evaporadores inundados [145]...	65
Figura 49 – Valores do COP para o ciclo de CO <sub>2</sub> e para o ciclo de NH <sub>3</sub> . Adaptado de [137] .....	66

Figura 50 – Intervalo de valores e valor médio do COP e da eficiência exergética do sistema em função: a) da temperatura de condensação do amoníaco; b) da temperatura de evaporação do CO <sub>2</sub> . Adaptado de [149] .....	66
Figura 51 – Variação do COP e do trabalho do compressor em função de: a) Temperatura de evaporação; b) Temperatura de condensação. Adaptado de [150] .....	67
Figura 52 – COP do sistema em cascata NH <sub>3</sub> /CO <sub>2</sub> com várias diferenças de temperatura no permutador de calor em cascata. Adaptado de [163] .....	68
Figura 53 – Valores de COP obtidos experimentalmente para o circuito de amoníaco, de CO <sub>2</sub> e para a instalação no seu todo. Adaptado de [148] .....	69
Figura 54 - Esquema resumo da comparação do COP médio que caracteriza os diversos sistemas de refrigeração mencionados para aplicações de armazenamento refrigerado.....	70
Figura 55 – Funcionamento geral de um frigorífico doméstico. Adaptado de [165].....	71
Figura 56 – Representação esquemática do funcionamento do ciclo de refrigeração de R717 com compressão dupla [156].....	72
Figura 57 – Representação esquemática do sistema de compressão de R717 e água glicolada. Adaptado de [171] .....	74
Figura 58 – Esquema de funcionamento do ciclo de absorção de amoníaco. Adaptado de [157] .....	75
Figura 59 – Representação esquemática do sistema de CO <sub>2</sub> transcrito com compressão paralela. Adaptado de [171] .....	77
Figura 60 – Representação considerada padrão de um sistema de compressão de CO <sub>2</sub> transcrito com um permutador de calor interno. Adaptado de [144].....	79
Figura 61 – Esquema básico de um sistema de refrigeração padrão em cascata. Adaptado de [185].....	80
Figura 62 – Representação esquemática do sistema em cascata NH <sub>3</sub> /CO <sub>2</sub> utilizado no entreposto. Adaptado de [186] .....	81
Figura 63 – Comparação do investimento inicial das instalações [137] .....	84
Figura 64 – Esquema resumo do custo de instalação e equipamentos dos vários sistemas de refrigeração gerais mencionados.....	85

(página propositadamente em branco)

# Lista de Tabelas

Tabela 1 - Valores de GWP e ODP [47] .....	25
Tabela 2 - Propriedades físicas do R410A, R134a e R717 [74].....	31
Tabela 3 – Tabela resumo das temperaturas de funcionamento de sistemas com R134a, R717 e R744 .....	33
Tabela 4 – Exemplos de modelos de bombas de calor atualmente comercializados com CO <sub>2</sub> e NH <sub>3</sub> .....	37
Tabela 5 – Tabela resumo relativa ao COP das bombas de calor mencionadas.....	38
Tabela 6 – Tabela resumo dos principais desafios e vantagens técnicas dos ciclos de CO <sub>2</sub> e NH <sub>3</sub> .....	42
Tabela 7 - Custo de diversas bombas de calor com diversos fluidos frigorigêneos [122] [123] [124] [125].....	45
Tabela 8 – Parâmetros adotados na instalação Booster de CO <sub>2</sub> com compressão paralela para os diferentes equipamentos [146].....	54
Tabela 9 – Tabela resumo das temperaturas de funcionamento mencionadas para os sistemas de refrigeração representados .....	58
Tabela 10 – Conclusões obtidas a nível da comparação do desempenho entre um sistema em cascata CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> e um sistema com duplo estágio de R404a [164] .....	69

(página propositadamente em branco)

# Acrónimos e Símbolos

## Lista de Acrónimos

ABS	Acrilonitrila Butadieno stireno
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BT	Baixa Temperatura
CCHP	<i>Combined Cooling, Heat and Power</i>
CFC	Clorofluorocarboneto
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
EUA	Estados Unidos da América
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
HCl	Ácido Clorídrico
HCs	Hidrocarbonetos
HS	<i>High Side</i>
ICC	<i>Initial Capital Cost</i>
iHX	<i>Internal Heat Exchanger</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
LS	<i>Low Side</i>
MT	Média Temperatura
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
PAG	Potencial de Aquecimento Global
ppm	Partes por milhão
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
USD	<i>United States Dollar</i>

## Lista de Símbolos

$C_{m\acute{a}x}$	carga máxima	kg
$C_{comp,CO_2}$	custo do compressor	€
$C_{AG}$	custo do arrefecedor de gás	€

$C_{Evap}$	custo do evaporador	€
$C_{Add}$	custo dos componentes adicionais	€
$E_{anual}$	consumo anual de energia	kWh/ano
$h$	entalpia	kJ/kg
$L$	massa de fugas	kg
$m$	massa	kg
$\dot{m}$	caudal mássico	kg/s
$n$	número de anos de funcionamento	-
$T$	temperatura	°C
$W$	trabalho	J
$\dot{W}$	potência	kW
$\alpha_{recuperado}$	fator de recuperação	-
$\beta$	fator de emissão indireto	kg $CO_2$ /kWh
$\dot{Q}$	potência térmica	W
$\eta_{II}$	eficiência exergetica	-
$dex_{in}$	entrada do dispositivo de expansão	-
$gc_{out}$	entrada do arrefecedor de gás	-
$comp_{in}$	entrada do compressor	-
$ev_{out}$	saída do evaporador	-
$T_{CAS,E}$	temperatura do evaporador de cascata	°C
$T_{CAS,C}$	temperatura do condensador de cascata	°C
$T_{H,sub}$	sub-arrefecimento do amoníaco	°C
$T_{H,sup}$	sobreaquecimento do amoníaco	°C
$T_{L,sub}$	sub-arrefecimento do $CO_2$	°C
$T_{L,sup}$	sobreaquecimento do $CO_2$	°C

(página propositadamente em branco)

# 1. Introdução

Neste capítulo é realizada uma introdução, no fundo, um enquadramento do tema do presente trabalho, são apresentados também os objetivos de pesquisa e definida a estrutura do trabalho.

## 1.1. Contextualização

Os fluidos frigorigéneos possuem uma função crucial não só na sociedade atual, como também em tempos antigos. Os frigorigéneos são essenciais para preservar alimentos, produzir gelos, ajudar a climatizar ambientes para o conforto humano e auxiliar em processos industriais.

Com o crescimento económico, tecnológico e mecânico das sociedades e até mesmo com o próprio crescimento populacional, a necessidade de utilização de sistemas frigoríficos e aparelhos de refrigeração aumenta de forma proporcional. Desta forma, existe cada vez mais uma maior quantidade de fluido frigorigéneo necessária para colmatar as necessidades que se vão criando. Isto resulta num potencial de emissão de fluidos frigorigéneos para o ambiente cada vez maior e com impactos negativos cada vez mais vincados. Simultaneamente, é possível notar um crescimento da sensibilidade e preocupações ambientais por parte da população. Através de um progressivo e contínuo esforço e graças a acordos internacionais destinados a lidar com questões ambientais globais, é possível compensar e diminuir os efeitos adversos do crescimento tecnológico e populacional. Com este objetivo em vista, tem havido um aumento significativo na investigação relativamente à utilização de fluidos frigorigéneos naturais para substituir os frigorigéneos convencionais. Os fluidos frigorigéneos naturais apresentam diversas vantagens relativamente aos não naturais, uma vez que são dotados de um potencial de aquecimento global (GWP) menor e um potencial de destruição do ozono (ODP) também menor. Os dois parâmetros referidos são, efetivamente, muitas vezes nulos nos fluidos frigorigéneos naturais, sendo estes duas das formas de medir e demonstrar a reduzida pegada ecológica dos frigorigéneos mencionados. Apesar da supremacia ambiental dos fluidos frigorigéneos naturais, têm naturalmente fatores negativos, como toxicidade, inflamabilidade, entre outros fatores referidos posteriormente neste trabalho. É necessária uma acertada e apropriada escolha e seleção do fluido frigorigéneo para cada tipo de equipamento, aplicação e sistema frigorífico, de forma a cumprir uma série de critérios para o correto e seguro funcionamento dos mesmos.

O trabalho desenvolvido na presente tese foi então motivado pela necessidade de aprofundar o conhecimento sobre tudo o que envolve os fluidos frigorigéneos naturais, explorando as suas vantagens, desvantagens e o contexto abrangente em que estão inseridos nos sistemas

frigoríficos modernos. Este trabalho tem como objetivo não só compreender a eficácia e viabilidade destes fluidos, como também oferecer uma nova percepção na tentativa de auxiliar o melhoramento contínuo da sustentabilidade dos sistemas de refrigeração, considerando, naturalmente, os desafios tecnológicos e ambientais da atualidade.

### **1.2. Objetivos da investigação**

O objetivo deste trabalho consiste no desenvolvimento e análise comparativa que aborda a temática do funcionamento e desempenho de sistemas frigoríficos com diversos fluidos frigoríferos naturais, nomeadamente, amoníaco e dióxido de carbono. Este objetivo principal pode ser dividido em vários subobjetivos ao longo do atual projeto:

- Estudo da evolução dos principais sistemas frigoríficos e equipamentos de refrigeração
- Análise dos fluidos frigoríferos naturais e da sua utilização ao longo do tempo
- Avaliação das principais características e especificações dos fluidos frigoríferos naturais, passando também pelos seus benefícios e desvantagens
- Análise da viabilidade ambiental dos frigoríferos naturais
- Revisão relativamente às normas e requisitos associados com a inflamabilidade de alguns dos fluidos frigoríferos
- Análise dos sistemas de refrigeração presentes em bombas de calor e no armazenamento refrigerado
- Investigação comparativa das temperaturas de funcionamento, coeficiente de desempenho e custo de bombas de calor e instalações de armazenamento refrigerado com funcionamento a amoníaco e funcionamento a CO<sub>2</sub>
- Averiguação dos pormenores técnicos característicos do funcionamento com amoníaco e CO<sub>2</sub> por parte dos sistemas frigoríficos em estudo
- Conclusão acerca do sistema de refrigeração e fluido frigorífero mais adequados para utilização numa bomba de calor doméstica e numa instalação de armazenamento refrigerado

### **1.3. Estrutura do trabalho**

Com o propósito de cumprir os objetivos anteriormente expostos, foi possível dividir o trabalho em quatro capítulos. Desta forma, foi escolhida a seguinte estrutura para oferecer uma abordagem organizada e coerente ao leitor.

O capítulo 1 oferece uma contextualização abrangente sobre o tema abordado nesta dissertação, sendo um capítulo essencial para destacar a relevância e o contexto de estudo.

No capítulo 2, ou seja, a Revisão bibliográfica, são desenvolvidos os conteúdos referidos no subcapítulo 1.2. Este capítulo tem a função de fornecer uma base teórica para a compreensão do trabalho na sua totalidade.

O capítulo 3 consiste no Desenvolvimento da temática desta dissertação.

Por fim, o capítulo 4 apresenta a Conclusão, onde é feita uma avaliação e ponderação dos dados e informação desenvolvidos ao longo deste trabalho para obter inferências conclusivas do tema em estudo, passando pelas limitações do mesmo e sugestões de trabalhos futuros.

(página propositadamente em branco)

## 2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são desenvolvidos os conteúdos que servem de base ao enquadramento teórico do tema deste trabalho. Primeiramente, são introduzidos os fundamentos históricos dos sistemas frigoríficos, no sentido de perceber o desenvolvimento dos sistemas frigoríficos ao longo do tempo. De seguida é estudada a história dos fluidos frigoríficos naturais e explicada a evolução da utilização dos referidos frigoríficos na história. Logo após é abordada a constituição dos sistemas frigoríficos. Seguidamente é feita uma comparação entre as principais características dos fluidos frigoríficos naturais. Por último é avaliada a sustentabilidade dos frigoríficos em estudo e é também estudada a temática da inflamabilidade e respetivas normas dos hidrocarbonetos.

### 2.1. Fundamentos e história dos sistemas frigoríficos

A refrigeração é considerada uma área onde a ciência e a engenharia se encontram para ajudar a resolver as necessidades de arrefecimento e refrigeração do ser humano numa ampla gama de aplicações, passando pelo arrefecimento de alimentos até ao arrefecimento de dispositivos elétricos. A multidisciplinaridade da refrigeração implica a envolvimento de várias disciplinas: a engenharia mecânica, engenharia química, engenharia civil, engenharia alimentar, entre outras.

A indústria da refrigeração sofreu uma grande expansão nas duas últimas décadas, uma vez que desempenha um papel imprescindível na sociedade e economia, servindo para melhorar as condições de vida de inúmeras formas [1].

É possível definir a refrigeração como qualquer processo em que existe remoção de calor, com o objetivo de redução ou conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do meio envolvente. [2]

São dois os métodos frequentes de refrigeração: métodos de forma natural e de forma mecânica. Um dos métodos de refrigeração natural que é comum ao ser humano desde os tempos antigos até à atualidade é a utilização do gelo para refrigerar.

Na refrigeração mecânica é utilizado um fluido frigorífico, ou seja, uma substância capaz de transferir o calor que absorve a baixa pressão e temperatura para um meio de condensação (onde o fluido frigorífico se encontra a temperatura e pressão elevadas). No fundo, é por meio da compressão, condensação, expansão e evaporação que o fluido frigorífico tem a capacidade de retirar calor do ambiente a ser refrigerado [1].

Durante séculos, os seres humanos entendiam que a evaporação da água produzia (e produz) um efeito de arrefecimento; sabiam que qualquer parte do corpo que ficasse molhada sentia frio ao secar ao ar. No século II a evaporação era utilizada no Egito com o objetivo de arrefecer jarros de água e era igualmente usada na Índia antiga para fazer gelo [3].

Assim, as primeiras tentativas de produzir refrigeração mecanicamente dependiam dos efeitos de arrefecimento da evaporação da água. Em 1755, William Cullen obteve temperaturas suficientemente baixas para a produção de gelo através da redução da pressão da água num recipiente fechado com uma bomba de ar. Em 1834, Jacob Perkins construiu e patenteou uma máquina de compressão de vapor com um compressor, um condensador, um evaporador e uma torneira entre o condensador e o evaporador. A máquina foi utilizada para produzir uma reduzida quantidade de gelo, mas não para fins comerciais. Foi o aumento da procura nos 30 anos após 1850 que proporcionou grandes realizações inventivas e mais progresso nesta temática. A base teórica necessária para a refrigeração mecânica foi fornecida por Rumford e Davy (que explicaram a natureza do calor) e por Kelvin, Joule e Rankine, que continuaram o trabalho iniciado por Sadi Carnot na formulação da ciência da termodinâmica [1].

As máquinas frigoríficas surgiram entre 1850 e 1880, sendo classificadas de acordo com a substância (frigorigéneo), sendo que as máquinas que utilizavam o ar como frigorigéneo eram denominadas máquinas de ar comprimido (ou de ar frio) [4]. As máquinas frigoríficas que se serviam do ar frio como frigorigéneo estavam divididas em dois tipos: de ciclo fechado e de ciclo aberto. Relativamente ao ciclo fechado, o ar confinado à máquina a uma pressão mais elevada do que a pressão atmosférica era utilizado consecutivamente durante o funcionamento. No ciclo aberto, ar aspirado entra na máquina à pressão atmosférica e, após o arrefecimento, era descarregado para o espaço a refrigerar. Na Europa, foi em 1862 que o Dr. Alexander C. Kirk desenvolveu comercialmente uma máquina de refrigeração de ciclo fechado e em 1970 Franz Windhausen patenteou, nos Estados Unidos, uma máquina também em ciclo fechado que havia concebido [5].

Em 1860, Ferdinand P. Edmond Carre, um engenheiro francês, desenvolveu um pequeno aparelho de absorção intermitente de amoníaco bruto (tendo por base a afinidade química do amoníaco com a água) que produzia gelo numa escala relativamente limitada. Apesar da elevada utilização em Paris durante algum tempo, foi descoberto um problema que se baseava na rápida diluição do ácido sulfúrico com a água, perdendo assim a sua afinidade. O verdadeiro inventor de uma pequena máquina de absorção de acionamento manual foi H. A. Fleuss, que conseguiu desenvolver uma bomba eficaz para esta máquina. Em 1878, F. Windhausen construiu uma unidade de absorção para produção de gelo de dimensões relativamente grandes. Esta tinha um funcionamento contínuo extraíndo água do ácido sulfúrico com calor adicional para aumentar a afinidade [6].

Uma das primeiras máquinas de compressão de vapor foi inventada e patenteada, em 1853, por um professor americano, Alexander C. Twining [7]. Em França, F.P.E. Carre desenvolveu uma máquina de compressão de éter e Charles Tellier construiu uma instalação utilizando éter metílico como frigorigéneo. Carl Linde, um alemão, financiado por fabricantes de cerveja, estabeleceu uma unidade de unidade de éter metílico em 1874 [6]. Os inventores de máquinas de compressão também fizeram experiências com amoníaco, que acabou por se tornar o

frigorífero mais popular e foi amplamente utilizado durante muitos anos. Na década de 1860, Tellier desenvolveu uma máquina de compressão de amoníaco [8]. A utilização do amoníaco nas máquinas de refrigeração por compressão foi considerada um avanço importante. Para além da sua vantagem termodinâmica, as pressões necessárias eram fáceis de produzir e as máquinas que o utilizavam podiam ser de pequenas dimensões [6].

Em 1866, T.S.C. Lowe desenvolveu um equipamento de refrigeração que utilizava dióxido de carbono. As máquinas de compressão de dióxido de carbono tornaram-se bastante proveitosas devido à inocuidade do gás em instalações onde a segurança era a principal preocupação [8]. Entre o ano de 1880 e 1890, as instalações de compressão de amoníaco tornaram-se cada vez mais comuns. Em 1890, a refrigeração mecânica já tinha provado ser prática e económica para a indústria da refrigeração alimentar [9].

Após o ano de 1890 ocorreu um grande progresso técnico no campo da refrigeração mecânica. Muitas melhorias foram obtidas em diversos países, não só nos projetos e construções de unidades de refrigeração, bem como nos seus componentes fundamentais, compressores, condensadores e evaporadores [10].

Em 1940, Servel introduziu uma unidade que usava água como frigorífero e brometo de lítio como solução absorvente. A capacidade dessas unidades variava entre 52 e 123 kW [11].

## 2.2. História dos fluidos frigoríferos naturais

A refrigeração mecânica teve início ainda antes da síntese química para a obtenção de compostos não naturais, de tal forma que os primeiros fluidos frigoríferos utilizados foram fluidos naturais. Enquanto alguns caíram no esquecimento, outros são mundialmente usados na atualidade. O dióxido de enxofre é um exemplo de um fluido frigorífero usado no passado e posteriormente abandonado. [12]

Mais tarde nasceu a refrigeração doméstica. Desde o início da refrigeração mecânica que o amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) e alguns hidrocarbonetos parafínicos são utilizados sem nunca perderem a sua importância. Relativamente aos hidrocarbonetos, estes possuíam (e possuem) uma ampla utilização também na refrigeração industrial e tiveram igualmente a sua aparição na refrigeração doméstica e em alguns aparelhos de ar condicionado. O amoníaco era extensivamente utilizado no setor do tratamento e conservação de alimentos, continuando atualmente com a mesma utilização. [12]

A progressão dos fluidos frigoríferos naturais (desde o seu aparecimento até quatro gerações) pode ser verificada na Figura 1.

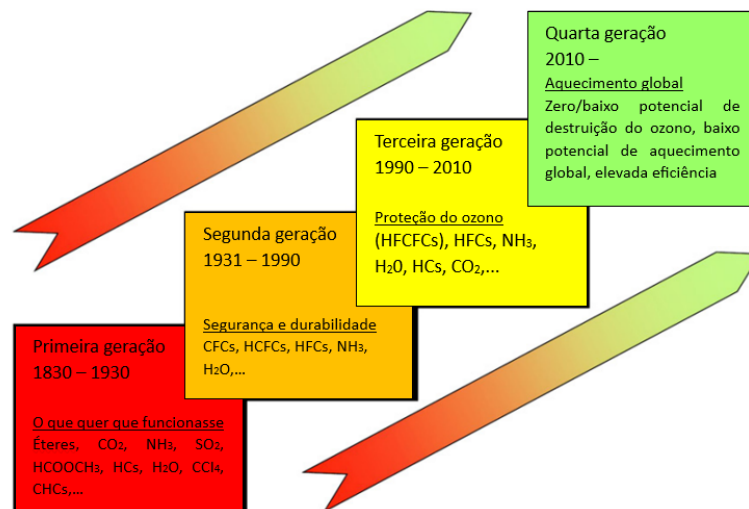


Figura 1 - Evolução dos fluidos frigoríficos, adaptado de [13]

### 2.2.1. Primeira geração – o que quer que funcionasse

Nos primeiros 100 anos desde que a refrigeração se tornou um assunto relevante, os fluidos frigoríficos mais comuns eram solventes familiares e outros fluidos voláteis. Estes formaram a primeira geração de fluidos frigoríficos e incluíam, efetivamente, tudo o que funcionava para o efeito e estava disponível. [13] Na primeira geração de frigoríficos (1830 a 1930) qualquer substância disponível que produzisse refrigeração era utilizada sem preocupação com a inflamabilidade, toxicidade, destruição da camada de ozono ou com o aquecimento global. Em geral, era possível afirmar que os frigoríficos de primeira geração (Figura 2) eram líquidos voláteis já conhecidos e eram usados em várias aplicações industriais, mas não ligadas à geração de frio. Eram muitas vezes usados como solventes comuns ou produtos químicos diversos e mesmo como combustíveis. [14]

A inflamabilidade sempre foi uma preocupação de grande importância, aspecto esse que pode ser comprovado pelo facto de existir uma preferência contínua pelo amoníaco em detrimento dos hidrocarbonetos em aplicações industriais. [13]

Foi na década de 1920 que se deu início à primeira procura documentada por um fluido frigorífico que oferecesse uma configuração prática com melhor desempenho. Foi atingida a conclusão de que o desempenho do dióxido de carbono iria depender do ciclo e da quantidade de sub-arrefecimento do líquido, porém contava com o desempenho mais baixo previsto dos fluidos analisados. Foi igualmente observado que o amoníaco e a água iriam exigir fases excessivas para os compressores centrífugos nas condições pretendidas e que a água proporcionaria uma reduzida eficiência de desempenho. [13]

Ano	Frigorigéneo (/absorvente)	Fórmula química
1830s	Cauchu	Destilado de borracha da Índia
	Éter sulfúrico (etílico)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-O-CH}_2\text{-CH}_3$
1840s	Éter metílico (R-E170)	$\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$
1850	Água / ácido sulfúrico	$\text{H}_2\text{O} / \text{H}_2\text{SO}_4$
1856	Alcool etílico	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-OH}$
1859	Amoníaco / água	$\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$
1866	Chymogene	Éter de petróleo e nafta (hidrocarbonetos)
	Dióxido de carbono	$\text{CO}_2$
1860s	Amoníaco (R-717)	$\text{NH}_3$
	Metilamina (R-630)	$\text{CH}_3(\text{NH}_2)$
	Etilamina (R-631)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2(\text{NH}_2)$
1870	Formato de metilo (R611)	$\text{HCOOCH}_3$
1875	Dióxido de enxofre (R-764)	$\text{SO}_2$
1878	Clorometano (R-40)	$\text{CH}_3\text{Cl}$
1870s	Cloroetano (R-160)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{Cl}$
1891	Misturas de ácido sulfúrico com hidrocarbonetos	$\text{H}_2\text{SO}_4, \text{C}_4\text{H}_{10}, \text{C}_5\text{H}_{12},$ $(\text{CH}_3)_2\text{CH-CH}_3$
1900s	Brometo de etila (R-160B1)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{Br}$
1912	Tetracloro de carbono	$\text{CCl}_4$
	Vapor de água (R-718)	$\text{H}_2\text{O}$
1920s	Isobutano (R-600a)	$(\text{CH}_3)_2\text{CH-CH}_3$
	Propano (R-290)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-CH}_3$
1922	(R-1130)	$\text{CHCl=CHCl}$
1923	Gasolina	Hidrocarbonetos
1925	(R-1120)	$\text{CHCl=CCl}_2$
1926	Cloro de metileno (R-30)	$\text{CH}_2\text{Cl}_2$

Figura 2 - Fluidos frigorigéneos de primeira geração, adaptado de [15]

### 2.2.2. Segunda geração – segurança e durabilidade

A segunda geração (1931-1990), teve como objetivo principal a melhoria da eficiência, segurança e durabilidade do fluido e equipamentos.

Com a indicação de que a indústria de refrigeração precisava de um novo frigorigéneo se quisesse chegar a algum lado, Thomas Midgley Jr e os seus associados começaram a sua procura nas tabelas de propriedades com o objetivo de encontrar produtos químicos com o ponto de ebulição desejado. Foi restringida a busca àqueles conhecidos por serem estáveis, mas não tóxicos nem inflamáveis. [13]

Após consulta da tabela periódica, Midgley excluiu os elementos que não apresentavam volatilidade suficiente. De seguida, foram eliminados os que resultavam (como referido) em compostos instáveis e tóxicos, assim como os gases inertes com base nos seus baixos pontos de ebulição. Desta forma, ficaram a sobrar apenas 8 elementos: azoto, carbono, oxigénio, hidrogénio, enxofre, flúor, bromo e cloro, como é possível observar na Figura 3 [16].

The figure shows a periodic table with vertical dashed lines separating it into columns labeled: light metals, brittle metals, ductile metals, low melt, nonmetallic, and inert gases. The elements H, C, N, O, F, S, Cl, and Br are highlighted in black. The lanthanides and actinides series are shown as shaded rows below the main table.

Figura 3 - Tabela periódica com os elementos destacados por Midgley

O amoníaco era considerado (bem como atualmente) dos frigorigéneos mais populares em grandes sistemas industriais, especialmente para o processamento e armazenamento de alimentos e bebidas. [13]

### 2.2.3. Terceira geração – proteção do ozono

A terceira geração (1990-2010) focou-se na proteção do ozono estratosférico.

Essas mudanças criaram um interesse renovado nos apelidados fluidos frigorigéneos naturais, nomeadamente o dióxido de carbono, amoníaco, hidrocarbonetos e água. O uso dos fluidos frigorigéneos naturais era (e é atualmente também) muito defendida neste contexto devido à sua supremacia em termos ambientais em comparação aos frigorigéneos “sintéticos”. [17]

Na refrigeração comercial foi notado um crescimento no uso de amoníaco e dióxido de carbono, sendo que o dióxido de carbono começou a ser muito utilizado nas bombas de calor para águas quentes sanitárias (principalmente no Japão e Norte da Europa).

### 2.2.4. Quarta geração – aquecimento global

A quarta geração (2012 até à atualidade) tem como ponto central as alterações climáticas, mais propriamente o aquecimento ou arrefecimento global, o aumento do nível médio das águas do mar, as alterações ao nível das estações e frequência de tempestades. [18]

A diretiva europeia visa a eliminação dos fluidos frigorigéneos fluorados com Potencial de Aquecimento Global (PAG) acima de 150 com aplicação em ar condicionado de automóveis. Este limite de 150 de PAG acaba por excluir a maioria dos fluorados saturados. No entanto, existem opções de recurso pendentes que necessitam de uma maior avaliação, nomeadamente os hidrocarbonetos, dióxido de carbono e produtos químicos fluorados insaturados. O dióxido de carbono, amoníaco, hidrocarbonetos e água continuam a ser defendidos, tanto isoladamente como em misturas. [19] [20]

Os hidrocarbonetos têm diversos tipos de usos nomeadamente em arcas, frigoríficos, desumidificadores e em vários outros produtos que necessitam de refrigeração de reduzida

capacidade. Existe ainda o interesse por parte de diversos fabricantes no sentido de modificar as limitações estabelecidas (aumentar as cargas permitidas destes fluidos). Os hidrocarbonetos são utilizados de forma restringida em bombas de calor e aparelhos de ar condicionado devido a medidas de proteção regulamentadas (em pequenas capacidades). [21]

### 2.2.5. Quinta geração

A quinta geração (2020 até ...) deverá ter em conta a eficiência e a fase de eliminação de vários fluidos frigorigêneos [22].

Existe o reconhecimento de que os fluidos frigorigêneos perfeitos, “naturais” ou “sintéticos”, halogenados ou não halogenados, não existem, a seleção dos fluidos frigorigêneos deve ser cuidadosa nesta geração. Definiram-se critérios para a sua utilização, como a eficiência, a aplicação, a localização do equipamento, a quantidade da carga e o potencial para reduzir a fuga. Para a seleção dos equipamentos, estes fatores terão importância: ODP, Potencial do Aquecimento Global (PAG), toxicidade e critérios de inflamabilidade [23]

## 2.3. Principais sistemas de refrigeração e seus componentes

É possível definir um ciclo de refrigeração como um ciclo termodinâmico em que um frigorigéneo é utilizado com o objetivo de transferir calor. Numa fase inicial, o frigorigéneo absorve uma vez que a sua temperatura é inferior à temperatura da fonte de calor. Ao longo do ciclo, a temperatura do frigorigéneo vai aumentando, tornando possível a transferência de calor para os dissipadores de calor, que se encontram obrigatoriamente a uma temperatura mais baixa [24].

A Figura 4 mostra um sistema termodinâmico que atua como uma máquina de refrigeração.  $T_L$  é a temperatura absoluta da fonte e o calor transferido da fonte é o efeito de refrigeração (carga de refrigeração)  $Q_L$ . Por outro lado, a rejeição de calor para o dissipador à temperatura  $T_H$  é  $Q_H$ . Tudo é possível graças ao fornecimento de trabalho  $W$ . Para a operação decorrer continuamente, é aplicada a primeira lei da termodinâmica ao sistema [24].

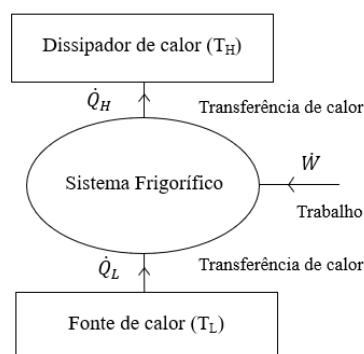


Figura 4 - Sistema termodinâmico que funciona como um sistema frigorífico. Adaptado de [24]

No fundo, um sistema de refrigeração é uma combinação de componentes e equipamentos ligados de forma sequencial de forma a produzirem o efeito de refrigeração que se pretende [25]. Os principais sistemas e ciclos de refrigeração são:

- Sistema de refrigeração por compressão de vapor
- Sistema de refrigeração por absorção
- Sistema de refrigeração padrão de ar
- Sistema de refrigeração por ejetor de vapor
- Refrigeração termoelétrica
- Refrigeração termoacústica
- Refrigeração solar

Tal como referido, existem diversos componentes mecânicos necessários num sistema de refrigeração. Os quatro componentes principais de um sistema deste género são [24]:

- Compressor
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansão

### **2.3.1. Compressor**

O compressor tem duas principais funções no ciclo de refrigeração. Uma das funções é promover a movimentação (bombeamento) do fluido frigorigéneo no evaporador com o objetivo de manter a temperatura e pressão desejadas. A segunda função consiste em aumentar a pressão do fluido frigorigéneo através do processo de compressão, dando origem ao aumento da temperatura. Através deste aumento de pressão, o fluido sobreaquecido flui através do sistema [24].

Na refrigeração industrial, os principais tipos de compressores são: alternativos, parafuso, centrífugos e de palhetas, alguns dos quais são visíveis na Figura 5. Os compressores de palhetas e os centrífugos são os menos utilizados, em contrapartida, os compressores de parafuso e os alternativos eram os mais frequentemente usados [26].

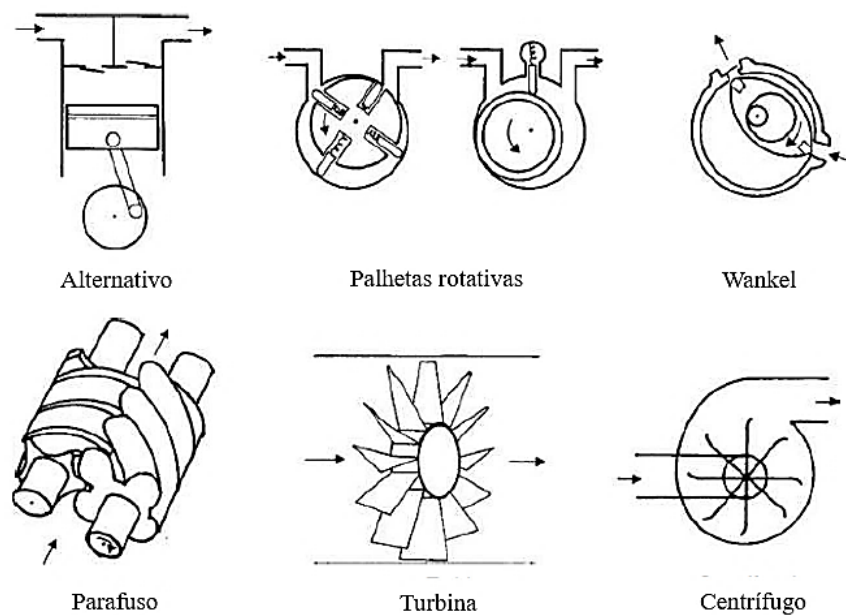


Figura 5 - Tipos de compressores, adaptado de [27]

É de esperar que um compressor cumpra os seguintes requisitos [24]:

- Fácil manutenção
- Prolongada vida útil
- Elevada fiabilidade
- Controlo de capacidade fácil
- Silencioso
- Boa relação custo-eficácia
- Compacto

Para seleccionar um compressor para um ciclo de refrigeração, alguns critérios são considerados:

- Taxa de fluxo volumétrico
- Taxa de compressão
- Capacidade de refrigeração
- Propriedades térmicas e físicas do frigorigéneo

Os compressores podem ser divididos em compressores herméticos, compressores semi-herméticos, compressores abertos, compressores de deslocamento e compressores dinâmicos. Por sua vez, os compressores de deslocamento são divididos em alternativos, de palhetas (rotativos) e de parafuso (rotativos helicoidais). Os principais tipos de compressores dinâmicos são compressores centrífugos e os turbocompressores.

Todos os compressores são classificados em termos da quantidade de fluxo que produzem numa determinada relação entre a pressão de saída e a pressão de entrada (taxa de

compressão). O desempenho de um compressor é influenciado por vários parâmetros: velocidade do compressor, pressão e temperatura de aspiração, pressão e temperatura de descarga e tipo de refrigerante. Na prática, a eficiência (rendimento) do compressor é definida como a razão entre o trabalho isentrópico e a potência de entrada efetivamente medida. Fazendo referência à Figura 6, a eficiência isentrópica do compressor é traduzida pela Equação (1).

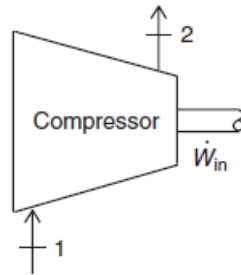


Figura 6 - Esquema de um compressor

$$\eta_{Comp,isen} = \frac{\dot{W}_{isen}}{\dot{W}_{act}} = \frac{\dot{m} \times (h_{2s} - h_1)}{\dot{m} \times (h_2 - h_1)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Na Equação (1),  $\dot{m}$  é o caudal mássico do refrigerante [kg/s];  $h_{2s}$  é a entalpia específica do vapor de refrigerante à pressão de descarga com entropia constante ( $s_1=s_{2s}$ ) [kJ/kg];  $h_1$  e  $h_2$  são as entalpias específicas do refrigerante à entrada e à saída do compressor respetivamente [kJ/kg];  $\dot{W}_{isen}$  e  $\dot{W}_{act}$  são as potências isentrópica e real [kW] [24].

### 2.3.2. Condensador

Num ciclo de compressão de vapor, o objetivo do condensador passa por realizar a permuta de calor entre o fluido refrigerante e o fluido absorvedor, que normalmente é o ar ou a água [28]. São três os tipos de condensadores a serem considerados na refrigeração: arrefecido a ar, arrefecido a água e evaporativo, tal como é possível observar na Figura 7.

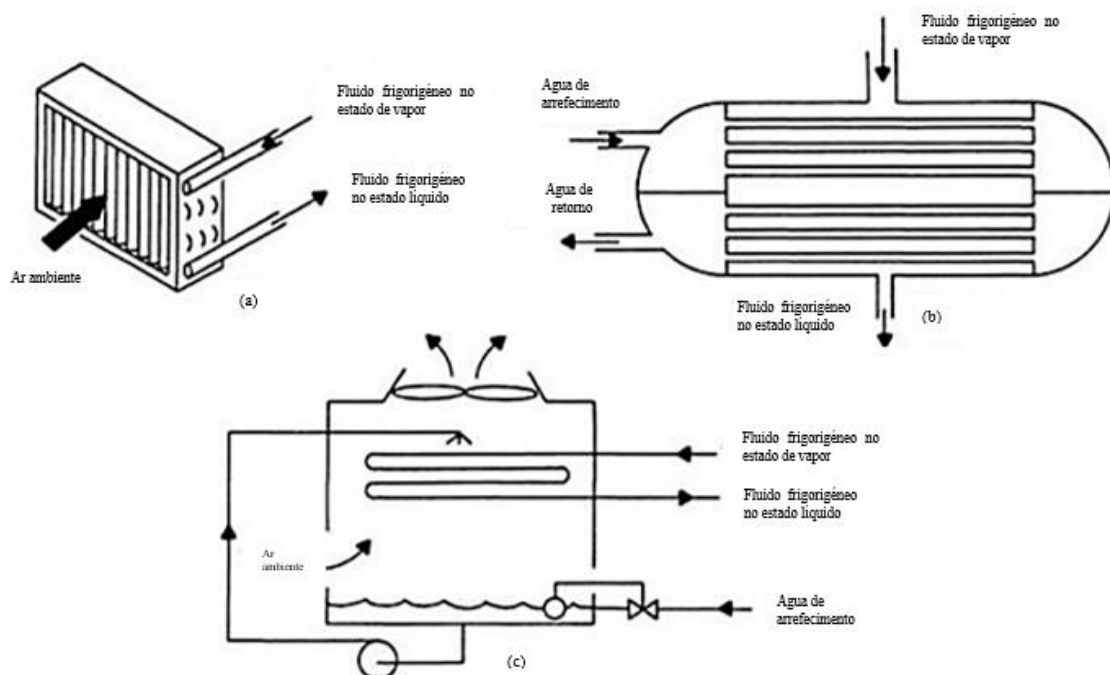


Figura 7 - Representação esquemática dos três tipos de condensadores mencionados. (a) arrefecido a ar; (b) arrefecido a água; (c) evaporativo, adaptado de [29]

Naturalmente, cada tipo de condensador tem a sua própria aplicação. Por exemplo, no ar condicionado são utilizados maioritariamente condensadores arrefecidos a ar, enquanto os condensadores evaporativos são mais usados na refrigeração industrial, sendo comum ligar os condensadores evaporativos em paralelo [26].

As torres de refrigeração são igualmente um tipo de condensador, no entanto, são como condensadores evaporativos que funcionam com base no princípio do arrefecimento através da evaporação da água numa corrente de ar em movimento [24].

A seleção do tipo de condensador depende dos seguintes critérios [24]:

- Temperatura e pressão de condensação
- Capacidade térmica do condensador
- Caudal do refrigerante
- Período de funcionamento
- Temperatura de projeto da água e/ou do ar
- Condições climáticas

### 2.3.3. Evaporador

O evaporador é um permutador de calor que possibilita a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o meio que se pretende arrefecer [28]. Os evaporadores podem ser divididos em duas categorias: evaporadores de arrefecimento direto (que arrefecem o ar e este, por sua vez,

arrefece o produto) e evaporadores de arrefecimento indireto (que arrefecem um líquido que, por sua vez, arrefece o produto). Na prática, os *coolers* de líquido e de ar e/ou gás são evaporadores normalmente utilizados para aplicações de arrefecimento, refrigeração, congelamento e ar condicionado [24].

Na Figura 8 é possível observar dois desenhos esquemáticos de evaporadores.

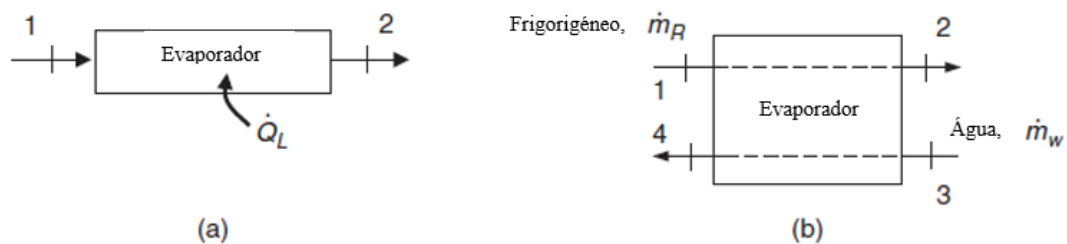


Figura 8 - O esquema de evaporadores. (a) Frigorigéneo a absorver calor de um espaço. (b) Frigorigéneo a absorver calor da água, adaptado de [24]

De um modo geral, são bastante utilizados permutadores de placas e permutadores de carcaça e tubos (Figura 9), sendo estes últimos mais evidentes em instalações antigas. Os permutadores de placas têm vindo a substituir os de carcaça e tubos, visto que apresentam um melhor desempenho térmico, são de menores dimensões e apresentam coeficientes de transferência de calor superiores aos de carcaça e tubos [29].

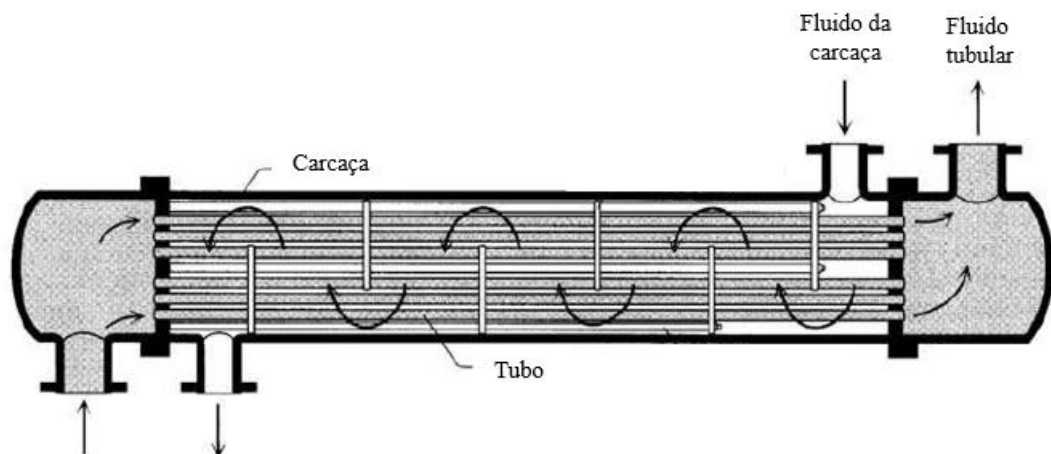


Figura 9 - Evaporador de carcaça e tubos, adaptado de [30]

Uma vez que a função do evaporador é arrefecer, o fluido frigorigéneo flui através do mesmo a baixas temperaturas, aspeto este que pode possibilitar a formação de gelo. Para atenuar este fenómeno são implementadas tecnologias de descongelação através de ar, água, de resistências elétricas ou passagem de gás quente [24].

### 2.3.4. Equipamentos de expansão

Os equipamentos de expansão têm como objetivo reduzir a pressão do frigorigéneo condensado (alta pressão) para a pressão de evaporação (baixa pressão) e regular o caudal do

frigorígeno para o evaporador. Existem vários equipamentos de expansão tais como válvulas de expansão a pressão constante, válvulas de expansão termostática, válvulas eletrônicas de expansão e tubos capilares [24].

### **2.3.5. Outros equipamentos**

São igualmente necessários outros componentes do sistema de controlo de forma a assegurar a monitorização, segurança e controlo [28]. Os sistemas de controlo são extremamente importantes uma vez que possibilitam controlar os vários componentes do sistema, agilizando a comunicação entre eles com o objetivo de responder às necessidades da instalação.

Dos outros constituintes são de destacar ainda [28] [24]:

- Filtros
- Separadores de óleo
- Depósitos de líquido
- Visores de líquido
- Controladores de descongelamento
- Válvulas seccionadoras
- Tubagem

## **2.4. Comparação entre fluidos frigorígenos naturais**

Dentro dos fluidos frigorígenos naturais estão incluídos os compostos orgânicos e inorgânicos adequados para utilização numa variedade de aplicações de sistemas de refrigeração e ar condicionado e que apresentam uma variedade de problemas e desafios. Os fluidos frigorígenos naturais ocorrem, portanto nos ciclos biológicos e químicos da natureza sem intervenção humana. Estes materiais incluem o amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos naturais, água e ar. Todas as vantagens dos fluidos frigorígenos naturais levaram a um aumento significativo da sua utilização em aplicações tradicionalmente servidas por fluorocarbonetos [31].

### **2.4.1. Hidrocarbonetos**

Na natureza, os frigorígenos de hidrocarbonetos são constituintes do petróleo e do gás natural [31]. Os HCs (hidrocarbonetos) são compostos constituídos principalmente por carbono [32]. Os hidrocarbonetos mais vulgarmente utilizados como fluidos frigorígenos são [31]:

- Metano (R-50)
- Etano (R-170)
- Propano (R-290)

- Butano (R-600)
- Isobutano (R-600a)
- Etileno (R-1150)
- Propileno (R-1270)

Os fluidos frigoríficos à base de hidrocarbonetos têm extraordinárias propriedades ambientais, termodinâmicas e termodinâmicas, no entanto, são altamente inflamáveis. Como resultado destes aspetos, os HCs são a base molecular dos fluidos frigoríficos de hidrocarbonetos, em que alguns ou todos os átomos de hidrogénio foram substituídos por halogéneos, como o cloro, flúor e o bromo, que possibilitam a redução da inflamabilidade, porém podem causar efeitos indesejáveis no ambiente [31]. Embora os HCs sejam altamente inflamáveis, podem, no entanto, oferecer vantagens como fluidos frigoríficos alternativos uma vez que são considerados baratos de produzir e uma reduzida toxicidade [32]. A ASHRAE Standard 32 classifica estes fluidos como A3, correspondendo ao maior nível de inflamabilidade (Classe 3) e ao menos nível de toxicidade (Classe A) [33]. Os hidrocarbonetos estão frequentemente sujeitos a requisitos de segurança mais rigorosos relativamente às quantidades permitidas em espaços ocupados [34].

São ainda compatíveis com a maior parte dos lubrificantes utilizados na refrigeração, excetuando os lubrificantes que contêm silicone e silicato [34].

Os fluidos frigoríficos à base de hidrocarbonetos são capazes de oferecer uma gama de pontos de ebulição com aplicabilidade desde a criogenia ao ar condicionado [31].

Os fluidos frigoríficos à base de hidrocarbonetos podem ser aplicados quer em sistemas concebidos especificamente para a sua utilização, quer como substitutos em sistemas concebidos para um fluido frigoríficos à base de fluorocarbonetos. Isto torna-os uma solução competitiva em termos de custos e excelente para os países em desenvolvimento. Se um frigoríficos à base de hidrocarbonetos for para ser usado num sistema projetado para um frigoríficos diferente, então é importante ressaltar que serão provavelmente necessárias modificações para garantir compatibilidade [34].

### **2.4.2. Amoníaco**

O amoníaco é considerado o mais importante dos frigoríficos naturais devido à sua utilização generalizada e de longa data no processamento e conservação de alimentos e bebidas e também devido à sua crescente adoção em *chillers* de AVAC, sistemas de armazenamento térmico, arrefecimento de processos e ar condicionado, sistemas de arrefecimento urbano, supermercados e lojas [31].

O amoníaco (símbolo químico  $\text{NH}_3$ , designação de frigoríficos R717) é um gás incolor à pressão atmosférica. É compatível com alguns, mas não com todos, os lubrificantes de sistemas de refrigeração normalmente utilizados [34].

Apesar dos seus indiscutíveis benefícios em termos de eficiência energética, a utilização do amoníaco é limitada em determinadas aplicações e regiões geográficas devido à sua toxicidade [35]. Consequentemente, o R717 está efetivamente proibido de ser utilizado em espaços ocupados, mas pode ser utilizado em áreas não ocupadas ou no exterior. No entanto, nos últimos anos, foram feitos muitos progressos para minimizar os riscos para a saúde humana, em especial no que diz respeito às instalações de amoníaco em zonas povoadas. Estes avanços incluem a utilização de amoníaco em conjunto com outros frigoríficos, como em sistemas secundários, a fim de reduzir e isolar uma carga de amoníaco, utilizando equipamento de segurança avançado, implantando invólucros de contenção ou utilizando sistemas de absorção de amoníaco. É importante notar que o amoníaco tem um odor forte, tornando as fugas fáceis de detetar [34].

O amoníaco é um fluido frigorífico barato e disponível em abundância, consegue operar a pressões comparáveis com outros fluidos frigoríficos e tem o poder de absorver grandes quantidades de calor quando evapora [36]. O amoníaco líquido entra em ebulição à pressão atmosférica a -33 °C. O gás é mais leve que o ar e muito solúvel em água [32].

Apesar da sua elevada capacidade térmica para proporcionar arrefecimento, pode causar vários problemas técnicos e de saúde, incluindo os seguintes [32]:

- O amoníaco gasoso é irritante para os olhos, a garganta, as vias nasais e a pele. Embora os trabalhadores aparentemente desenvolverem uma tolerância ao amoníaco, a exposição a níveis da ordem dos 5 a 30 ppm (partes por milhão) pode causar irritação ocular.
- A exposição a níveis de 2500 ppm provoca lesões oculares permanentes, dificuldades respiratórias, espasmos asmáticos e dores no peito.
- A exposição da pele ao amoníaco gasoso a níveis muito elevados provoca irritação cutânea, queimaduras na pele e a formação de bolhas cheias de líquido.
- O contacto dos olhos com o amoníaco líquido pode levar à cegueira e o contacto com a pele pode levar a queimaduras químicas potencialmente fatais.
- O amoníaco é um gás inflamável e forma misturas potencialmente explosivas com o ar na gama de 16 a 25%. O amoníaco dissolvido em água não é inflamável.
- O amoníaco reage ou produz produtos explosivos com o flúor, o cloro, o bromo, o iodo e alguns outros compostos químicos relacionados.
- O amoníaco reage com ácidos e produz algum calor.
- Os vapores de amoníaco reagem com os vapores de ácido (por exemplo, HCl) para produzir um fumo branco irritante.
- O amoníaco e o óleo contaminado com amoníaco devem ser eliminados de forma adequada e aprovada pelas agências reguladoras locais.

Os chillers de absorção com mistura de amoníaco/água são adequados e rentáveis para algumas aplicações específicas, especialmente utilizando o calor residual, em sistemas combinados de refrigeração, calor e energia (CCHP) e arrefecimento urbano [31].

### 2.4.3. Dióxido de carbono

O dióxido de carbono (símbolo químico  $\text{CO}_2$  e designação R744) é um dos frigorigéneos naturais inorgânicos mais antigos. É inodoro, incolor, não tóxico, não inflamável, não explosivo e pode ser utilizado não só em sistemas de refrigeração em cascata e produção de gelo seco, como também em aplicações de congelação de alimentos [32]. O  $\text{CO}_2$  é muito abundante no ambiente, sendo também um produto residual de muitos processos tecnológicos. Desta forma, o seu custo é extremamente baixo, facilmente disponível em qualquer lugar, e a sua recuperação (de equipamentos avariados ou em manutenção) não é necessária. Tal como referido, é um produto que não apresenta qualquer problema especial de segurança local, uma vez que não é inflamável e não tóxico, tendo uma classificação de segurança A1 [34]. Sendo um gás mais pesado do que o ar, pode acumular-se na parte inferior de um ambiente não ventilado (especialmente se se tratar de uma cave) provocando asfixia por falta de oxigénio [37].

Os ciclos frigoríficos que usam este fluido operam a pressões mais elevadas que os restantes frigorigéneos, necessitando de componentes especiais [35]. O facto de serem necessárias elevadas pressões de trabalho faz com que estes ciclos se tornem termodinamicamente ineficientes [38]. É um produto inerte, compatível com todos os materiais comuns encontrados num circuito de refrigeração, tanto metais como plásticos ou elastómeros [37].

Algumas limitações e desafios típicos da utilização de  $\text{CO}_2$  são [39]:

- A elevada pressão de funcionamento do  $\text{CO}_2$  exige equipamento de trabalho e compressores especiais
- Alguns problemas ocasionais de transferência de calor nos dispositivos de expansão
- O sistema é mais complexo, aumentando os custos dos componentes
- Não adequação para zonas de temperatura ambiente elevada, uma vez que o sistema funciona acima do ponto crítico
- São necessárias não só normas de segurança especiais, como também soldaduras de qualidade especializada para lidar com a elevada pressão de funcionamento do  $\text{CO}_2$

### 2.4.4. Água

A água (de símbolo químico  $\text{H}_2\text{O}$  e designação R718) é considerado um dos fluidos frigorigéneos mais antigos a ser utilizado com o propósito de refrigerar [35]. É incolor, inodora, não inflamável, não tóxica, não explosiva, facilmente disponível e é, portanto, um dos frigorigéneos mais baratos [34].

Dentro da termodinâmica, a água é um frigorigéneo muito bom se for utilizada para aplicações acima de  $0^\circ\text{C}$  e possui um calor latente de evaporação superior ao dos restantes frigorigéneos

naturais, tendo um valor de 2270 kJ/kg. No fundo, a água tem a capacidade de absorver mais energia (sob a forma de calor) durante uma mudança de fase, de líquido para gás, sem ocorrer variação de temperatura [34].

No entanto, é possível apontar algumas limitações deste refrigerante natural, sendo uma delas a elevada temperatura de congelação à pressão atmosférica. Outra limitação é o facto de a água corroer e oxidar muitos metais, visto que é consideravelmente mais reativa do que outros fluidos refrigerantes. Desta forma, é de salientar a importância da escolha dos materiais corretos para um sistema a água durante a fase de projeto [34].

A água é um refrigerante utilizado em equipamentos de refrigeração por absorção de brometo de lítio-água de temperatura mais elevada. Nestes sistemas, o brometo de lítio funciona como absorvente e a água como refrigerante [31]. É pouco usual a água ser utilizada num sistema de refrigeração por compressão de vapor, uma vez que não é adequada para esses ciclos [40]. No entanto, é de ressaltar que as propriedades da água proporcionam um elevado coeficiente de desempenho [31].

Até agora, o crescimento e desenvolvimento dos sistemas a água tem sido limitado por diversas características deste refrigerante. A primeira limitação consiste no facto de existir a necessidade de haver compressores no sistema que consigam processar caudais volumétricos extremamente elevados, uma vez que a densidade do vapor de água é muito baixa. A segunda está relacionada com os sistemas de refrigeração à base de água terem dificuldades para funcionar continuamente sem contaminantes (ar), devido às pressões de funcionamento bastante reduzidas. A terceira limitação foca-se no facto de que a água naturalmente só pode estar ligada a aplicações de refrigeração apenas a temperaturas elevadas [31].

#### **2.4.5. Ar**

O ar (de número de identificação R729) é utilizado muitas vezes em sistemas de ar condicionado. É igualmente usado em aeronaves, visto que os sistemas a ar apresentam um peso inferior comparativamente aos demais sistemas. O coeficiente de desempenho de sistemas que utilizam o ar como fluido refrigerante é bastante reduzido, porém, os referidos sistemas têm a capacidade de proporcionar recuperação de calor que se dá a temperaturas relativamente elevadas sem o retrocesso de eficiência dos sistemas de compressão de vapor [32] [34]. A refrigeração através de um ciclo de ar funciona segundo o ciclo inverso de Brayton ou de Joule e em muitas instalações com este ciclo, o ar é utilizado no congelamento rápido de produtos alimentares [34].

### **2.5. Sustentabilidade e preocupações ambientais**

Existem alguns critérios de seleção para averiguar a sustentabilidade ambiental dos refrigerantes. Desta forma, o impacto ambiental dos fluidos refrigerantes pode ser medido através de alguns parâmetros [41]:

Potencial de destruição do ozônio (ODP em inglês): Este é considerado um dos critérios mais significativos para um refrigerante ser denominado como ecológico e ambientalmente admissível [41]. Este índice exprime a razão entre o impacto no ozônio de uma substância em comparação com o impacto de uma massa equivalente de R11, sendo R11, a referência através da qual é possível classificar os fluidos refrigerantes e assume o valor de 1 [42]. O ODP é, portanto, usado para quantificar a capacidade de uma substância de destruir as moléculas de ozônio estratosférico [41]. A destruição do ozônio é provocada pelos átomos de cloro e bromo (presentes nos refrigerantes) que agem como catalisadores [42]. A um baixo valor de ODP corresponde um menor nível de perigosidade de um fluido refrigerante para a camada de ozônio. Um ODP nulo (ou extremamente baixo) é conseguido com a refrigerantes amigos do ambiente [41].

Potencial de aquecimento global (GWP em inglês): Este é outro critério essencial para selecionar os fluidos refrigerantes. O GWP quantifica a capacidade que uma substância tem para reter calor na atmosfera do planeta, influenciando assim as alterações climáticas [41]. O potencial de aquecimento global representa a massa de dióxido de carbono que é necessário absorver para que a mesma quantidade de radiação seja absorvida por um quilograma da substância em questão (num certo período de tempo). Estipulou-se o valor de 1 para o CO<sub>2</sub> e 100 anos. Existe também uma outra forma mais completa de determinar o GWP ao calcular o Impacto Total de Aquecimento Global (TEWI em inglês), o qual engloba os impactos diretos das fugas de refrigerante para o ambiente e os impactos ao longo do ciclo de vida do refrigerante [43].

Para calcular o impacto total de aquecimento global é utilizada na Equação (2) [44].

$$TEWI = (GWP \times m \times L \times n) + [GWP \times m \times (1 - \alpha_{recuperado})] + (E_{anual} \times \beta \times n) \quad (2)$$

Na Equação (2), GWP é o potencial de aquecimento global, L é a massa de fugas do refrigerante [kg], n é o número de anos de funcionamento do sistema, m é a carga do fluido [kg],  $\alpha_{recuperado}$  é o fator de recuperação (de 0 a 1),  $E_{anual}$  é o consumo anual de energia [kWh/ano],  $\beta$  é o fator de emissão indireto [kg CO<sub>2</sub>/kWh].

Os fluidos refrigerantes amigos do ambiente possuem valores de GWP muito inferiores aos dos refrigerantes convencionais, como por exemplo os CFC e os HCFC. São, portanto, estes refrigerantes ambientalmente ecológicos que ajudam a reduzir os efeitos adversos da refrigeração no aquecimento global [41].

As referidas fugas de fluido refrigerante para o ambiente podem ocorrer de várias formas: durante o normal funcionamento do sistema frigorífico, durante manutenções e fugas relacionadas com uma possível rutura do sistema. Na Figura 10 aparecem representadas as taxas de fuga anuais para os diversos equipamentos da área da refrigeração [45].

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

Figura 10 - Taxas de fuga anuais em função dos equipamentos. Adaptado de [45]

Os frigorigêneos naturais têm suscitado grande interesse como substitutos seguros dos frigorigêneos convencionais.

### 2.5.1. Dióxido de carbono

O dióxido de carbono é um frigorigéneo natural cuja inofensividade para o meio ambiente pode ser constatada relativamente aos efeitos imediatos (destruição da camada de ozono) e nos efeitos ainda desconhecidos (um possível perigo que pode surgir da utilização de novos produtos sintetizados) [46].

O efeito do CO<sub>2</sub> na camada de ozono é considerado praticamente nulo, tendo um potencial de destruição do ozono (ODP) de 0. Relativamente ao seu impacto do aquecimento global, possui um potencial de aquecimento global (GWP) de 1, que é o valor de referência para comparar o impacto direto de outros frigorigêneos. Desta forma, é uma escolha muito ecológica [41] [47].

### 2.5.2. Hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos, como por exemplo, o propano (R-290) e o isobutano (R-600a), são substâncias naturais [41]. São fluidos frigorigêneos com zero potencial de destruição do ozono (ODP) e um potencial de aquecimento global ultrabaixo, GWP<4. Os hidrocarbonetos não formam quaisquer subprodutos ou produtos de decomposição na atmosfera [47] [32].

Os hidrocarbonetos são utilizados regularmente em máquinas de venda automática, sistemas de refrigeração domésticos e equipamento de refrigeração comercial. Apesar de serem dotados de elevada eficiência e terem uma reduzida pegada no ambiente, são inflamáveis e são alvo de medidas de segurança especiais [41].

### 2.5.3. Amoníaco

O amoníaco é um fluido frigorigéneo natural e biodegradável, sendo considerado um dos frigorigéneos mais ecológicos [48]. Possui um potencial de destruição do ozono (ODP) nulo e um potencial de aquecimento global (GWP) também nulo. Este fluido frigorigéneo não só possui uma reduzida permanência na atmosfera, como não cria subprodutos que causam efeitos adversos no meio ambiente [47] [49]. É desta forma, considerado um frigorigéneo amigo do ambiente [48].

89% das emissões de NH<sub>3</sub> para a atmosfera em Portugal resultam do setor agrícola. A distribuição das emissões de amoníaco em Portugal pode ser observada na Figura 11.

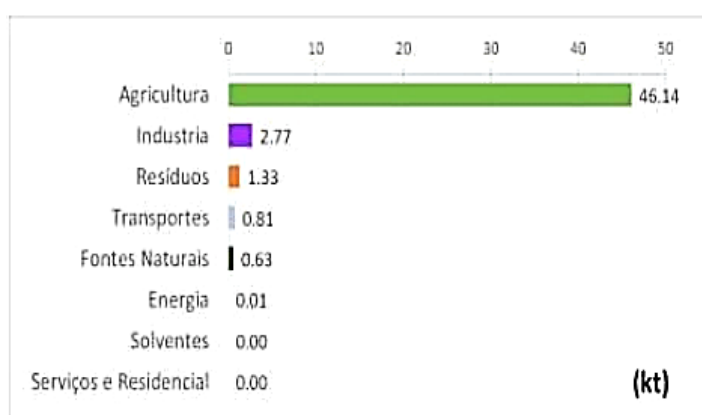


Figura 11 - Emissões de NH<sub>3</sub> por setor em Portugal, adaptado de [50]

Na Figura 12, é possível visualizar o risco que o amoníaco traz ao meio ambiente e a respetiva classificação.

Perigos para o Ambiente	
Perigos agudos para o ambiente aquático	Categoria 1, H400: Muito tóxico para os organismos aquáticos
Perigos crónicos para o ambiente aquático	Categoria 2, H411: Tóxico para os organismos aquáticos com efeitos duradouros

Figura 12 - Classificação do amoníaco com base na perigosidade para o ambiente, adaptado de Anexo A [51]

### 2.5.4. Água

Este frigorigéneo natural (também denominado como monóxido de di-hidrogénio), cuja designação é R718, é considerado completamente inofensivo para o ambiente. Possui um potencial de destruição do ozono nulo e um potencial de aquecimento global também nulo, sendo possível concluir que se trata de um frigorigéneo ecológico [47].

### 2.5.5. Ar

A tecnologia de refrigeração alternativa que faz uso do ar (com a designação R729) foi alvo de um renovado interesse provocado pelas crescentes preocupações ambientais com o aquecimento global e com a destruição da camada de ozono. O ar possui um potencial de aquecimento global e um potencial de destruição do ozono nulos [47].

Na Tabela 1 é possível observar um resumo dos dois principais parâmetros (GWP) e (ODP) avaliados para os fluidos frigoríficos em estudo.

Tabela 1 - Valores de GWP e ODP [47]

Fluido frigorífico	GWP	ODP
R170	3	0
R290	3	0
R600a	3	0
R717	0	0
R744	1	0
R718	0	0
R729	0	0

## 2.6. Inflamabilidade e normas dos Hidrocarbonetos

Todos os fluidos frigoríficos à base de hidrocarbonetos são extremamente inflamáveis, porém não tóxicos. Desta forma, é-lhes atribuída uma classificação A3 em conformidade com a norma BS EN378 Parte 1 [52]. Apesar da sua inflamabilidade, os hidrocarbonetos são muito utilizados, como já referido em capítulos anteriores. Na Figura 13 é possível observar algumas aplicações dos hidrocarbonetos.

Frigorífico	Aplicação
R600a (isobutano)	Elevada/média temperatura; eletrodomésticos
CARE 30 (R600a/R290 mistura)	Elevadas/média temperatura; comercial; automóvel; doméstico
R290 (propano)	Elevada/média/baixa temperatura; comercial; industrial; sistemas frigoríficos; ar-condicionado; bombas de calor
R1270 (propeno)	Elevada/média/baixa temperatura; comercial; industrial; processos de refrigeração, ar-condicionado; bombas de calor, <i>chillers</i>
CARE 50 (R290/R170 mistura)	Elevada/média/baixa temperatura; comercial; industrial; Processos de refrigeração; ar-condicionado; bombas de calor; <i>chillers</i>
R170 (etano)	Sistemas em cascata a baixas temperaturas

Figura 13 - Gamas de aplicação dos frigoríficos à base de hidrocarbonetos, adaptado de [52]

A utilização de fluidos frigoríficos com elevada inflamabilidade torna necessária a existência de condições de segurança complementares, com o objetivo de proteger instalações e utilizadores. Na Europa, os sistemas e equipamentos frigoríficos que utilizam hidrocarbonetos têm que obedecer a requisitos que dizem respeito à carga de fluido frigorífico que contém a instalação, os quais correspondem à norma EN 378. Estes requisitos focam-se em equipamentos das indústrias e comerciais, visto que existe um maior risco de explosão, a qual liberta o frigorífico inflamável, podendo dar origem a incêndios [53] [54].

A norma EN 378 restringe, portanto, a carga de fluido frigorífico permitida. Desta forma, fica evidente através da Figura 14, a carga máxima de fluido frigorífico ( $C_{m\acute{a}x}$ ).

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

Figura 14 - Carga máxima ( $C_{m\acute{a}x}$ ) de fluido frigorífico. Adaptado de [54]

Sendo que a localização do equipamento de refrigeração é classificada como a seguir demonstrado [54]:

- Tipo 1: Sala de máquinas e divisões ocupadas (ocupação humana)
- Tipo 2: Reservatório de líquido e compressor em sala de máquinas sem ocupação ou ao ar livre
- Tipo 3: Todas as partes a conter frigorigéneo em salas de máquinas sem ocupação ou ao ar livre

A ocupação é dividida da seguinte forma [54]:

- Classe X (ocupação geral): Divisão onde dormem pessoas, onde não se controla a ocupação ou onde é permitido o acesso a qualquer pessoa que não tenha conhecimento das normas de segurança
- Classe Y (ocupação supervisionada): Divisão ou parte de um edifício onde só é permitida a entrada a um número limite de pessoas, das quais algumas devem ter conhecimento das normas de segurança
- Classe Z (ocupação exclusiva para pessoas com acesso autorizado): Divisão que não é acessível ao público, ou seja, apenas pessoas autorizadas têm acesso, pessoas essas que devem obrigatoriamente ter conhecimento das normas de segurança do local

A nível do cenário internacional, observa-se a presença da norma IEC EN 60335-2-89, a qual estabelece os critérios de segurança aplicáveis aos equipamentos comerciais de refrigeração, tal como é possível constatar na Figura 15.

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

Figura 15 - Síntese das normas a nível europeu relacionadas relativas a equipamentos comerciais de refrigeração [55]

## Revisão Bibliográfica

A norma IEC mencionada é contabilizada acima da norma EN 378, criando restrições à utilização de refrigerantes à base de hidrocarbonetos para os equipamentos, uma vez que estabelecem um limite máximo de 150 gramas de refrigerante por cada circuito de frio. Contudo, esta norma não é aplicável a câmaras frigoríficas, onde a carga máxima que é tida em conta é determinada pela norma EN 378 [56].

### 3. Desenvolvimento

Num cenário em que as preocupações ambientais apresentam um crescimento constante, uma das tecnologias mais promissoras para a redução das emissões de gases com efeito de estufa são as bombas de calor [57]. As bombas de calor, quando introduzidas num sistema, têm a capacidade de fornecer alternativas mais económicas de recuperação de calor proveniente de diversas fontes com o objetivo de serem usadas em variadas aplicações: industriais, domésticas e comerciais [58]. Em suma, uma bomba de calor pode ser descrita como um sistema que possui a capacidade de extrair energia do exterior (reservatório de baixa temperatura) e descarregar no espaço de habitação (reservatório de alta temperatura) [59]. No fundo, estas unidades permitem a refrigeração no verão e, ao inverter o sentido do fluido frigorífero, fornecem aquecimento no inverno [60]. Através da utilização de fluidos frigoríferos naturais, as bombas de calor constituem não só um sistema amigo do ambiente, mas também são produtoras de energia térmica superior à energia mecânica que é requisitada para o seu funcionamento [59]. Na presente dissertação o foco vai insurgir em bombas de calor domésticas.

Na Figura 16, é possível observar o ciclo por compressão de vapor, ciclo esse que é o princípio de funcionamento de uma bomba de calor e de um frigorífico doméstico.

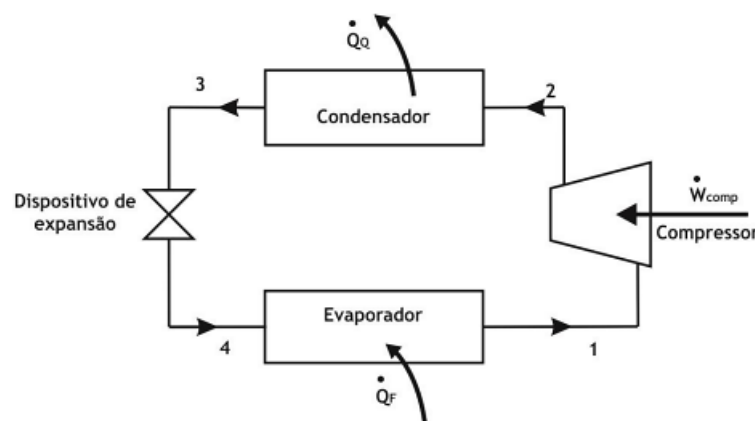


Figura 16 - Representação esquemática de um sistema padrão ideal de refrigeração por compressão de vapor [61]

Por outro lado, um frigorífico doméstico é um equipamento de refrigeração que possui uma divisão isolada termicamente que necessita de ser refrigerada e um sistema de refrigeração direcionado à mesma. Na atualidade, o frigorífico tornou-se um equipamento utilizado em todo o mundo, evoluindo mesmo para uma necessidade doméstica [62].

No quotidiano moderno, as bombas de calor e os frigoríficos desempenham, portanto, papéis cruciais, sendo ferramentas necessárias para o conforto e segurança alimentar. É neste cenário que este trabalho se insere ao explorar o impacto da escolha dos fluidos frigoríficos (diferentes dos normalmente utilizados) no funcionamento de bombas de calor domésticas e frigoríficos.

### 3.1. Fluidos frigoríficos numa bomba de calor e no armazenamento refrigerado

Os frigoríficos e congeladores domésticos consomem quase 4% da eletricidade mundial [63]. Nos EUA, o frigorífico mais utilizado neste tipo de equipamento é o R134a, enquanto na Europa é usado o R600a para todos os novos equipamentos deste género [64]. A mistura de R290/R134a é também altamente utilizada, porém possui um COP inferior relativamente à utilização de apenas R290 [65].

É considerado que o frigorífico R290 produz não só um efeito direto extremamente baixo a nível do aquecimento global, mas também um efeito indireto reduzido devido às suas excelentes propriedades [66].

Relativamente a bombas de calor domésticas, alguns dos frigoríficos mais utilizados são: o R410A, o R32 e o R134a [67] [68].

O frigorífico R134a possui um potencial de destruição do ozono nulo, mas é dotado de um elevado potencial de aquecimento global (1450). Desta forma e devido ao seu reduzido ODP, substituiu alguns fluidos frigoríficos mais nocivos (CFCs e HCFCs), no entanto, é ainda classificado como um gás com efeito de estufa.

Comparativamente ao R410A, o R32 é visto como o melhor substituto por consequência do seu reduzido GWP e das suas qualidades termodinâmicas [69].

Na Figura 17 estão representadas algumas propriedades adicionais dos referidos fluidos frigoríficos.

Propriedades	R32	R410A	Propriedades do frigorífico	R134a	R600a
Composição (%wt)	100% R32	50% R32 50% R125	Nome	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	Isobutano
Peso molecular (g mol <sup>-1</sup> )	52,02	72,585	Fórmula química	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Ponto de ebulição normal (°C)	-51,651	-51,40	Ponto de ebulição	-26,3°C	-11,7°C
Temperatura crítica (°C)	78,105	71,35	Pressão crítica	4092 KPa	3600 KPa
Pressão crítica (bar)	57,82	47,539	Temperatura crítica	122°C	132°C
Calor latente a 7,2°C (kJ)	303,66	212,22		-124°C	-136°C
Calor latente a 54,4°C (kJ)	195,66	123,69			
ODP	0	0			
GWP	675	2088			

a)

b)

Figura 17 - a) Propriedades dos frigoríficos R32 e R410A. Adaptado de [70]; b) Propriedades dos frigoríficos R134a e R600a. Adaptado de [71]

Com base no conhecimento dos refrigerantes tradicionalmente utilizados nas bombas de calor domésticas e frigoríficos, é viável prosseguir então para a comparação das diferentes propriedades destes equipamentos com dois outros fluidos refrigerantes principais: R717 e R744 (amônia e dióxido de carbono, respectivamente).

## 3.2. Bomba de calor

As bombas de calor podem ser descritas como equipamentos com a capacidade de transferir calor em direção oposta à direção que normalmente seria de esperar do fluxo de calor. Não se trata de produção de calor como a maior parte dos métodos de aquecimento, mas sim de movimentação do calor [72].

### 3.2.1. Temperaturas e pressões de funcionamento

Para definir o desempenho de uma bomba de calor, os fabricantes europeus utilizam, frequentemente, os valores de referência da indústria de temperatura de ar ambiente a 7°C e temperatura de fornecimento de água quente a 55°C (A7/W55). Estas são, portanto, as condições nominais de temperatura de uma bomba de calor [73].

Na Tabela 2 estão demonstradas algumas propriedades físicas de dois refrigerantes tradicionalmente utilizados em bombas de calor (R410A e R134a) e do amônia (R717).

Tabela 2 - Propriedades físicas do R410A, R134a e R717 [74]

	R410A	R134a	R717
Ponto de ebulição normal (°C)	-51,58	-26,06	-33,3
Temperatura crítica (°C)	72,13	101,08	132,4
Pressão crítica (MPa)	4,926	4,0603	11,3

Em média, um sistema com bomba de calor a utilizar R134a como refrigerante exibe uma temperatura de evaporação entre -15°C a 5°C [75]. Relativamente à temperatura de condensação, esta costuma variar entre 30°C e 65°C [74] [76]. Uma bomba de calor que utilize R32 como fluido refrigerante possui, geralmente, como limites de funcionamento as seguintes temperaturas ambiente: -20°C a 35°C em caso de aquecimento e -5°C a 43°C em caso de arrefecimento [77].

Comparativamente, numa pequena e equivalente bomba de calor de amônia (NH<sub>3</sub>), as condições de trabalho previstas são: temperatura de condensação por volta dos 40°C e temperatura de evaporação entre -5°C e 0°C [78]. A referida bomba de calor com R717, em aplicações reais e a funcionar com temperaturas de fonte de calor entre 0°C a 45°C, tem a capacidade de fornecer água quente entre os 45°C e 90°C. Para uma temperatura de condensação de 97,5°C, o amônia possui uma pressão de vapor saturado de 60 bar [79]. Um

## Desenvolvimento

sistema de  $\text{NH}_3$  demonstra pressões de trabalho consideravelmente inferiores às pressões num ciclo com  $\text{CO}_2$ . Se a pressão de condensação do  $\text{NH}_3$  tiver o valor de 1555 kPa, em condições semelhantes, a pressão à qual o calor é rejeitado num sistema com  $\text{CO}_2$  é quase 6 vezes superior, cerca de 8600 kPa. Relativamente à pressão de evaporação do amoníaco num sistema, esta é influenciada pela variação da temperatura ambiente [80].

Relativamente aos sistemas que funcionam com  $\text{CO}_2$ , estes são geralmente divididos em dois tipos de ciclos de compressão de vapor: ciclo subcrítico e ciclo transcrito, sendo que o  $\text{CO}_2$  se transforma num fluido supercrítico a 31,1°C e 73,7 bar (7.37 MPa) [81] [82].

No ciclo subcrítico, o  $\text{CO}_2$  passa por uma mudança de fase aquando do processo de condensação, a qual se dá, primeiramente, por arrefecimento sensível e, de seguida, por arrefecimento latente [81]. Este ciclo é considerado ter um funcionamento como um ciclo de compressão de vapor típico e a gama de temperaturas de funcionamento acaba por ser limitada pela temperatura crítica. Essa reduzida temperatura crítica torna-se, portanto, uma desvantagem no sentido em que limita a temperatura de funcionamento. Desta forma, o desempenho e a capacidade de aquecimento são, por norma, reduzidos devido à baixa entalpia de rejeição de calor quando a condensação se dá próxima do ponto crítico [81] [82] [83] [84]. É de notar que, para aplicações de aquecimento de água, um ciclo de  $\text{CO}_2$  que funcione de forma subcrítica não tem temperaturas de rejeição de calor suficientemente elevadas, visto que terão que ser inferiores ao ponto crítico. É necessário aquecer a água a pelo menos 60°C para poder ser utilizada em aplicações de água quente sanitária [85].

Um ciclo transcrito é caracterizado pelos valores mais elevados de pressão de funcionamento relativamente à pressão crítica, o que resulta numa capacidade térmica maior e numa gama de temperaturas de funcionamento mais abrangente. As temperaturas de fornecimento de calor deixam de ser limitadas pela temperatura crítica. Neste tipo de ciclos, apenas é realizado arrefecimento sensível, não ocorrendo mudança de fase. No fundo, é a reduzida temperatura crítica do  $\text{CO}_2$  que permite operar de forma transcrito [81] [82].

As bombas de calor de  $\text{CO}_2$  possuem, então, uma elevada pressão de funcionamento: tanto as bombas de calor subcríticas como transcritas funcionam com pressões acima das pressões de funcionamento de grande parte dos frigoriféneos. As bombas de calor subcríticas funcionam com pressões entre 60 e 70 bar e as bombas de calor transcritas entre 80 e 110 bar ou até mais. Comparativamente, a pressão de saturação do R134a é 13,18 bar a 50°C [82].

Relativamente ao funcionamento numa bomba de calor convencional (subcrítico) com R744 (na qual, o ciclo tem lugar abaixo do ponto crítico do  $\text{CO}_2$ ), a absorção de calor dá-se pela evaporação do frigoriféneo (baixa pressão) e a rejeição realiza-se através da condensação do mesmo (alta pressão). Relativamente ao ciclo transcrito de uma bomba de calor, no evaporador ocorre a absorção de calor, no entanto, a rejeição do calor já não acontece através da condensação: eleva-se a pressão do frigoriféneo para a região supercrítica e é por arrefecimento sensível monofásico que a rejeição de calor acontece. No fundo, em vez de ser no condensador, a rejeição do calor dá-se através do arrefecedor de gás [82].

Na Figura 18 é demonstrada a diferença em termos de pressão e entalpia entre ambos os ciclos (subcrítico e transcrito).

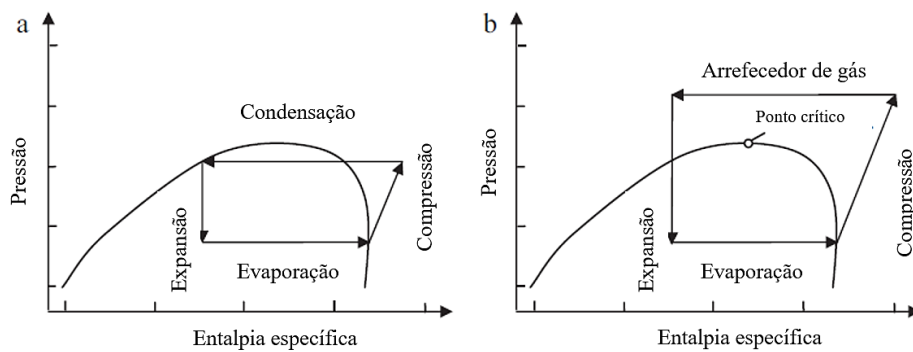


Figura 18 - Diagrama P-h: (a) ciclo subcrítico; (b) ciclo transcritical. Adaptado de [82]

Em bombas de calor com R744 e para temperaturas ambiente de cerca de 7°C existem pressões e temperaturas típicas quando as bombas de calor se encontram em funcionamento. No lado de baixa pressão, a temperatura de evaporação varia entre -12°C e 20°C e o intervalo de pressão é de 25 a 50 bar. No lado de alta pressão, a temperatura de condensação situa-se entre 90°C e 130°C, enquanto a pressão varia entre 90 e 130 bar [86] [87]. A pressão de trabalho de um ciclo transcritical de CO<sub>2</sub> chega a ser, aproximadamente, 6 a 8 vezes superior à pressão de funcionamento dos sistemas com fluidos frigoríficos considerados tradicionais [88].

As bombas de calor com CO<sub>2</sub> têm a capacidade de fornecer temperaturas de saída mais elevadas comparativamente com a maioria dos frigoríficos convencionalmente utilizados. Esta característica está, portanto, relacionada com o facto de o R744 ser um frigorífico transcritical [87]. As bombas de calor de CO<sub>2</sub> transcritical têm a capacidade de atingir valores de COP superiores a 4 ao fornecer temperaturas acima dos 60°C [89] [88]. A área de aplicação das bombas de calor com R744 é, por conseguinte, superior à dos sistemas considerados tradicionais de bombas de calor, os quais estão limitados a temperaturas abaixo dos 55°C [90]. Este frigorífico tem, então, a capacidade de aquecer água até temperaturas de 90°C com uma temperatura exterior de -20°C [91].

Geralmente, os sistemas com CO<sub>2</sub> não são adequados apenas com a função de refrigeração, porém, são extremamente úteis em funções com simultaneidade de aquecimento e arrefecimento [92]. Experimentalmente foi estabelecido que o CO<sub>2</sub> revela um bom desempenho quando é aplicado em situações de arrefecimento e aquecimento simultâneos [93]. Relativamente ao NH<sub>3</sub>, este é um frigorífico que, em termos de efeito de refrigeração, possui um bom desempenho e boas propriedades de transferência de calor, no entanto, para aquecimento, o CO<sub>2</sub> demonstra-se uma melhor opção [92].

Na Tabela 3 encontram-se resumidamente representados os valores de temperaturas de evaporação e condensação que normalmente se verificam em ciclos com R134a, R717 e R744.

Tabela 3 – Tabela resumo das temperaturas de funcionamento de sistemas com R134a, R717 e R744

	R134a	R717	R744
Temperatura de evaporação	-15°C a 5°C	-5°C a 0°C	-12°C a 20°C
Temperatura de condensação [°C]	30°C a 65°C	40°C	30°C a 40°C

### 3.2.2. COP e potência térmica

Com o objetivo de medir o desempenho de uma bomba de calor, uma das medidas mais globalmente utilizadas é o Coeficiente de Desempenho, COP, o qual é definido como a razão entre o efeito desejado e o trabalho necessário para produzir esse efeito [60] [94]. O Coeficiente de Desempenho é também caracterizado como a relação entre a potência extraída da bomba de calor (podendo ser refrigeração ou calor), e a potência fornecida ao compressor [95]. São vários os fatores que têm impacto no COP de uma bomba de calor, como por exemplo, a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação [59]. A temperatura do ar ambiente e a temperatura de entrada da água a aquecer influenciam também o desempenho de uma bomba de calor [80].

A Equação (3) e Equação (4) representam o cálculo do COP para um frigorífico e uma bomba de calor [96].

$$COP_F = \frac{\text{Efeito de arrefecimento}}{\text{Trabalho fornecido}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,in}} \text{ (Frigorífico)} \quad (3)$$

$$COP_{BC} = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Trabalho fornecido}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{net,in}} \text{ (Bomba de Calor)} \quad (4)$$

Por norma, um valor considerado nominal para o COP de uma bomba de calor é 4,0 e, simplificada, simboliza que a cada unidade de trabalho introduzido, são retiradas 3 unidades de energia sem custo da fonte de baixa temperatura [59].

Na Figura 19 é possível observar o COP que normalmente caracteriza as bombas de calor comumente utilizadas.

Tipos de bombas de calor e suas características	
Tipo de bomba de calor	COP típico
Bombas de calor a ar	2 - 4
Bombas de calor geotérmicas	3 – 4.5
Bombas de calor a água	4 – 6

Figura 19 – COP típico das diferentes bombas de calor. Adaptado de [94]

Existem diversos modelos e tipos de bombas de calor, no caso desta dissertação são apenas tratadas as bombas de calor domésticas, não contabilizando, portanto, as bombas de calor de grandes potências.

A potência de aquecimento de uma bomba de calor consiste na taxa a que o calor é rejeitado pelo condensador e depende de diversos fatores, destacando o trabalho realizado no compressor, as propriedades do refrigerante e as temperaturas da fonte e do dissipador [59].

De um modo geral, as bombas de calor domésticas são dotadas de potências de aquecimento entre os 3kW e os 30kW [97] [98]. Além disso, por norma, a cada kWh de energia que é utilizada para uma bomba de calor elétrica funcionar, a produção de calor útil gerada varia entre 3kWh e 4kWh (Anexo B) [99].

Com o objetivo de comparar o habitual funcionamento de uma bomba de calor em termos de COP e potência térmica com o funcionamento a amoníaco e dióxido de carbono, é necessário averiguar também os referidos parâmetros para o NH<sub>3</sub> e CO<sub>2</sub> (R717 e R744, respetivamente).

Comparativamente ao R410A (um dos fluidos refrigerantes normalmente utilizados nas bombas de calor, como mencionado anteriormente), o NH<sub>3</sub> é preferível em termos termodinâmicos, ou seja, possui, não só um valor de calor latente superior, como também coeficientes de transferência de calor mais elevados [78].

Estudos realizados por Stefan Nielsen et al. com o objetivo de averiguar o desempenho de uma bomba de calor ao utilizar diferentes fluidos refrigerantes (R134a, R410A, R717, R290 e R1234yf) demonstraram que o amoníaco foi o refrigerante que revelou ter o melhor desempenho. O R717 apresentou um COP mais elevado, baixa destruição de exergia e elevada eficiência exérgica (a exergia pode ser definida como o trabalho máximo que pode ser extraído de um sistema num determinado estado que coloque o dito sistema em equilíbrio com o ambiente) [100] [59]. Este refrigerante exibiu também a menor carga necessária, ou seja, a menor quantidade de refrigerante necessária para alcançar os mesmos resultados que os restantes refrigerantes [100]. Num sistema com R717, o valor do COP é considerado ser 35% mais elevado quando comparado com um sistema com R744 sob os mesmos parâmetros [80].

Foram efetuadas pesquisas experimentais por Di Wu et al. incidentes em sistemas com bomba de calor a funcionar por compressão de R717, os quais demonstraram que o COP, por norma, assume valores num intervalo entre 2,8 e 7,4 [79]. É de notar também que um compressor para um pequeno ciclo de amoníaco tem, geralmente, uma capacidade de refrigeração de 7 kW e o evaporador de 6,5 kW [78]. Um dos fatores que influencia o COP é a razão de pressão, ou seja, a diferença entre a pressão de entrada e a pressão de saída no compressor. Uma razão de pressão reduzida leva a uma maior eficiência volumétrica do compressor, reduzindo o trabalho do mesmo e aumentando o COP do sistema [101].

Na Figura 20 é possível visualizar o comportamento de cada refrigerante em questão relativamente aos parâmetros mencionados.

Parâmetro	Unidade	R717	R290	R134a	R410A	R1234yf
Destruição de exergia	$[kW_{ex}]$	22,3	27,6	26,9	25,2	31,7
Eficiência exergética	$[-]$	0,67	0,64	0,64	0,65	0,62
COP	$[-]$	3,1	2,6	2,6	2,8	2,3
Carga total	$[kg]$	3,5	7,1	15,9	27,1	20,3
Carga de calor específico	$[g \cdot kW^{-1}]$	23	47	106	181	135
Custo de calor	$[USD \cdot MWh^{-1}]$	44	51	55	50	60

Figura 20 – Comparação entre diferentes frigorigéneos numa bomba de calor. Adaptado de [100]

Relativamente a sistemas de bombas de calor a funcionar com  $CO_2$ , diversos estudos de desempenho foram analisados, chegando à conclusão que, comparativamente a um sistema que utiliza R410A, um sistema de  $CO_2$  reflete valores de COP inferiores, porém, a capacidade de aquecimento é superior no caso do dióxido de carbono na maior parte das temperaturas de funcionamento [82] [102].

Um dos aspetos que influencia o COP de uma bomba de calor é a temperatura ambiente. A diminuição da temperatura ambiente resulta na diminuição da capacidade das bombas de calor, desta forma, ocorre a diminuição do COP e aumento do consumo elétrico do equipamento. Tanto com  $CO_2$  como com  $NH_3$ , o valor do COP da bomba de calor obedece a este conceito explicado, no entanto, as bombas de calor com  $NH_3$  revelam um desempenho superior relativamente ao  $CO_2$  para temperaturas ambiente entre  $-5^\circ C$  e  $25^\circ C$ . Com o aumento da temperatura do ar ambiente, a diferença no valor do COP é cada vez mais evidente, tal como é possível observar na Figura 21 [80] [103].

$T_{amb}$	-5	-0	5	10	15	20	25
$COP_{CO_2}$	2,886	3,218	3,457	3,508	3,923	4,279	4,597
$COP_{NH_3}$	3,892	4,315	4,833	5,483	6,321	7,44	9,011

Figura 21 - Valores de COP (para  $CO_2$  e  $NH_3$ ) perante diferentes temperaturas de ar ambiente [80]

Segundo [81], geralmente, uma bomba de calor de aquecimento de água tem a capacidade de fornecer água quente a elevada temperatura demonstrando um COP de cerca de 3 quando se efetua aquecimento de água até  $65^\circ C$ . De acordo com [90], quando se pretende aumentar a temperatura da água quente de  $60^\circ C$  para  $80^\circ C$  ocorre uma redução do COP de 4,3 para 3,6 a uma temperatura de evaporação de  $0^\circ C$ .

A evolução do COP consoante o aumento da temperatura ambiente pode ser observada na Figura 22, comparando o funcionamento a  $CO_2$  com o funcionamento a  $NH_3$ .

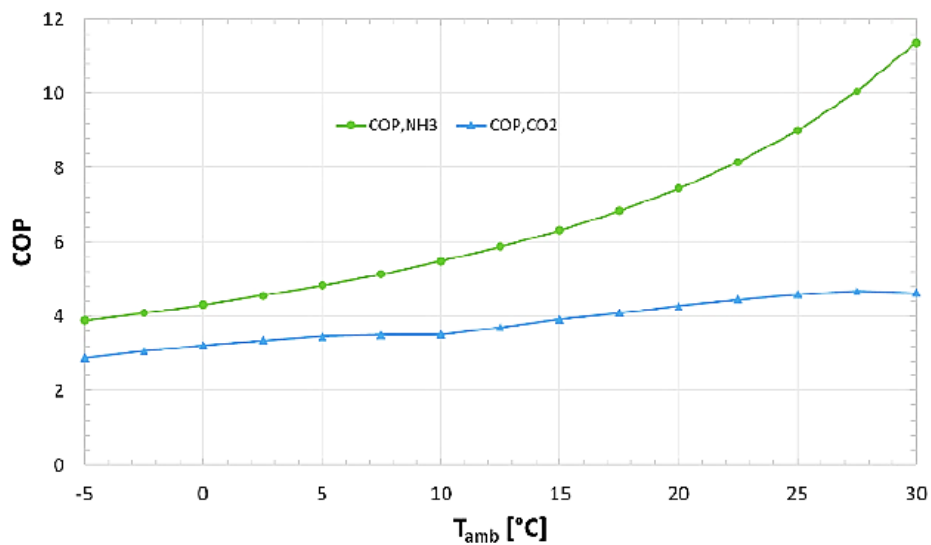


Figura 22 - Comparação do COP para CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub> para diferentes temperaturas de ar ambiente [80]

Em bombas de calor com CO<sub>2</sub> transcrito, outro aspeto que tem impacto no desempenho de todo o sistema é a conceção do arrefecedor de gás, uma vez que este elemento influencia a pressão de rejeição de calor, a temperatura de saída do frigorigéneo e a temperatura de saída da água [85]. O COP do ciclo tem tendência a aumentar em consequência do aumento do caudal de água do arrefecedor de gás e tem tendência a diminuir com o decréscimo da temperatura da água gerada pelo sistema. Relativamente ao evaporador, este componente não provoca um impacto relevante na temperatura da água quente produzida, porém, tem influência no COP do sistema [88].

Nas bombas de calor que atualmente são comercializadas, as capacidades de aquecimento variam consoante diversos fatores, incluindo o fabricante e o frigorigéneo utilizado. Na Tabela 4 podem ser observados alguns modelos de bombas de calor e respetivos COP e capacidades de aquecimento.

Tabela 4 – Exemplos de modelos de bombas de calor atualmente comercializados com CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub>

Modelo	Fabricante	Fluido frigorigéneo	COP	Capacidade de Aquecimento [kW]	Referência
CHP	Revere	R744	3,9	5,0 - 80	[104]
Unimo AW	Mayekawa	R744	4,3	92,3	(Anexo C) [105]
HeatPAC	SABROE	R717	6,0	310 - 2075	(Anexo D) [106]

Com base na análise das informações apresentadas, a Tabela 5 apresenta um resumo dos valores típicos de COP em termos comparativos entre bombas de calor com os frigorigéneos mencionados (R410A, R744 e R717).

Tabela 5 – Tabela resumo relativa ao COP das bombas de calor mencionadas

$COP_{R744}$	<	$COP_{R410A}$
$COP_{R717}$	>	$COP_{R410A}$
$COP_{R717}$	>	$COP_{R744}$

### 3.2.3. Pormenores técnicos

Partindo do normal funcionamento de uma bomba de calor (descrito anteriormente) é possível apontar diversas modificações e pormenores técnicos adjacentes da substituição dos frigorigéneos tradicionalmente usados para o  $NH_3$  e  $CO_2$ .

O amoníaco tem, como uma das suas principais desvantagens, o seu potencial destrutivo relativamente a muitos materiais como, por exemplo, latão e cobre. Desta forma, são utilizados maioritariamente tubos de aço soldados. De uma forma geral, nos sistemas de amoníaco, os componentes devem ser, então, em aço inoxidável, facto este que os torna mais caros do que os sistemas equivalentes em R410A [78].

Os compressores utilizados num ciclo a amoníaco têm que ser especificamente concebidos para suportarem o amoníaco: compressores normais não duram muito tempo quando submetidos a este frigorigéneo. Como já referido anteriormente, um compressor desenhado para um pequeno ciclo a amoníaco tem, por norma, uma capacidade de refrigeração de 7 kW. Um possível problema neste sistema seria uma reação química entre o  $NH_3$  e o enrolamento de cobre do motor, porém, esta situação é resolvida através de uma capa de separação entre o rotor e o estator. O óleo em utilização deve ser também compatível com o amoníaco [78]. Como é possível perceber, são as propriedades físicas do R717 que impõem limitações no sistema de compressão. Os compressores mais utilizados em sistemas de compressão de amoníaco (em bombas de calor) são os compressores de parafuso único, parafuso duplo e compressores de pistão. Para sistemas recentes de grande capacidade utiliza-se, maioritariamente, os compressores de parafuso [79].

Num sistema a funcionar com amoníaco deve existir alimentação do evaporador a partir do topo, permitindo um bom retorno do óleo sem que ocorra retenção do mesmo no evaporador. Para tornar a distribuição do frigorigéneo eficiente é possível utilizar um permutador de calor de um canal em aço inoxidável com um padrão de fluxo paralelo. Os condensadores utilizados neste tipo de sistemas com R717 são concebidos para suportarem meios agressivos (como é o caso do amoníaco). O mesmo pode ser dito relativamente à válvula de expansão, a qual deve ser especificamente desenvolvida para instalações de amoníaco [78].

A elevada toxicidade e relativa inflamabilidade do amoníaco tem como implicação a necessidade de uma monitorização e manutenção rigorosas por parte de trabalhadores qualificados. Geralmente, as bombas de calor com funcionamento a R717 devem ser instaladas no exterior dos edifícios [86]. É de acrescentar também que, devido à elevada toxicidade do

amoníaco, não é permitida a sua utilização direta em aplicações nas quais as fugas são consideradas um grande perigo [107]. Em sistemas considerados pequenos, os aspetos de segurança do amoníaco podem ser contornados através de algumas soluções: uso de equipamentos com reduzida carga de fluido de trabalho, utilização de sistemas de distribuição indireta, salas estanques ao gás e ventilação à prova de falhas [24].

Uma das características desejáveis do amoníaco no seu papel de frigorigéneo é a sua elevada condutividade térmica, necessitando assim de permutadores de calor mais pequenos. Este frigorigéneo possui ainda um elevado calor latente de vaporização, resultando na capacidade de serem usados tubos e conexões menores [108]. O reduzido volume específico de vapor e o elevado calor latente de vaporização do R717 resultam no uso de um compressor mais pequeno, sendo necessário menos energia para o ciclo funcionar. É a elevada entalpia de vaporização que possibilita que o caudal necessário num sistema com  $\text{NH}_3$  seja muito inferior ao caudal de  $\text{CO}_2$  [107]. O amoníaco apresenta também um reduzido valor de calor específico quando comparado com o calor latente de vaporização, facto este que contribui para reduzir possíveis perdas no processo de expansão [10].

Uma bomba de calor a funcionar com amoníaco possui, geralmente, os componente que se seguem [78]:

- Compressor. Em aplicações com utilização de amoníaco não devem ser utilizados compressores normais. Devem, no entanto, ser usados compressores especialmente concebidos para aplicações com R717.
- Evaporador, sendo que a escolha deste equipamento é de extrema importância, visto que o mesmo correlaciona-se com eventuais problemas na distribuição do frigorigéneo e com o retorno do óleo. Um permutador de calor de um canal é uma possível opção para integrar num ciclo de R717, dado que tem a capacidade de garantir a boa distribuição do frigorigéneo.
- Dessuperaquecedor e condensador, os quais têm que ser especificamente concebidos com a função de trabalharem em aplicações com meios considerados agressivos, como é o caso do amoníaco. Pode ser utilizado permutador contra-corrente caso o objetivo seja alcançar temperaturas de saída da água mais elevadas. É de notar que, para uma temperatura de  $225^\circ\text{C}$ , a pressão máxima de funcionamento encontra-se nos 23 bar.
- Dispositivo de expansão, este equipamento que, à semelhança dos restantes, deve ser fabricado especialmente para instalações de amoníaco.

É igualmente necessário acrescentar que as válvulas, tubos e ligações (que se encontrem em contacto com o amoníaco) devem ser preferencialmente em aço inoxidável [101].

Já relativamente ao  $\text{CO}_2$ , este é um frigorigéneo que, não só é compatível com muitos materiais considerados típicos na área da produção de máquinas (aço inoxidável e cobre), como também é compatível com os lubrificantes normalmente usados. Desta forma, os componentes das bombas de calor sofrem um desgaste menos acentuado [86] [109]. É também graças à elevada

densidade do CO<sub>2</sub> (3 vezes superior à densidade do R410A e 30 vezes superior à do R717) que os requisitos das bombas de calor são reduzidos [110].

As bombas de calor de CO<sub>2</sub> têm ainda outra característica muito própria: a elevada pressão de trabalho. Esta propriedade não só contribui para o aumento dos riscos de fugas e ruturas no sistema, como também constitui um grande desafio relativamente à capacidade do compressor e à robustez dos componentes. Os equipamentos presentes no ciclo têm a necessidade de serem construídos com materiais dotados de resistência elevada para suportar pressões na ordem dos 10 MPa. No entanto, a elevada pressão de trabalho possui algumas vantagens, no sentido em que o CO<sub>2</sub> é conhecido por ter uma considerável densidade de vapor, ou seja, possui elevada capacidade de aquecimento volumétrico, permitindo que se atinja a mesma exigência de aquecimento com um volume relativamente reduzido de CO<sub>2</sub>. Assim, viabiliza a utilização de equipamentos e componente mais pequenos [82]. Apesar dos riscos de segurança associados às elevadas pressões de funcionamento, cada vez mais as tecnologias de conceção de componentes têm a capacidade de fazer cumprir as normas de segurança e qualidade que são exigidas neste tipo de sistemas com CO<sub>2</sub> [82] [85].

Num ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito são necessários os seguintes componentes:

- Compressor, este que é uma das partes mais essenciais do sistema da bomba de calor, estando sujeito ao maior desgaste entre todos os equipamentos [111]. Como mencionado anteriormente, o ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito necessita de pressões consideravelmente elevadas, na ordem dos 80 a 130 bar e, desta forma, as fugas de óleo e as perdas mecânicas são considerados riscos eminentes [112]. Comparativamente ao tamanho de compressor usado para os frigoríficos tradicionais, um compressor para CO<sub>2</sub> tem o potencial de ser mais pequeno, ainda que a sua estrutura seja relativamente espessa [113]. Dentro dos vários tipos de compressores, os alternativos são a opção mais versátil e indicada para as bombas de calor transcrito de CO<sub>2</sub> [114].
- Arrefecedor de gás, o qual substitui o condensador e é onde se dá a rejeição de calor [92]. No fundo, um arrefecedor de gás é praticamente um permutador de calor (CO<sub>2</sub>-água) que tem a função de aquecer a água. Este componente tem, geralmente, uma separação de parede dupla a dividir o CO<sub>2</sub> e a água para impedir que se misturem na eventualidade de uma fuga [86]. É de acrescentar ainda que o desempenho do arrefecedor de gás tem influência não só na temperatura de saída do frigorífico de CO<sub>2</sub> mas também na temperatura de saída da água [115].
- Evaporador. Este equipamento assegura que o CO<sub>2</sub> seja totalmente evaporado antes da captação pelo compressor, ocorrendo transferência de calor para o frigorífico [83]. As bombas de calor comportam várias tecnologias em termos de evaporadores: serpentinas com alhetas, placa e tubo, permutadores de calor de placas e carcaça e tubos. Para pressões acima dos 40 bar, os permutadores de calor de placas (frigorífico-líquido) não são considerados (exceto para aplicações industriais dispendiosas), por conseguinte, não são então utilizados nos ciclos transcritos [86]. O evaporador é, porém, o responsável pelo ruído dos ventiladores, o qual é indesejado

em aplicações domésticas. Como resolução deste problema existem os ventiladores axiais de baixa velocidade [116].

- Dispositivo de expansão: o processo de expansão do fluido refrigerante é realizado através de uma válvula de expansão. A válvula de expansão tem, portanto, como objetivo o controlo do fluxo de refrigerante de local de alta pressão (condensação) para o evaporador de baixa pressão, sendo usada como auxílio para que seja possível atingir as temperaturas de funcionamento que o R744 precisa no evaporador. Desta forma, a sua instalação é efetuada à saída do arrefecedor de gás [109] [86].

Em habitações e contextos domésticos, por norma, um ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito é composto pelos equipamentos mencionados acima. No entanto, é possível melhorar o desempenho, eficiência e capacidade deste sistema com o acrescento de alguns componentes, dos quais saliento o permutador de calor interno [82] [117]. O propósito deste componente passa por sobreaquecer o fluido e evitar a entrada no compressor de resquícios de líquido, prejudicando o desempenho do mesmo [82].

Na Figura 23 encontra-se ilustrado o ciclo básico de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito com um permutador de calor interno.

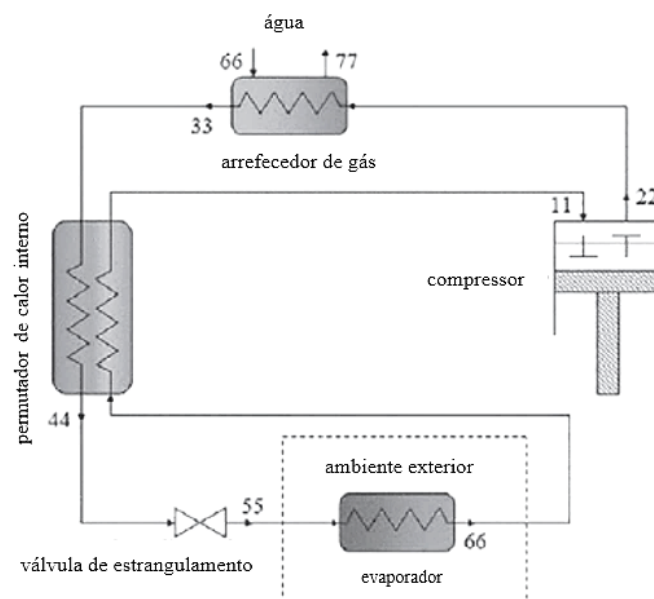


Figura 23 - Sistema básico de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito com um permutador de calor interno

Na Tabela 6 é possível visualizar um resumo dos principais desafios e vantagens relativamente aos aspetos técnicos que um ciclo com CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub> traduzem.

Tabela 6 – Tabela resumo dos principais desafios e vantagens técnicas dos ciclos de CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub>

Desafios		Vantagens	
CO <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>	CO <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>
Funcionamento sob pressões muito elevadas e respetivos riscos de segurança	Corrosividade para certos materiais comuns na produção (cobre e latão)	Compatibilidade com muitos materiais típicos de produção e com os lubrificantes normalmente usados	Reduzido volume específico de vapor e elevado calor latente de vaporização, resultando em compressores possivelmente mais pequenos
Necessidade de utilização de materiais resistentes nos componentes do sistema	Necessidade de os componentes serem especificamente concebidos para suportar ambientes corrosivos	Elevada capacidade de aquecimento volumétrico, viabilizando a utilização de equipamentos mais pequenos	Valor de calor específico reduzido comparativamente ao elevado calor latente de vaporização, promovendo a redução de possíveis perdas no processo de expansão
Risco relativamente alto de ocorrência de fugas	Necessidade de utilização de óleo compatível		Elevada condutividade térmica, resultando em permutadores de calor mais compactos
	Elevada toxicidade e possível inflamabilidade		
	Necessidade de monitorização e manutenção rigorosas		

### 3.2.4. Custo

A tecnologia das bombas de calor é conhecida por possuir um excelente potencial relativamente à poupança de energia, especialmente, em processos industriais. As bombas de calor são os únicos mecanismos com a capacidade de recuperar calor permitindo elevar a temperatura do calor residual para níveis considerados úteis [24].

As bombas de calor podem trabalhar com diversos fluidos frigoríficos, sendo que cada um apresenta custos diferentes. O custo do calor é influenciado significativamente por alguns parâmetros, como por exemplo: eficiência isentrópica, parâmetros económicos e eficiência volumétrica do compressor [100].

Outro aspeto que influencia o custo do sistema são as tubagens, as quais influenciam a escolha de alguns componentes e equipamentos devido às ligações que têm com a tubagem. As tubagens têm a função de ligar todos os equipamentos do ciclo e devem ser concebidas levando em consideração as perdas de carga, velocidade do fluido e custos. A uma maior velocidade do fluido corresponde uma grande perda de carga e, desta forma, possibilita um diâmetro de tubagem menor, o qual implica custos mais reduzidos. Porém, um cenário deste género implica,

também, maior consumo do compressor, aumentando os custos energéticos, podendo não compensar [118].

Existem ainda outros dois fatores que têm impacto no investimento que é um sistema com bomba de calor: tamanho e tipo de bomba de calor. O tamanho necessário do sistema depende não só da dimensão do espaço que vai climatizar, como também da energia necessária para o aquecimento. Naturalmente, os sistemas com bombas de calor de tamanhos mais reduzidos têm um custo menor do que os sistemas com bombas de calor maiores [119]. Existem vários tipos de bombas de calor consoante a fonte de energia, sendo que as principais fontes utilizadas são: ar, solo e água. As bombas de calor cuja fonte de calor é o ar possuem um baixo custo de instalação e são de funcionamento relativamente simples. São dotadas de uma eficiência que pode variar entre média a elevada e proporcionam um consumo reduzido de energia primária. Geralmente, o ar exterior é usado como fonte de calor, ou seja, o evaporador situa-se no exterior dos edifícios. Comparativamente ao ar ambiente, a água (como fonte de energia), apresenta uma densidade mais elevada e temperaturas máximas mais elevadas [120]. O solo, usado como fonte de energia, tem disponibilidade constante ao longo do dia, possuindo uma temperatura praticamente inalterada (superior à temperatura da água ou do ar). No entanto, os sistemas de bombas de calor geotérmicas têm um custo mais elevado do que os outros sistemas por várias razões: são sistemas mais complexos, existe a necessidade de perfuração e instalação do circuito no solo e o próprio equipamento é também mais caro. Estes sistemas têm, porém, índices de eficiência bastante elevados [119] [120].

O custo do calor está também condicionado pelo investimento total de capital (necessário para estabelecer uma bomba de calor). Na Figura 24 estão demonstrados os custos dos equipamentos associados a uma bomba de calor e o investimento total de capital para vários fluidos frigorigéneos, inclusive o amoníaco [100].

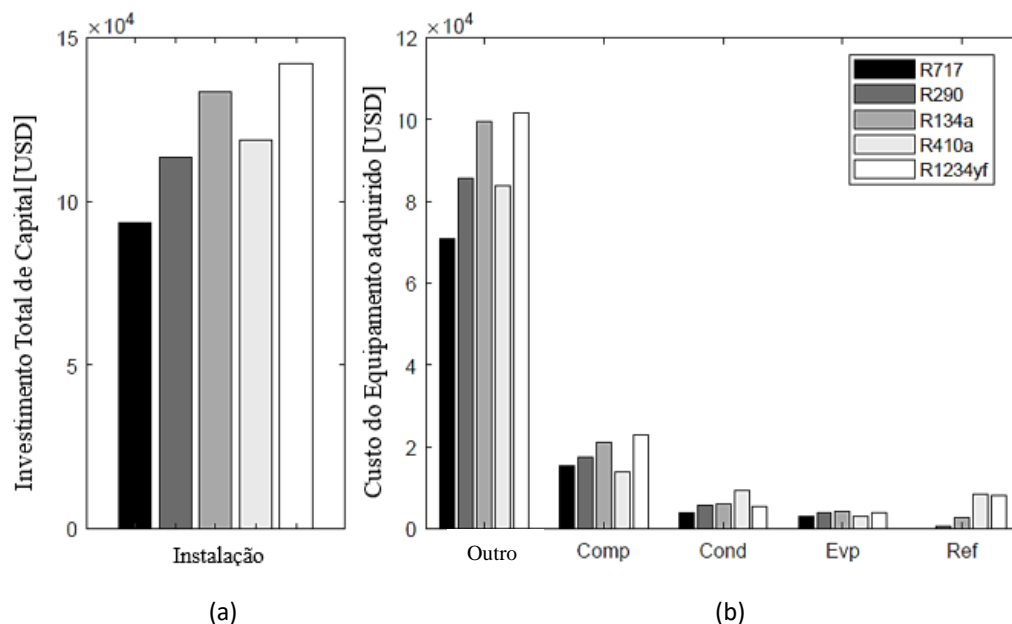


Figura 24 - (a) Investimento total de capital necessário para estabelecer uma bomba de calor; (b) Custo do equipamento adquirido. Adaptado de [100]

## Desenvolvimento

Após observação da Figura 24, é possível constatar que o refrigerante com o Investimento total de capital mais baixo é o R717, o qual é justificado através da necessidade de permutadores de calor pequenos e de um caudal mássico mais reduzido, compensando, assim, o elevado valor do volume específico relacionado com o tamanho do compressor [100].

O custo do fluido refrigerante em si é, também, um fator que contribui para o custo de um investimento em fluidos refrigerantes não naturais, em virtude dos preços e impostos elevados. É de notar que o custo de 1kg de R717 é relativamente baixo [101].

Algumas características desejáveis num refrigerante é o seu reduzido volume específico de vapor e elevado calor latente. Estas características têm, como resultado, a necessidade de um menor caudal mássico de fluido refrigerante, menor compressor e conseqüente menor consumo de energia. Um aspeto possivelmente desvantajoso é a pressão de condensação demasiado elevada, a qual motiva a utilização de tubos e acessórios mais pesados, aumentando os custos. No entanto, um elevado calor latente de vaporização pode traduzir-se na utilização de tubos e componentes mais pequenos. O amoníaco é dotado de um elevado calor latente de vaporização (1357 kJ/kg), não é sensível à contaminação por água e possui um baixo volume específico de vapor [101].

As bombas de calor que funcionam com R744 possuem um grande obstáculo: a imprescindibilidade de utilizar componentes robustos e, conseqüentemente, caros com a capacidade de suportar as pressões elevadas de funcionamento do ciclo [87]. O compressor é o componente com o custo mais elevado do sistema [24].

Em termos económicos e termodinamicamente, o R717 é considerado um ótimo substituto do R22 e CFC's em bombas de calor [24]. Foi referido anteriormente que o amoníaco possui um elevado calor latente de vaporização (1357 kJ/kg). Comparativamente, o calor latente de vaporização do CO<sub>2</sub> possui o valor de 230,5 kJ/kg, o qual é claramente menor [24].

O custo total do capital inicial para um sistema com bomba de calor de CO<sub>2</sub> pode ser definido como demonstrado na Equação (5) [121]:

$$ICC = C_{comp,CO_2} + C_{AG} + C_{Evap} + C_{Add} \quad (5)$$

Sendo ICC o *Initial Capital Cost*, ou seja, o custo total do capital inicial,  $C_{comp,CO_2}$  é o custo do compressor do sistema,  $C_{AG}$  é o custo do arrefecedor de gás,  $C_{Evap}$  é o custo do evaporador e  $C_{Add}$  é o custo dos componentes e acessórios adicionais necessários ao sistema.

A maioria das bombas de calor para habitações e aplicações domésticas e de pequena escala possuem uma gama de preços diversa. Por exemplo, para uma potência de 4 kW, o intervalo de preços para uma bomba de calor a funcionar com R32 é entre 1200€ e 3500€. Na Tabela 7 é possível constatar diversos preços de bombas de calor com uma baixa gama de potências, utilizando diferentes refrigerantes.

Tabela 7 - Custo de diversas bombas de calor com diversos fluidos frigoríficos (Anexos E, F, G,H) [122] [123] [124] [125]

Potência [kW]	Fluido frigorífico	Preço unitário [€]	Fornecedor
5,0	R32	3454	Mitsubishi Electric
4,0 (arrefecimento) / 4,4 (aquecimento)	R32	1190	DAIKIN
9,0 (aquecimento) / 9,3 (arrefecimento)	R410A	4900	BOSCH
12,1 (arrefecimento) / 14,2 (aquecimento)	R410A	4485	DAIKIN
4,0	R744	5645	Mitsubishi Electric
14,8	R744	46 634	enerblue

Como se pode verificar, o custo de uma bomba de calor com R744 é, por norma, superior ao custo de uma bomba de calor que utilize os frigoríficos convencionais, ainda que produza uma potência de aquecimento menor. Uma bomba de calor DAIKIN com R410A produz uma potência de aquecimento de 14,2 kW e tem um custo inferior à bomba de calor da Mitsubishi com R744 que produz apenas 4,0 kW.

Relativamente a bombas de calor de R717, praticamente não são fabricadas para aplicações de reduzidas potências, como é o caso de habitações e contextos domésticos. Tal como referido anteriormente, o amoníaco tem algumas desvantagens: elevada inflamabilidade, elevada toxicidade e grande capacidade de destruição de materiais como o cobre e o latão. Devido a estas limitações existe a necessidade de uma complexidade superior das instalações, necessidade de monitorização e manutenção rigorosa, para além de que as bombas de calor devem ser instaladas no exterior dos edifícios [86] [78]. Como resultado do mencionado, existe uma falta de oferta de bombas de calor a NH<sub>3</sub> para residências. As bombas de calor de amoníaco existentes atualmente têm como objetivo trabalhar em aplicações industriais e de grande escala, podendo também ser utilizadas para funções comerciais de médio porte, fornecendo potências até 13 000 kW [126] [127].

### 3.3. Armazenamento refrigerado

O armazenamento refrigerado consiste, sucintamente, no armazenamento de produtos perecíveis a uma determinada temperatura com o propósito de manter a sua qualidade. São diversas as utilidades e dimensões que se enquadram neste tema, sendo que conteúdo desta dissertação se foca maioritariamente no armazenamento refrigerado doméstico e comercial.

### 3.3.1. Temperaturas e pressões de funcionamento

#### Frigorífico doméstico

Os frigoríficos domésticos têm na base do seu funcionamento um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, tal como acontece frequentemente no processamento de alimentos e armazenamento a frio [128]. Este ciclo de refrigeração consiste nos quatro processos seguintes (Figura 25) [129]:

- Processo 1-2: Compressão isentrópica de vapor saturado no compressor
- Processo 2-3: Rejeição isobárica de calor no condensador
- Processo 3-4: Expansão isentrópica do líquido saturado no dispositivo de expansão
- Processo 4-1: Extração isobárica de calor no evaporador

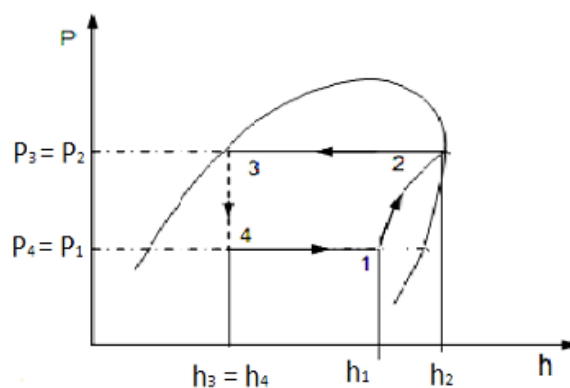


Figura 25 – Gráfico P-h de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor [129]

Nos frigoríficos domésticos existem alguns fluidos frigorígenos que tradicionalmente são selecionados para o funcionamento do ciclo de refrigeração, nomeadamente, R134a, R290 e R600a. Na Figura 26 estão representadas algumas propriedades importantes dos referidos frigorígenos [130].

Frigorígenos	Ponto de ebulição normal (°C)	Temperatura crítica (°C)
R 134a	-26,07	101,6
R 290	-42,1	96,8
R 600a	-11,67	135

Figura 26 – Propriedades de alguns frigorígenos tradicionalmente utilizados em frigoríficos domésticos. Adaptado de [130]

Para obter uma melhor percepção da evolução da temperatura dentro do ciclo de refrigeração num frigorífico doméstico foram realizados testes experimentais por Sarthak Maheshbhai Thakar nos quais a temperatura inicial do evaporador é definida nos 10°C, é inserido o frigorígeno e, ao longo do funcionamento do frigorífico, são recolhidos os dados de 15 em 15 minutos. Na Figura 27 e Figura 28 é possível observar os resultados para as temperaturas e pressão nas diversas fases do ciclo de refrigeração para o R134a e R600a [129].

Tempo de leitura efetuado	Pressão de entrada do compressor P <sub>1</sub> (MPa)	Pressão de saída do compressor P <sub>3</sub> (MPa)	Temperatura de entrada do compressor T <sub>1</sub> (°C)	Temperatura de saída do compressor T <sub>2</sub> (°C)	Temperatura de entrada do condensador T <sub>3</sub> (°C)	Temperatura de saída do condensador T <sub>4</sub> (°C)	Temperatura do evaporador
10:30	0,4146	1,7628	31,2	42,5	37,7	28,1	10
10:45	0,2006	1,1301	31	47,9	41,9	28,9	-9,9
11:00	0,1680	1,1493	30	52,3	45,6	27,5	-15
11:15	0,1416	1,1513	30,8	57,9	48,9	27	-18,5
11:30	0,1199	1,1632	30,2	60,7	53,2	25,7	-23,7
11:45	0,0907	1,1832	29	63,9	55,8	25	-27,8
12:00	0,8138	1,1903	28,7	65,11	57,3	24,6	-29,6
12:15	0,8213	1,1903	27	66	57,8	24	-30,5
12:30	0,0622	1,1923	27	68,44	57,7	23,1	-33,1
12:45	0,0679	1,1923	26,9	68	57,6	23	-34

Figura 27 – Resultados experimentais da temperatura e pressão para o funcionamento com R134a.  
Adaptado de [129]

Tempo de leitura efetuado	Pressão de entrada do compressor P <sub>1</sub> (MPa)	Pressão de saída do compressor P <sub>3</sub> (MPa)	Temperatura de entrada do compressor T <sub>1</sub> (°C)	Temperatura de saída do compressor T <sub>2</sub> (°C)	Temperatura de entrada do condensador T <sub>3</sub> (°C)	Temperatura de saída do condensador T <sub>4</sub> (°C)	Temperatura do evaporador
10:30	0,9738	0,2206	29,9	39,7	34,1	30,4	10
10:45	0,8618	0,1013	30,1	50,4	40,6	30	-13,7
11:00	0,82773	0,0851	28,8	55,8	45,6	31,5	-16,3
11:15	0,8066	0,0724	27,5	58,9	46,8	29	-20,2
11:30	0,7928	0,0668	27	60,1	49,6	27,9	-23,4
11:45	0,7584	0,0584	26,9	63,7	51,4	26,9	-25,1
12:00	0,7574	0,0574	26	66,9	52,8	28,6	-26
12:15	0,7574	0,0574	25,5	70,1	54,9	28	-26
12:30	0,7574	0,0574	26	71	56,8	27,9	-26

Figura 28 – Resultados experimentais da temperatura e pressão para o funcionamento com R600a.  
Adaptado de [129]

É considerado que a temperatura do evaporador tem influência em alguns aspetos do ciclo [131]:

- O efeito de refrigeração tem tendência a aumentar com o incremento da temperatura de evaporação. Isto acontece devido ao aumento da temperatura de evaporação causar um aumento na transferência de calor entre o frigorígeno no evaporador e o meio a arrefecer (interior do frigorífico), levando a um efeito de refrigeração mais

elevado. No fundo, leva a uma maior capacidade de remoção de calor do interior do frigorífico.

- O trabalho de compressão aumenta com a diminuição da temperatura no evaporador. Isto ocorre uma vez que, quando a temperatura de evaporação diminui, a temperatura de entrada do refrigerante no compressor também diminui, conseqüentemente, a densidade do vapor de entrada no compressor é baixa, circulando menos massa de refrigerante por unidade de tempo no compressor. Assim, verifica-se um aumento do trabalho de compressão.

Um dos fatores pertinentes na avaliação de um refrigerante é a relação que se estabelece entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação. Uma menor razão de pressão implica menos perdas no interior do compressor uma vez que, como já explicado anteriormente, menores diferenças de pressão são traduzidas numa necessidade de menos trabalho por parte do compressor. Na Figura 29, é demonstrada a razão de pressão de diversos refrigerantes em função da temperatura de evaporação. Como é possível constatar, os refrigerantes com a razão de pressão mais elevada são o R600, R600a e o R717 [132].

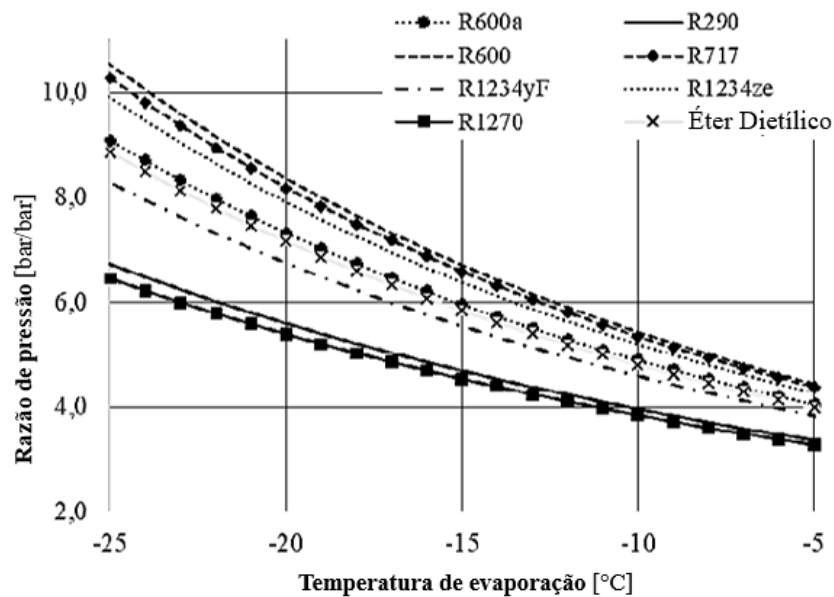


Figura 29 - Razão de pressão em função da temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes. Adaptado de [132]

### Armazenamento refrigerado comercial

Por outro lado, a câmara frigorífica é definida como um tipo específico de sistema de refrigeração configurado para armazenar artigos perecíveis como, por exemplo, alimentos e demais produtos sensíveis à temperatura. Este sistema de refrigeração é, muitas vezes, intitulado como instalações de armazenamento a frio, as quais estão equipadas com unidades de refrigeração e paredes isoladas com o objetivo de manter um ambiente constantemente frio [133]. Resumidamente, um frigorífico doméstico e uma câmara frigorífica são sistemas

projetados com a finalidade de conservar bens perecíveis através da refrigeração, porém diferem em escala, capacidade e complexidade. Comparativamente, nos frigoríficos domésticos, o compartimento dos refrigerados apresenta temperaturas no intervalo de 2°C a 7°C e o compartimento dos congelados varia entre -8°C a -18°C, em contrapartida, em aplicações industriais, as temperaturas de congelamento encontram-se entre -5°C e -35°C [134].

Começando pela temática da compressão de R717, geralmente, um sistema de refrigeração por compressão de amoníaco tem um funcionamento tal como o esquematizado na Figura 30 [135].

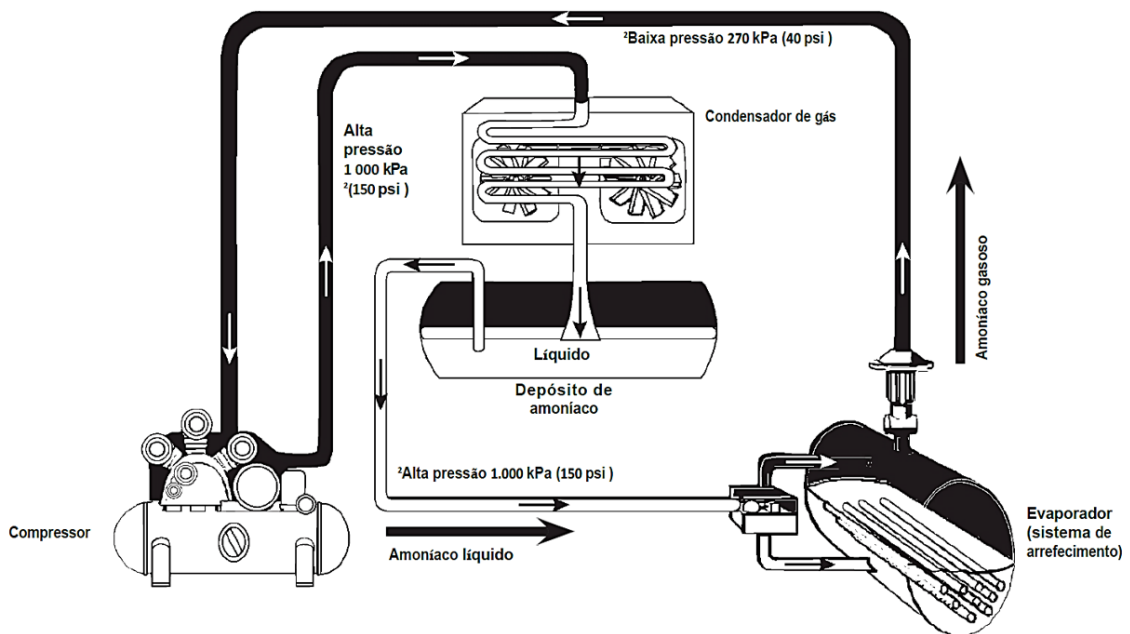


Figura 30 – Sistema de refrigeração por compressão de  $\text{NH}_3$ . Adaptado de [135]

Em testes experimentais realizados por Adam Rucinski et al. com a finalidade de avaliar a eficiência energética de uma instalação de amoníaco com duas câmaras frigoríficas foram utilizadas as especificações para temperatura e pressão representadas na Figura 31 [136].

Temperatura de condensação	$t_{c,R717}$	35,00°C
Pressão de condensação	$p_{c,R717}$	13,12 bar
Temperatura de evaporação	$t_{o,R717}$	-40,00°C
Pressão de evaporação	$p_{o,R717}$	0,72 bar

Figura 31 – Especificações do sistema de refrigeração com  $\text{NH}_3$ . Adaptado de [136]

A propósito de instalações frigoríficas comerciais foi analisado um estudo comparativo entre um ciclo de  $\text{CO}_2$  do tipo Booster com compressão paralela e um ciclo de amoníaco e com

## Desenvolvimento

distribuição de água glicolada. As referidas pesquisas experimentais comportam as seguintes condições de funcionamento [137]:

- $\text{NH}_3$ 
  - Redução da temperatura do fluido de  $-20^\circ\text{C}$  para  $-24^\circ\text{C}$  com permuta de calor com o  $\text{NH}_3$  a  $-30^\circ\text{C}$ ;
- $\text{CO}_2$ 
  - 2 câmaras de congelados ( $-18^\circ\text{C}$ ) com temperatura de evaporação de  $-24^\circ\text{C}$ ;
  - 7 câmaras de refrigerados ( $0^\circ\text{C}$  a  $4^\circ\text{C}$ ) com temperatura de evaporação de  $-6^\circ\text{C}$ .

Um frigorífico doméstico funciona, como mencionado anteriormente, com base num ciclo de refrigeração por compressão de vapor. No entanto, não são encontrados muitos frigoríficos domésticos com amoníaco que tenham este ciclo na base do seu funcionamento. A maioria dos frigoríficos que utilizam amoníaco funcionam com ciclos de absorção e não de compressão. Num ciclo de compressão de vapor o compressor necessita de energia mecânica para mobilizar o frigorigéneo da baixa pressão no evaporador para a alta pressão no condensador [138]. Em contrapartida, num ciclo de absorção existe a substituição do compressor mecânico por um circuito com solução líquida. É ainda essencial um outro fluido com a função de absorver o frigorigéneo gasoso oriundo do evaporador que, neste caso, como é utilizado o amoníaco como frigorigéneo, o melhor fluido absorvente para o mesmo é a água (devido à sua elevada afinidade com o  $\text{NH}_3$ ). A água, com o amoníaco já infundido, é posteriormente bombeada para o desabsorvedor onde ocorre a separação do amoníaco e da água por evaporação, para isso utilizando uma fonte de calor. O amoníaco passa, de seguida, por uma coluna de retificação com o objetivo de garantir que este é o mais puro possível. Subsequentemente, o frigorigéneo gasoso a elevada pressão condensa no condensador e é, de novo, enviado para o evaporador. Esta última secção do processo é praticamente idêntica à parte correspondente num ciclo de compressão. É de concluir que a diferença mais proeminente entre o ciclo de absorção e compressão consiste na necessidade de energia mecânica como energia motriz por parte do ciclo de compressão e, contrariamente, a necessidade de, não só energia térmica (para o desabsorvedor), como também reduzido consumo de eletricidade por parte da bomba [138]. Essencialmente, um ciclo de refrigeração por absorção é descrito como um sistema que faz uso de uma fonte calor para produzir a energia que o sistema de refrigeração necessita no seu funcionamento. Na Figura 32 é representado o funcionamento geral e simplificado de um ciclo de absorção de amoníaco [138].

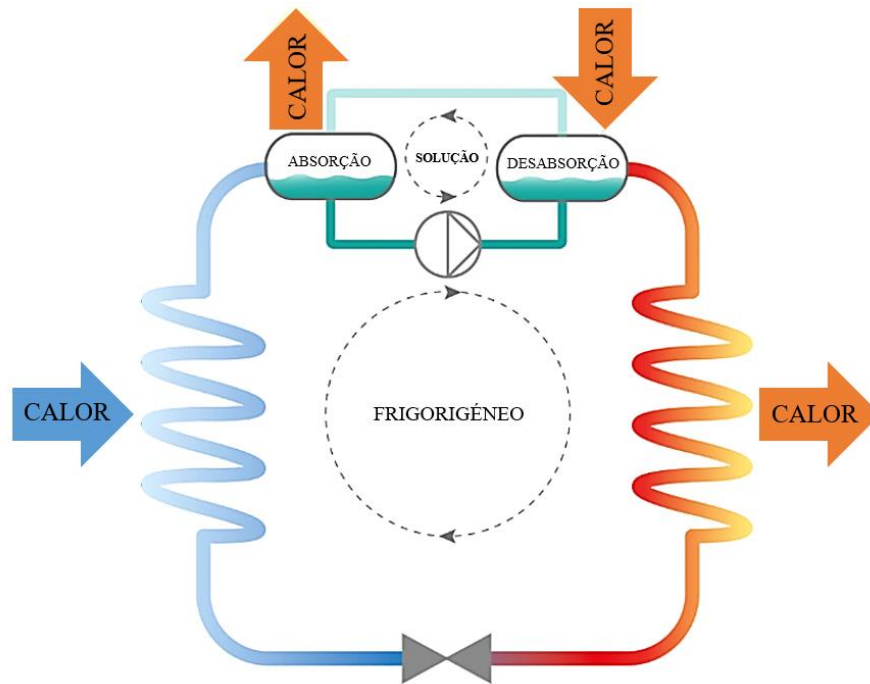


Figura 32 – Esquema simplificado do funcionamento geral de um ciclo de absorção de R717. Adaptado de [138]

Na Figura 33 está representado o esquema de um sistema de refrigeração por absorção utilizando a solução  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  que foi utilizado num estudo analisado cujo foco era a modelação e testagem do mesmo [139].

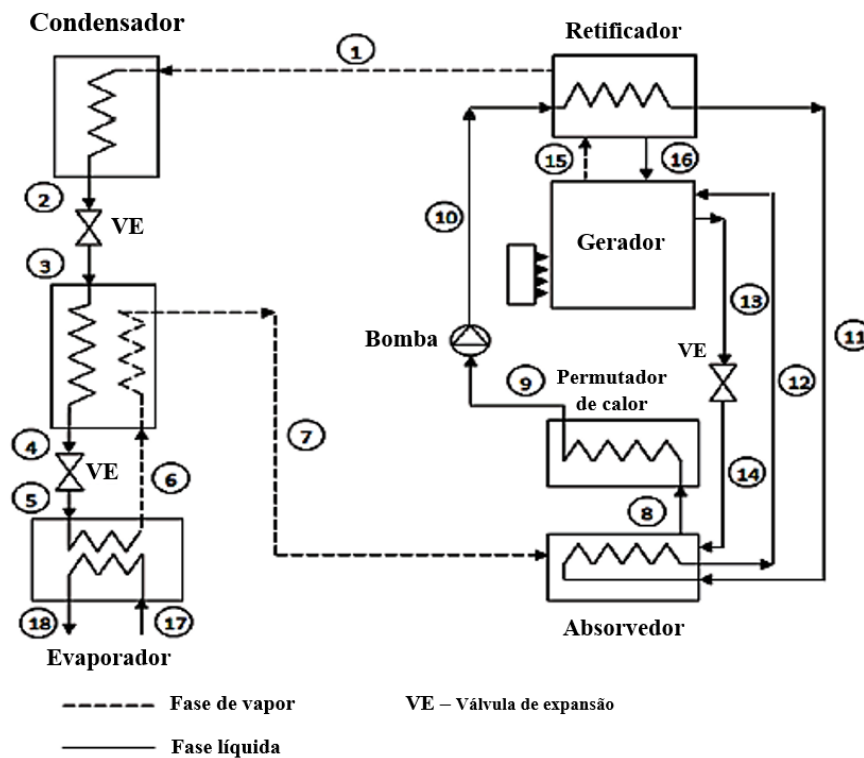


Figura 33 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Adaptado de [139]

## Desenvolvimento

Para o referido sistema de refrigeração foi determinada uma temperatura ambiente de 304,65K (31,5°C) e uma temperatura de evaporação de 281,85K (8,7°C). Na Figura 34 são demonstrados os diferentes valores de temperatura e pressão característicos dos pontos de estado do sistema de refrigeração [139].

Ponto de estado	Temperatura (K)	Pressão (KPa)
1	327,42	1428,00
2	310,15	1428,00
3	306,29	1278,00
4	280,62	1278,00
5	276,66	478,80
6	278,15	478,80
7	303,60	478,80
8	335,59	478,80
9	310,15	478,80
10	310,32	1428,00
11	315,46	1428,00
12	333,02	1428,00
13	374,65	1428,00
14	344,28	478,80
15	349,3	1428,00
16	349,40	1428,00

Figura 34 – Valores de temperatura e pressão para os diferentes pontos de estado do ciclo de refrigeração por absorção. Adaptado de [139]

Numa pesquisa experimental de Marco Cefarin com o objetivo de desenvolver e construir um sistema de refrigeração por absorção de NH<sub>3</sub> e água glicolada, os parâmetros de funcionamento estabelecidos consistiram numa temperatura de evaporação de -3,5°C e numa temperatura de condensação por volta dos 40°C [140]. Para uma ideia mais ampla relativamente às temperaturas de funcionamento deste tipo de ciclo Wellorzzon Novais et al. levou a cabo uma análise prática a um sistema de absorção de amoníaco-água no qual se utilizaram como parâmetros: temperatura de evaporação situada entre -20°C e 10°C e temperatura de condensação de 40°C [141].

Para além do amoníaco, o dióxido de carbono (R744) é um frigorígeno que tem sido alvo de uma utilização regular nos sistemas de refrigeração industriais e comerciais há vários anos, no entanto, o seu uso não é habitual em frigoríficos domésticos. Um dos principais fatores que para tal contribui é a pressão de funcionamento requerida pelo R744 ser muito mais elevada do que a pressão verificada normalmente pelos frigorígenos tradicionalmente utilizados em frigoríficos domésticos (HFCs e HCFCs). Para além do referido, a pressão elevada exige equipamentos mais robustos e, conseqüentemente, caros, facto este que contribuiria para inflacionar o preço dos frigoríficos domésticos [142] [143].

Foi levado a cabo um estudo experimental por Gustavo Montagner com foco na análise do desempenho e funcionamento de um ciclo de refrigeração padrão de CO<sub>2</sub> transcrito no setor da refrigeração comercial leve com temperatura ambiente elevada. O sistema de refrigeração na referida instalação possui os componentes tradicionalmente encontrados num ciclo básico de compressão de vapor de CO<sub>2</sub> transcrito: evaporador, compressor, arrefecedor de gás e

dispositivo de expansão. Possui também um reservatório intermédio. A Figura 35 revela o perfil de temperatura previsto e o perfil de temperatura experimentalmente obtido ao longo do sistema de refrigeração [144].

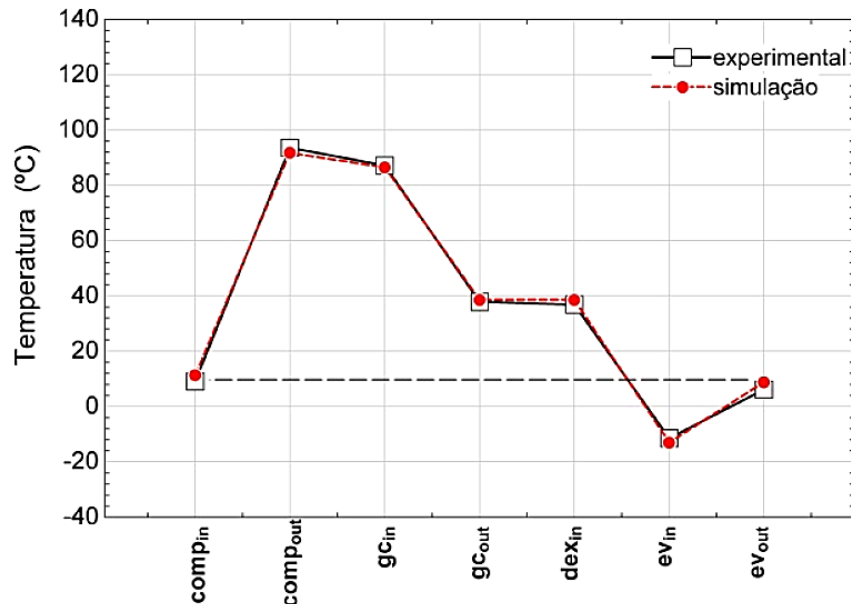


Figura 35 – Temperaturas previstas e experimentais ao longo do ciclo de refrigeração de compressão de vapor de CO<sub>2</sub> transcrito [144]

Adicionalmente, neste tipo de sistemas é, muitas vezes, observada a existência de um permutador de calor interno (iHX). Com o acrescento deste componente, o perfil de temperaturas do ciclo é alterado ligeiramente, tal como é perceptível pela Figura 36 [144].

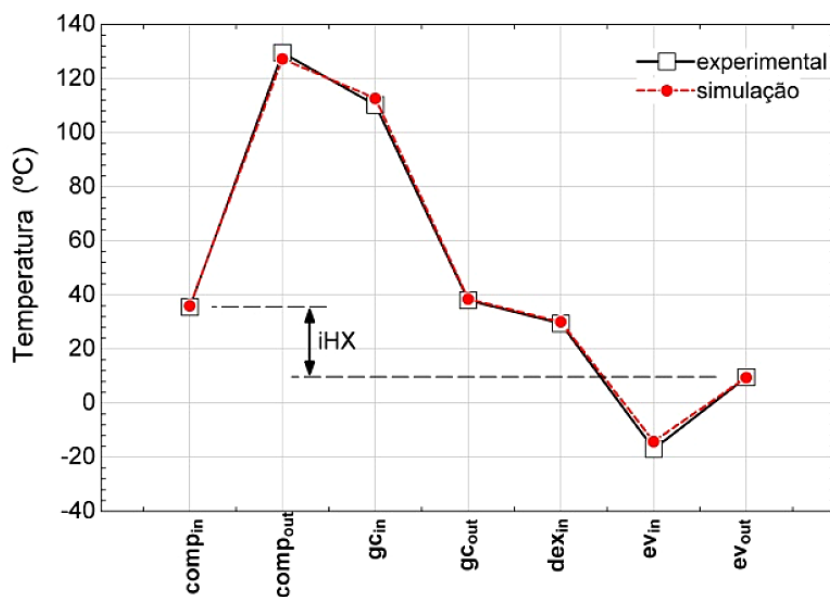


Figura 36- Temperaturas previstas e experimentais ao longo do ciclo de refrigeração de compressão de vapor de CO<sub>2</sub> transcrito com iHX [144]

## Desenvolvimento

Comparando a Figura 35 e a Figura 36 é possível entender a influência que o permutador de calor interno exerce no perfil de temperaturas. Em primeiro lugar, na Figura 36, a temperatura de entrada no dispositivo de expansão ( $d_{ex,in}$ ) é menor que a temperatura de saída do arrefecedor de gás ( $g_{c,out}$ ), demonstrando o sub-arrefecimento do refrigerante (consequência do iHX) antes de entrar no dispositivo de expansão. Seguindo esta linha, a temperatura de entrada no compressor ( $comp_{in}$ ) é superior à temperatura de saída do evaporador ( $ev_{out}$ ), indicando o pré-aquecimento do vapor antes de entrar no compressor [144].

Numa investigação de Pedro Saldanha orientada para a comparação do funcionamento e desempenho entre uma instalação frigorífica de um entreposto com um sistema de duplo estágio com compressão paralela e expansão direta na baixa temperatura e a mesma instalação com evaporadores inundados, foi possível concluir que os evaporadores inundados possuem uma pressão máxima de trabalho inferior aos evaporadores secos. Relativamente aos parâmetros de funcionamento, a câmara dos refrigerados (temperatura interior de 2°C) possui uma temperatura de evaporação de -10°C, enquanto a câmara dos congelados (temperatura interior de -20°C) possui uma temperatura de evaporação de -28°C [145].

Num estudo efetuado com foco num sistema de refrigeração Booster de CO<sub>2</sub> com compressão paralela, foram adotados os parâmetros (de temperatura e pressão) demonstrados na Tabela 8 [146].

Tabela 8 – Parâmetros adotados na instalação Booster de CO<sub>2</sub> com compressão paralela para os diferentes equipamentos [146]

Equipamento	Parâmetro
Refrigerados	Temperatura de evaporação = -10°C
Congelados	Temperatura de evaporação = -32°C
Arrefecedor de gás	Temperatura de saída = 37°C
Depósito de líquido	Temperatura = 3°C
	Pressão = 38 bar
Permutador de calor	Temperatura de entrada do vapor = -22 °C
	Temperatura de saída do vapor = -7°C
	Temperatura de entrada do líquido = 3°C
	Pressão do vapor = 13,3 bar

A Tabela 8 resume, então, alguns valores de temperatura e pressão relevantes para melhor caracterizar um sistema de refrigeração Booster de CO<sub>2</sub> com compressão paralela, o qual se vê frequentemente usado em câmaras frigoríficas e sistemas de refrigeração comerciais. Foi definida a temperatura interna de 3°C para o depósito e uma pressão que corresponde à

pressão de saturação para a referida temperatura. A temperatura interna do depósito de líquido tem a necessidade de se situar acima de 0°C para impedir que ocorra formação de gelo nas paredes exteriores do equipamento (condensação do vapor de água presente no ar). A referida instalação de refrigeração com Booster de CO<sub>2</sub> e compressão paralela apresentou um COP com o valor de 3,02 [146].

Foi efetuada uma pesquisa por Michael Bellstedt et al. direcionada ao desenvolvimento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de CO<sub>2</sub> para duas câmaras frigoríficas numa instalação de processamento de alimentos. Foi definida uma temperatura ambiente de -20°C e a presença de dois sistemas de CO<sub>2</sub> idênticos em cada câmara frigorífica (cada um com 14 kW de capacidade de refrigeração) para assegurar uma certa redundância. No caso de avaria ou manutenção de um dos sistemas, o funcionamento da câmara é garantido na mesma. Para cada unidade de CO<sub>2</sub> foi especificada uma temperatura de evaporação de -28°C e uma temperatura de condensação de 0°C. No lado de alta pressão, os componentes foram dimensionados para uma pressão de trabalho de 40 bar e no lado de baixa pressão 35 bar [147].

Como forma de introdução aos ciclos de refrigeração em cascata, é de notar que, frequentemente, muitos sistemas de refrigeração funcionam com uma temperatura de condensação que ronda os 40°C, sendo que, neste nível, o CO<sub>2</sub> funciona acima do seu ponto crítico. Surge, portanto, uma alternativa para estes ciclos: instalações de refrigeração em cascata. Estas têm a capacidade de oferecer uma solução que permite a utilização do CO<sub>2</sub> num circuito de baixa temperatura e, ao mesmo tempo, outro frigorígeno no circuito de elevada temperatura [148].

Nesta temática, foi levada a cabo uma análise teórica e experimental por Alberto Dopazo et al. de uma instalação de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> e, para validar os resultados obtidos, foi utilizado um protótipo de uma instalação para supermercados, no sentido de testar praticamente. Para ser obtida uma imagem clara dos parâmetros experimentais do estudo, as seguintes temperaturas foram arbitradas: temperatura de evaporação e condensação do CO<sub>2</sub> são -26°C e -9°C, respetivamente, enquanto a temperatura de evaporação e condensação do NH<sub>3</sub> são -11°C e 32°C, nessa ordem [149].

Conforme uma avaliação teórica e experimental analisada também incidente num sistema em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> em contexto de supermercado e respetivas áreas refrigeradas, foram estabelecidos que os produtos refrigerados se encontravam a 2°C e os produtos congelados a -18°C. Relativamente ao CO<sub>2</sub>, a sua temperatura de condensação situava-se nos -8°C e a temperatura de evaporação nos -36°C. Já o NH<sub>3</sub> apresentava uma temperatura de condensação de 34°C e uma temperatura de evaporação de -10°C. Comparando a temperatura de condensação do CO<sub>2</sub> (-8°C) com a temperatura de evaporação do NH<sub>3</sub> (-10°C), faz sentido que a temperatura de condensação do CO<sub>2</sub> seja superior à temperatura de evaporação do NH<sub>3</sub>. Sabendo que a troca de calor entre o CO<sub>2</sub> e o amoníaco se dá no permutador de calor que faz ligação entre os dois circuitos, é necessário que exista esse gradiente de temperatura para a transferência de calor do CO<sub>2</sub> para o NH<sub>3</sub> ocorrer [148].

Num estudo de Nazaruddin Abubakar et al. com foco num sistema de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> para uma câmara frigorífica de armazenamento congelado de peixe foi utilizado o ciclo

## Desenvolvimento

de refrigeração representado na Figura 37. A instalação em cascata consiste em dois sistemas independentes com um ponto comum: um permutador de calor em cascata, o qual deve ser devidamente isolado. No circuito de baixa temperatura encontra-se o  $\text{CO}_2$  e no circuito de alta temperatura encontra-se o  $\text{NH}_3$  [150].

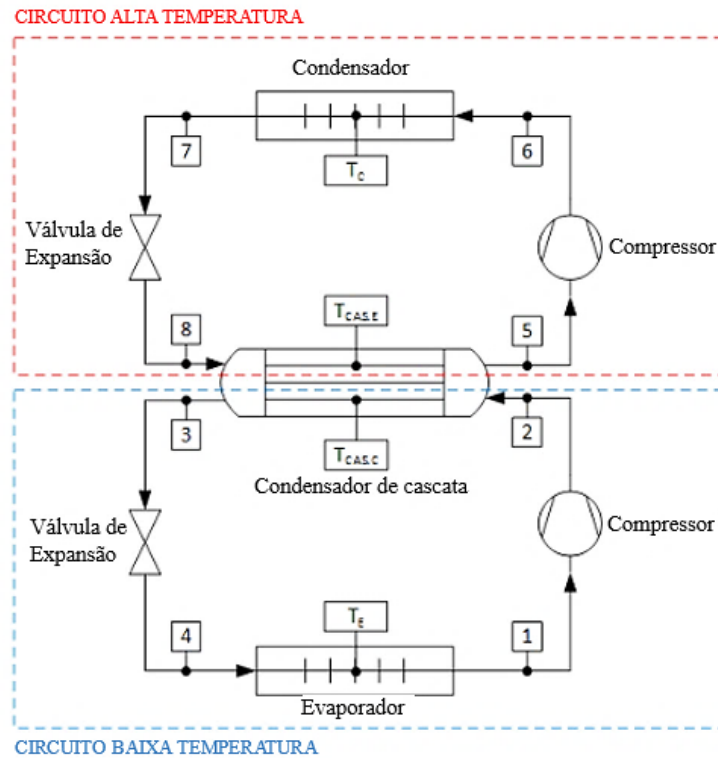


Figura 37 – Sistema de refrigeração em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  para uma câmara frigorífica. Adaptado de [150]

Tal como é perceptível na Figura 38 o estudo demonstrou que, com o sistema em cascata ocorre uma diminuição do trabalho realizado no compressor, bem como o aumento da quantidade de calor absorvido. Relativamente aos parâmetros de operação, o ciclo possui uma temperatura do evaporador de  $-30^\circ\text{C}$ , uma temperatura do condensador de  $40^\circ\text{C}$  e uma temperatura do condensador em cascata de  $-5^\circ\text{C}$  [150].

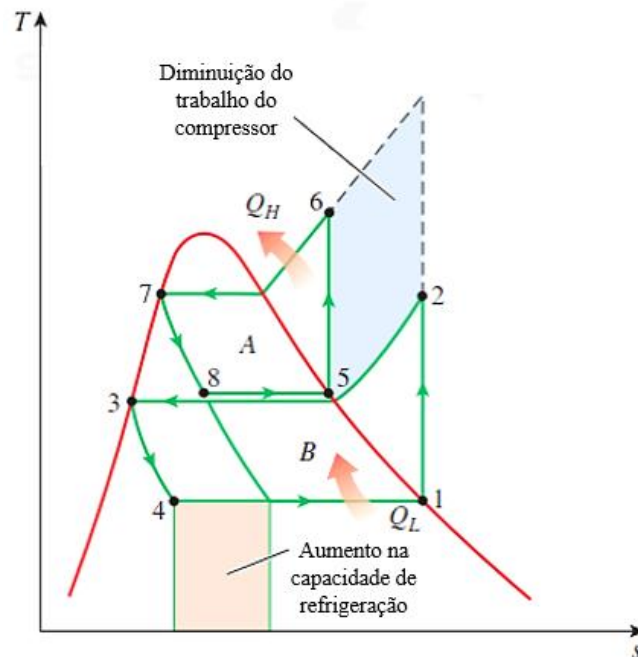


Figura 38 – Diagrama T-s do referido ciclo de refrigeração em cascata. Adaptado de [150]

Com base nos pontos representados na Figura 37 e Figura 38, é possível determinar alguns parâmetros. A potência térmica do evaporador é calculada através da Equação (6). Relativamente à rejeição de calor pelo condensador, esta é definida pela Equação (7) [150].

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_L(h_1 - h_4) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H(h_6 - h_7) \quad (7)$$

Outro exemplo das temperaturas de funcionamento em câmaras frigoríficas pode ser encontrado num estudo prático analisado que visava um entreposto no qual se pretendia integrar um sistema de refrigeração em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$ . Nesta instalação foram utilizados os seguintes parâmetros de funcionamento [151]:

- Câmara de congelados (-25°C a -22°C)
  - Temperatura de condensação do  $\text{NH}_3$  de 36°C;
  - Temperatura de evaporação do  $\text{CO}_2$  de -32°C;
  - Temperatura de evaporação do  $\text{NH}_3$  em cascata de -35°C;
- Câmara de refrigerados (0°C a 15°C)
  - Temperatura de condensação do  $\text{NH}_3$  de 36°C;
  - Temperatura de evaporação do  $\text{CO}_2$  de -7°C;
  - Temperatura de evaporação do  $\text{NH}_3$  em cascata de -10°C.

## Desenvolvimento

Com o objetivo de fornecer uma ideia comparativa entre os diversos sistemas de refrigeração utilizados no armazenamento refrigerado mencionados neste subcapítulo, na Tabela 9 é possível encontrar um resumo das temperaturas de funcionamento referidas.

Tabela 9 – Tabela resumo das temperaturas de funcionamento mencionadas para os sistemas de refrigeração representados

Sistema de refrigeração	Parâmetro
Compressão de NH <sub>3</sub>	Temperatura de evaporação entre -40°C e -10°C
	Temperatura de condensação por volta de 35°C
Absorção de NH <sub>3</sub> e água glicolada	Temperatura de evaporação entre -20°C e 10°C
	Temperatura de condensação entre 35°C e 40°C
Compressão de CO <sub>2</sub>	Temperatura de evaporação entre -32°C e -6°C
	Temperatura de saída do arrefecedor de gás por volta de 37°C
Cascata NH <sub>3</sub> /CO <sub>2</sub>	Temperatura de condensação do NH <sub>3</sub> entre 32°C e 36°C
	Temperatura de evaporação do CO <sub>2</sub> entre -36°C e -7°C
	Temperatura de condensação do CO <sub>2</sub> entre -9°C e -5°C (no permutador em cascata)

### 3.3.2. COP e potências de funcionamento

#### Frigorífico doméstico

O COP, ou seja, a eficiência de um frigorífico doméstico resulta, não só do efeito de arrefecimento que é produzido, como também do trabalho realizado pelo compressor para produzir esse efeito [152]. Como já mencionado anteriormente, o fluido frigorífero R134a e R600a são alguns dos mais utilizados em frigoríficos domésticos. Em média, o COP de um frigorífico de uso doméstico com R134a situa-se na ordem dos 3,65 e com R600a situa-se nos 1,92 [129].

Em sistemas domésticos de refrigeração por compressão de vapor, os valores de COP encontram-se entre 1,2 e 4,5 para aplicações de armazenamento refrigerado, enquanto, para o armazenamento congelado encontram-se entre 0,8 e 3,5 [65]. Estudos práticos de Baskaran Ayyalusamy et al. com foco no funcionamento de um ciclo de compressão de vapor padrão com vários fluidos frigoríferos revelaram um valor de COP de 3,315 para o funcionamento com R134a e um valor de COP de 3,421 para o R600a [153].

A potência de arrefecimento produzida pelos frigoríficos domésticos é igualmente um parâmetro importante na avaliação do funcionamento do equipamento. Na Figura 39 é possível

observar como evolui a potência de arrefecimento em função da temperatura de evaporação do sistema para diferentes fluidos frigorigéneos (Anexo I) [154].

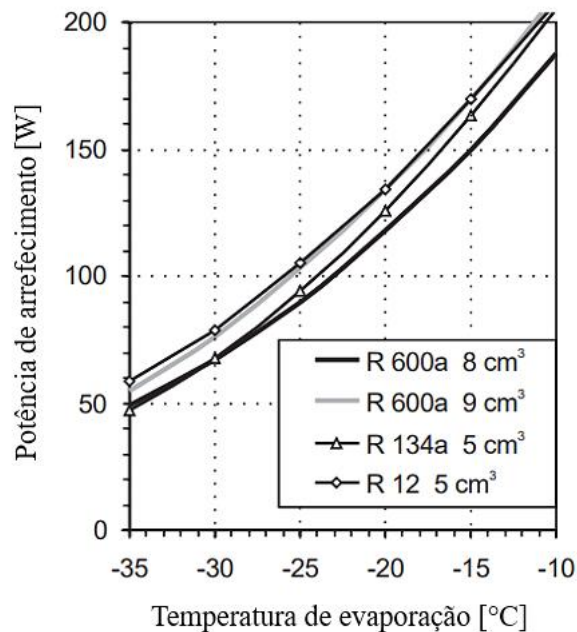


Figura 39 – Potência de arrefecimento em função da temperatura de evaporação do sistema com diversos fluidos frigorigéneos. Adaptado de [154]

Num estudo teórico analisado que era centrado na análise e avaliação de diversos fluidos frigorigéneos em frigoríficos domésticos foram obtidos os resultados presentes na Figura 40 [132].

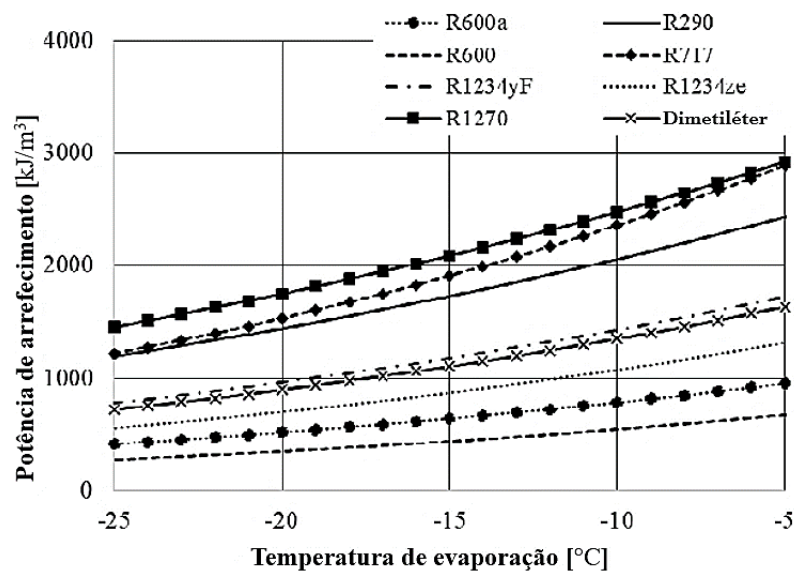


Figura 40 – Potência de arrefecimento em função da temperatura de evaporação com diferentes frigorigéneos. Adaptado de [132]

Como é possível interpretar a partir da Figura 40, os maiores valores de potência de arrefecimento foram alcançados com a utilização de R290, R717 e R1270 [132].

## Desenvolvimento

Para avaliar, de uma forma mais realçada, o desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor com frigorigéneos naturais foram realizados estudos experimentais por K. Tamil Suriya et al. que atingiram os resultados demonstrados na Figura 41 [128].

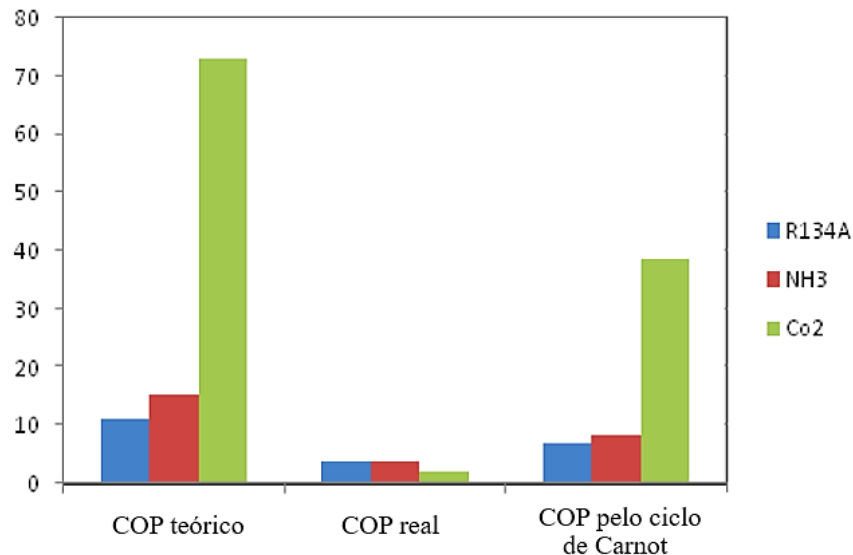


Figura 41 - Comparação do COP para ciclos de refrigeração por compressão de vapor com R134a, R717 e R744. Adaptado de [128]

Ao comparar o valor do COP real dos referidos frigorigéneos ( $COP_{R744} = 2$ ;  $COP_{R717} = 3,825$ ;  $COP_{R134a} = 3,75$ ) é verificado que o  $CO_2$  apresenta um desempenho inferior aos restantes frigorigéneos visto que necessita de pressões de funcionamento elevadas [128].

### Armazenamento refrigerado comercial

Foram analisados dois estudos independentes em redor do funcionamento de câmaras frigoríficas com sistemas de refrigeração com compressão dupla de amoníaco comparativamente ao funcionamento com R404a.

Um dos estudos práticos foi conduzido por R.K Dweepaul et al. numa empresa cuja área de trabalho são os alimentos congelados, tendo, para o efeito, diversas câmaras frigoríficas de temperatura positiva e negativa. Em causa está um sistema de refrigeração de dois estágios com R717 dotado de uma potência de arrefecimento de 250 kW e 4 compressores (2 de baixa pressão e 2 de alta pressão) ao longo do ciclo. Como parâmetro de estudo foi, então, definida uma temperatura de evaporação de  $-33^{\circ}C$ . Neste estudo foram obtidos os valores de COP para o ciclo com R717 e com R404a demonstrados na Figura 42 [155].

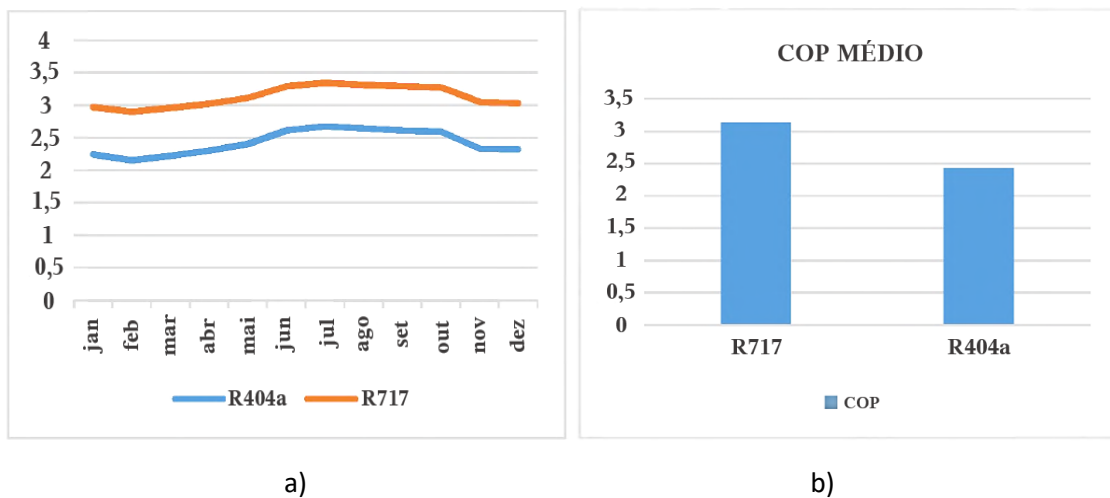


Figura 42 – a) COP de cada mês para os ciclos com R404a e R717 (NH<sub>3</sub>); b) COP média anual para os ciclos com R404a e R717 (NH<sub>3</sub>). Adaptado de [155]

O segundo estudo de Diogo Ribeiro é focado num entreposto que alberga várias câmaras frigoríficas para armazenamento de congelados e alguns não congelados. A câmara dos congelados possui uma temperatura de evaporação de -30°C e a câmara dos refrigerados uma temperatura de evaporação de -5°C. Foi adotado um sistema de refrigeração inundado por amoníaco com compressão dupla. Uma das conclusões atingidas com o referido estudo foi a diferença de valores de COP entre a instalação com amoníaco e a instalação com R404a. Foi obtido um valor de COP de 2,06 para o sistema com funcionamento a amoníaco e um valor de COP de 0,85 no sistema com R404a. Os compressores de amoníaco possuem, ainda, uma eficiência mais elevada principalmente devido às propriedades termodinâmicas do NH<sub>3</sub>, nomeadamente, a sua elevada densidade. Esta característica proporciona uma capacidade volumétrica superior à do R404a, sendo necessária uma menor quantidade de amoníaco para atingir a mesma capacidade de refrigeração [156].

Como é possível constatar a partir dos dois estudos mencionados, o COP das instalações de amoníaco revela-se superior, em ambos os casos, ao COP das instalações de R404a.

Outro estudo no qual foi igualmente utilizado um sistema de refrigeração inundado por amoníaco com dupla compressão desenvolvido por Joaquim Dias foi obtido um valor de COP de 3,13 (eficiência frigorífica) [161].

Passando para o tópico dos ciclos de absorção de amoníaco, o COP de instalações frigoríficas por absorção de NH<sub>3</sub> está dependente de três temperaturas [138]:

- Temperatura da fonte de calor, a qual tem influência na eficiência do processo de evaporação do amoníaco, uma vez que uma temperatura de fonte de calor mais elevada facilita a separação do vapor de amoníaco da água;
- Temperatura do dissipador de calor, que interfere com a eficiência de rejeição de calor. No fundo, a uma temperatura mais baixa da água de arrefecimento corresponde uma rejeição de calor mais eficiente e um COP mais elevado;

- Temperatura de evaporação, a qual exerce influência sobre a quantidade de energia necessária para a evaporação do amoníaco, sendo que temperaturas de evaporação mais elevadas resultam numa menor necessidade de energia para evaporar o amoníaco, conseqüentemente, um COP mais elevado.

Tal como mencionado anteriormente, num estudo analisado com foco na modelação e testagem de um sistema de refrigeração por absorção utilizando  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , foram obtidos os valores de potência térmica demonstrados na Figura 43. Como é possível perceber, o condensador e o permutador rejeitam calor e o oposto aplica-se para o gerador e evaporador [139].

Volume de controlo	Taxa de transferência de calor (kW)
GERADOR	152,50
CONDENSADOR	-82,71
EVAPORADOR	88,33
PERMUTADOR DE CALOR	-153,20

Figura 43 – Taxa de aquecimento dos diferentes equipamentos de um ciclo de refrigeração por absorção  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Adaptado de [139]

Numa pesquisa desenvolvida por Abir Hmida et al. com o objetivo de avaliar o funcionamento e desempenho de uma câmara frigorífica para armazenamento de alimentos, na Tunísia, foi utilizado um sistema de refrigeração por absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Na Figura 44 encontram-se representadas as potências de refrigeração para vários valores de temperatura interior da câmara frigorífica [158].

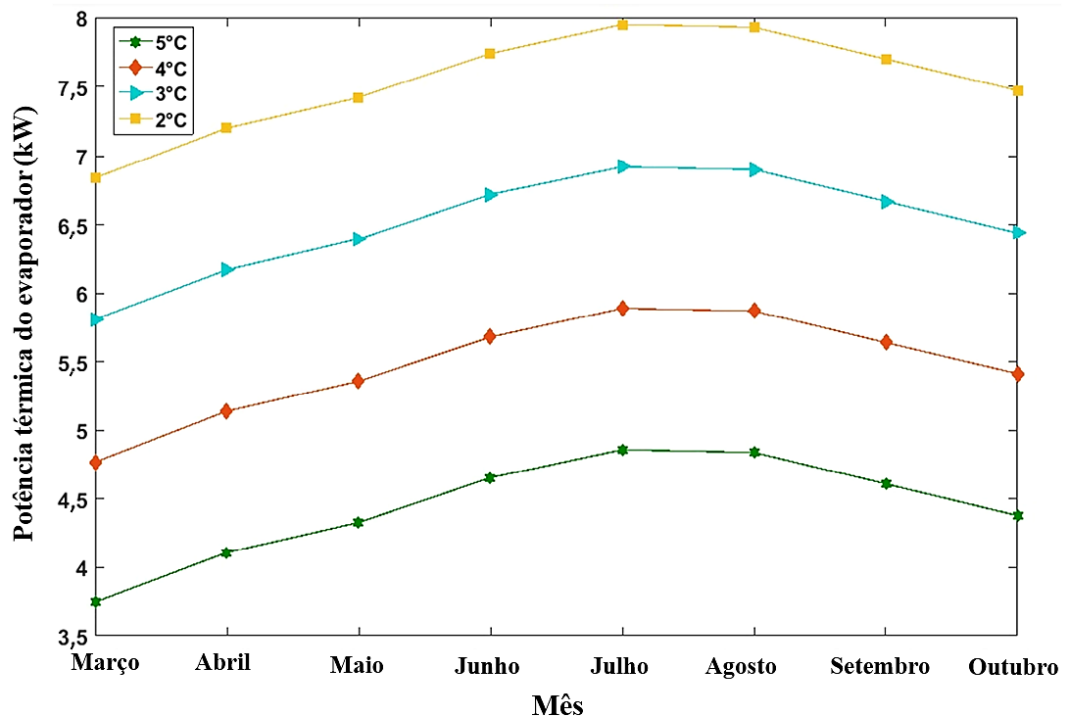


Figura 44 – Potência térmica obtida para diferentes temperaturas no interior da câmara frigorífica.  
Adaptado de [158]

Tendo por base a referida câmara frigorífica situada na Tunísia, a qual possui um volume interior de  $98\text{m}^3$  e uma temperatura ambiente de  $35^\circ\text{C}$ , foram obtidos os valores de potência térmica, referidos na Figura 45, para os diversos equipamentos do sistema de refrigeração [158].

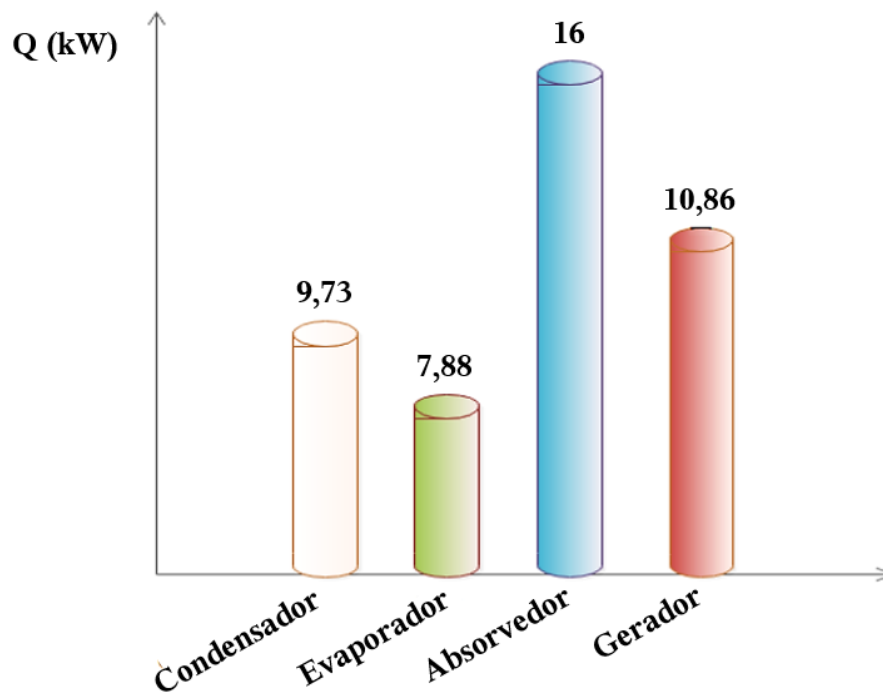


Figura 45 – Potência térmica dos diferentes equipamentos do ciclo de absorção. Adaptado de [158]

Num modelo matemático levado a cabo por Da-Wen Sun para simular o funcionamento de um sistema de refrigeração por absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  como alternativa para o uso na área da refrigeração alimentar, foi concluído que o COP médio para este tipo de sistema com a finalidade mencionada ronda os 0,6 a 0,8 [158].

Ainda dentro do mesmo tópico, Wellorzzon Novais et al. conduziu uma investigação comparativa do desempenho entre um sistema de absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  e um sistema de compressão de vapor de  $\text{NH}_3$ . Deste estudo foi concluído que, com a diminuição da temperatura de evaporação, o COP do sistema de absorção de amoníaco sofreu uma redução de 0,601 para 0,359, enquanto o COP do sistema de compressão de amoníaco sofreu uma diminuição de 7,07 para 2,79. Para uma melhor perceção da taxa de transferência de calor de alguns dos principais componentes do sistema de absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  e do desenvolvimento do COP com a temperatura de evaporação, é possível estudar a informação apresentada na Figura 46 [141].

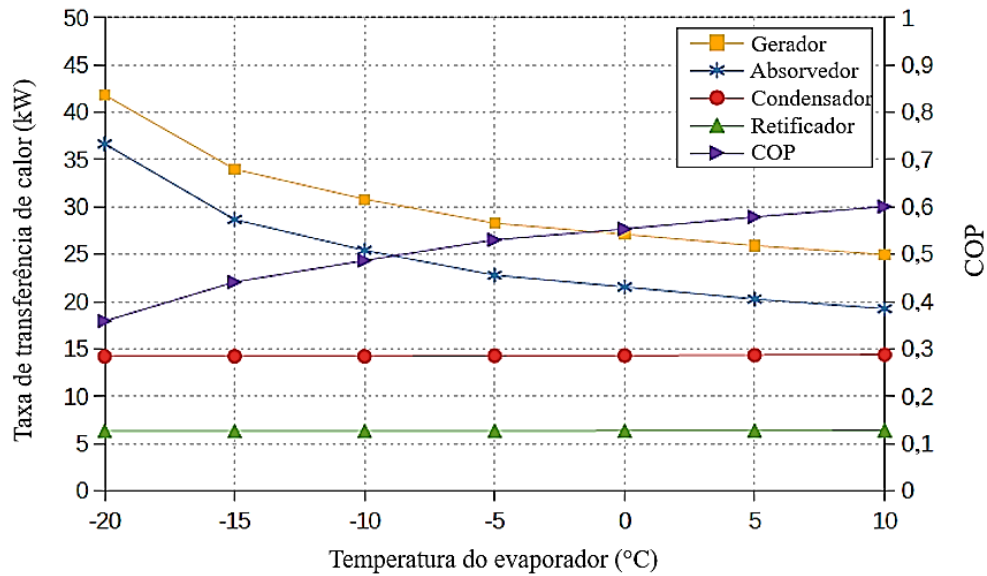


Figura 46 – Valores do coeficiente de desempenho e taxa de transferência de calor de diferentes componentes em função da temperatura de evaporação no ciclo. Adaptado de [141]

Relativamente ao armazenamento a frio com utilização do CO<sub>2</sub>, foi levado a cabo um estudo experimental por Gustavo Montagner (no setor da refrigeração comercial leve), já referido anteriormente, com foco no ciclo padrão de refrigeração de compressão de vapor de CO<sub>2</sub> transcrito com e sem permutador de calor interno (iHX) para avaliar o funcionamento e influência do iHX no ciclo. Na Figura 47 é possível observar o impacto que o permutador de calor interno exerce sobre o sistema. Sendo que a linha a vermelho representa o ciclo sem iHX e a linha azul com iHX [144].

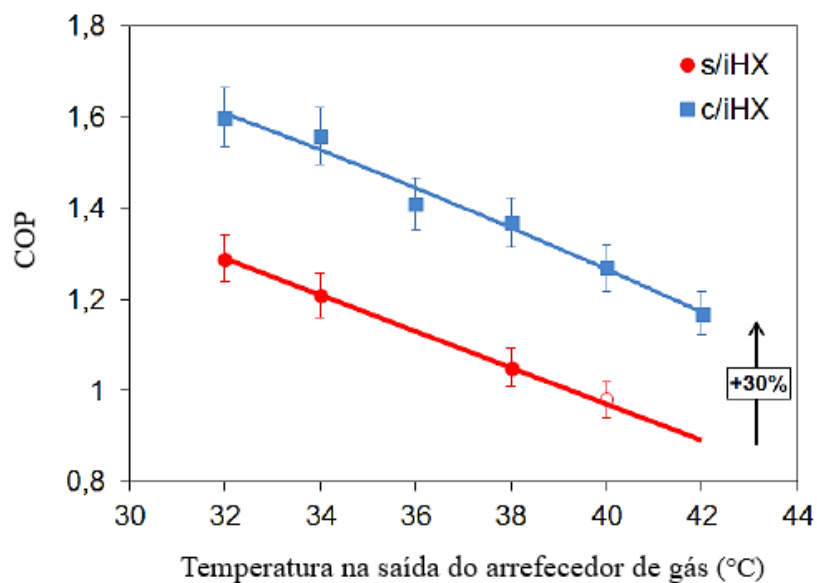


Figura 47 – COP em função da temperatura de saída do arrefecedor de gás. Adaptado de [144]

Como é perceptível por observação da Figura 47, o permutador de calor interno no ciclo conduz a um aumento médio do COP de 30% [144]. O iHX sub-arrefece o refrigerante líquido que sai do arrefecedor de gás e pré-aquece o refrigerante em vapor que sai do evaporador. Este sub-arrefecimento confere ao refrigerante uma menor temperatura, menor entalpia e maior quantidade de líquido, aumentando, portanto, a quantidade de calor absorvido no evaporador. Por outro lado, o referido pré-aquecimento garante que o refrigerante esteja completamente na fase de vapor para entrar no compressor, incrementando a eficiência do mesmo [159].

Na análise comparativa realizada por Pedro Saldanha para avaliar a diferença de desempenho entre a expansão direta e evaporadores inundados num entreposto (com duas câmaras frigoríficas) com um sistema de duplo estágio com compressão paralela de CO<sub>2</sub>, foram utilizados ciclos de refrigeração com as configurações representadas na Figura 48 [145].

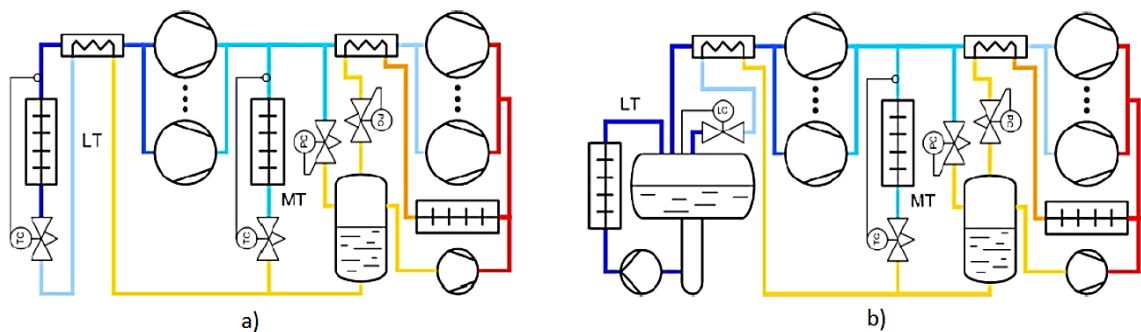


Figura 48 – Sistema de refrigeração em duplo estágio com compressão paralela: a) com expansão direta no setor de baixa temperatura; b) com evaporadores inundados [145]

Os resultados obtidos determinaram um valor de COP total da instalação de 3,49 para o sistema com evaporadores secos e um COP de 3,5 para o sistema com evaporadores inundados [145]. Esta diferença deve-se ao facto de que, nos evaporadores inundados, o refrigerante líquido é alimentado ao evaporador. Desta forma, o líquido é evaporado continuamente, aumentando a eficiência da troca de calor [161].

Foi realizado um estudo por João Atalaia que teve como objetivo investigar o comportamento de uma instalação frigorífica analisando comparativamente o seu funcionamento com um sistema de CO<sub>2</sub> do tipo Booster com compressão paralela com um sistema por compressão de amoníaco com distribuição de água glicolada. Foi obtida a potência elétrica total consumida dos compressores que toma o valor de 51,2 kW para o sistema de CO<sub>2</sub> e 52,8 kW para o sistema de NH<sub>3</sub>. O ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito não possui bombas no seu sistema, no entanto, o ciclo de amoníaco com distribuição de água glicolada enquadra um grupo de bombagem no seu sistema. Desta forma, a potência consumida pelas bombas resultou num valor de 2,2 kW. Foram, posteriormente, obtidos os valores de COP para ambas as instalações, como é demonstrado na Figura 49. Apesar de os valores de COP (1,60 e 1,49) serem próximos, o sistema de CO<sub>2</sub> apresenta um COP superior, o que pode ser explicado pela ausência de bombas no seu sistema, o que reduz a potência elétrica consumida [137].

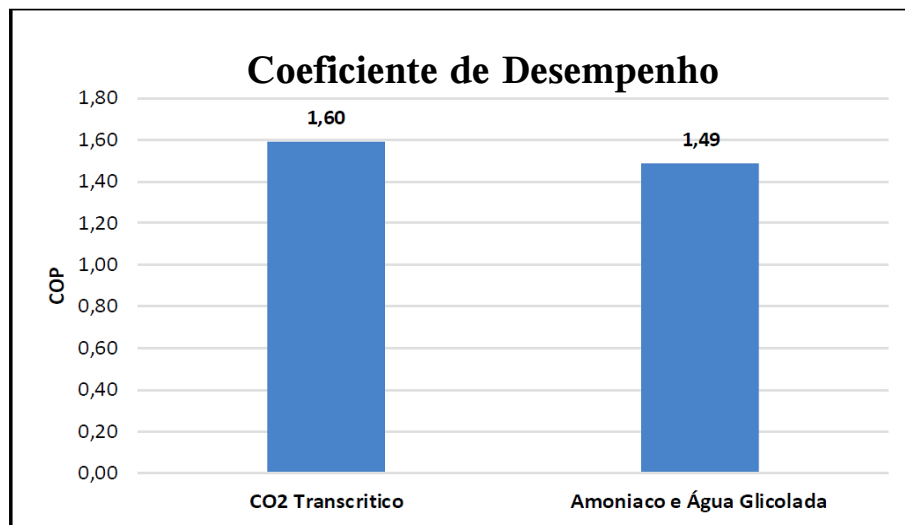


Figura 49 – Valores do COP para o ciclo de CO<sub>2</sub> e para o ciclo de NH<sub>3</sub>. Adaptado de [137]

Passando para os ciclos de refrigeração em cascata, tal como referido anteriormente, estes são uma boa opção para câmaras frigoríficas e supermercados [162]. Nos sistemas de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>, o COP tem tendência a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação, por outro lado, o COP tem tendência a diminuir com o aumento da temperatura de condensação e com o aumento da diferença de temperatura no permutador de calor de cascata [162].

Foi desenvolvida uma pesquisa teórico-prática por Alberto Dopazo et al. incidente numa instalação de refrigeração em cascata com amoníaco e CO<sub>2</sub>, a qual foi validada por um protótipo de refrigeração para supermercados. Uma das conclusões atingidas é expressa pelo aumento do COP em 70% face à variação da temperatura de evaporação do CO<sub>2</sub> entre -55°C e -30°C. Outra conclusão alcançada foi a aparente diminuição do COP em 45% perante o aumento da temperatura de condensação do amoníaco de 25°C para 50°C. Na Figura 50 é observável a evolução do COP e da eficiência exérgica consoante a temperatura de condensação do NH<sub>3</sub> e a temperatura de evaporação do CO<sub>2</sub> [149].

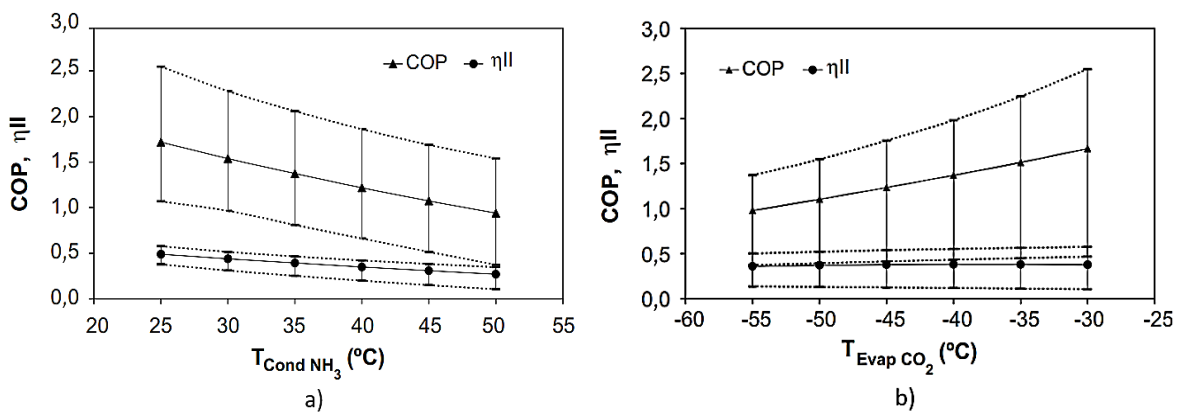


Figura 50 – Intervalo de valores e valor médio do COP e da eficiência exérgica do sistema em função: a) da temperatura de condensação do amoníaco; b) da temperatura de evaporação do CO<sub>2</sub>. Adaptado de [149]

Nos gráficos são mencionados dois parâmetros: COP e eficiência exérgica  $\eta_{II}$ . O COP é calculado através da Equação (8) [149].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap\ CO_2}}{\dot{W}_{Comp\ CO_2} + \dot{W}_{Comp\ NH_3}} \quad (8)$$

Relativamente à eficiência exérgica, esta é obtida através da Equação (9). Sendo que  $\dot{W}_{Rev}$  é a potência reversível do sistema e  $\dot{W}_{Act}$  é a potência real fornecida [149].

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{Rev}}{\dot{W}_{Act}} \quad (9)$$

Numa pesquisa experimental de Nazaruddin Abubakar et al. mencionada anteriormente que utiliza um sistema de refrigeração em cascata  $NH_3/CO_2$  no armazenamento refrigerado de peixe foram obtidos os valores de COP representados na Figura 51. Sendo que  $W_{LS}$  representa o trabalho do compressor do circuito de baixa temperatura,  $W_{HS}$  representa o trabalho do compressor do circuito de alta temperatura,  $T_{CAS,E}$  é a temperatura do evaporador de cascata e  $T_{CAS,C}$  é a temperatura do condensador de cascata [150].

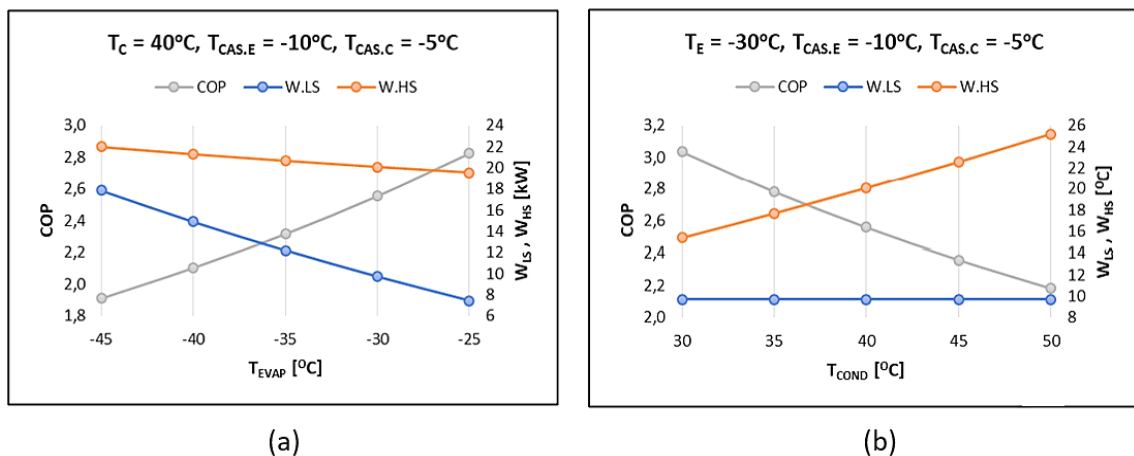


Figura 51 – Variação do COP e do trabalho do compressor em função de: a) Temperatura de evaporação; b) Temperatura de condensação. Adaptado de [150]

Tal como é perceptível através da interpretação da Figura 51, a um aumento da temperatura do evaporador corresponde um aumento do COP e diminuição do trabalho que é exigido pelo compressor, contrariamente, a um aumento da temperatura do condensador corresponde a diminuição do COP e aumento do trabalho que é exigido pelo compressor do circuito de alta temperatura [150].

Foi efetuada uma análise experimental por Wanh Bingming et al. realizada com o objetivo de investigar o desempenho de um sistema de refrigeração em cascata com  $NH_3/CO_2$  comparativamente a um sistema de estágio simples de amoníaco e um sistema de duplo-estágio também de amoníaco. Os testes experimentais permitiram concluir que os parâmetros de funcionamento do sistema afetam o desempenho de diversas formas. Primeiramente, comparando os três sistemas de refrigeração foi concluído que o sistema em cascata  $NH_3/CO_2$  obteve o valor de COP mais elevado na condição de a temperatura de evaporação ser inferior

a  $-40^{\circ}\text{C}$ . A segunda conclusão atingida manifestou-se na diminuição linear da capacidade de refrigeração e na diminuição do COP do sistema com o aumento da diferença de temperatura no permutador de calor em cascata, tal como consta na Figura 52. A imagem retrata o comportamento do COP e da potência de refrigeração do sistema em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  em função da diferença de temperatura no permutador de calor em cascata, sendo que  $T_c$  é a temperatura no condensador,  $T_e$  é a temperatura no evaporador,  $T_{H,sub}$  é sub-arrefecimento do  $\text{NH}_3$ ,  $T_{H,sup}$  é o sobreaquecimento do  $\text{NH}_3$ ,  $T_{L,sub}$  é sub-arrefecimento do  $\text{CO}_2$  e  $T_{L,sup}$  é o sobreaquecimento do  $\text{CO}_2$  [163].

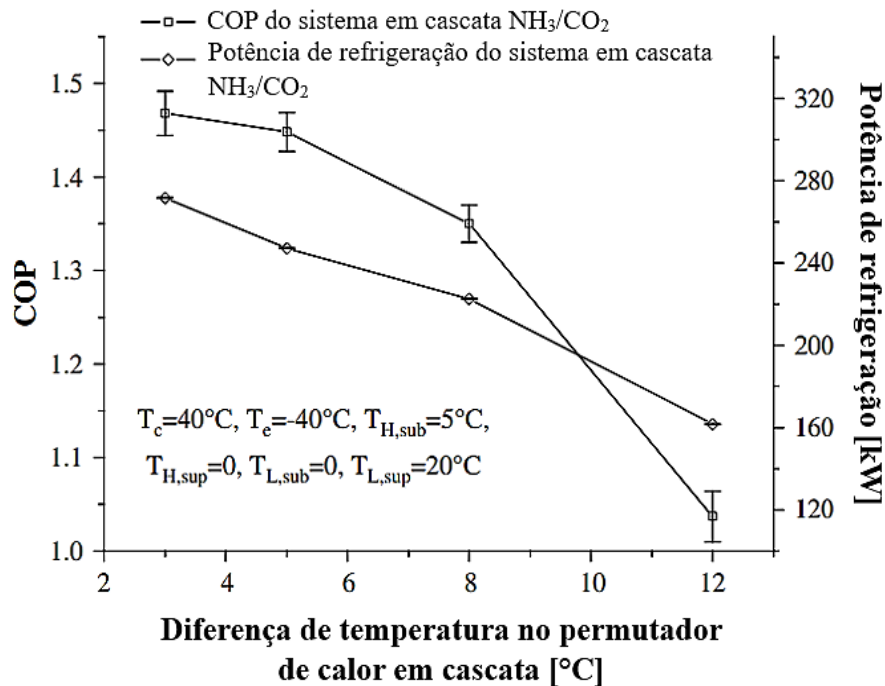


Figura 52 – COP do sistema em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  com várias diferenças de temperatura no permutador de calor em cascata. Adaptado de [163]

Por último, foi concluído que o sistema em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  é especialmente adequado para aplicações de baixa temperatura [163].

Se for pretendida também uma noção do comportamento termodinâmico de um sistema em cascata com  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  comparativamente a um sistema com um HFC, nomeadamente, R404a, foi estudada uma avaliação prática que inferiu algumas constatações esclarecidas na Tabela 10. O ciclo de refrigeração com R404a é um sistema com dois estágios [164].

Tabela 10 – Conclusões obtidas a nível da comparação do desempenho entre um sistema em cascata CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> e um sistema com duplo estágio de R404a [164]

Parâmetro	Conclusão
35°C < Temperatura de condensação < 40°C	Desempenho semelhante entre o sistema em cascata CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> e sistema com R404a
Temperatura de condensação > 40°C	Desempenho superior do sistema em cascata CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub>
Temperatura de condensação < 35°C	Desempenho superior do sistema com R404a
Temperatura de evaporação < -35°C	Desempenho semelhante entre o sistema em cascata CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> e sistema com R404a
Temperatura de evaporação > -35°C	Desempenho superior do sistema com R404a

Nesta avaliação foi ainda observado um incremento do COP com o aumento da temperatura de evaporação de -50°C para -30°C e, contrariamente, foi observada uma diminuição do COP com o aumento da temperatura de condensação de 30°C para 45°C [164].

Na Figura 53 é possível visualizar uma comparação direta entre as diversas leituras do COP de um sistema de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> obtidas numa pesquisa experimental (mencionada anteriormente) em contexto das áreas refrigeradas de um supermercado [148]

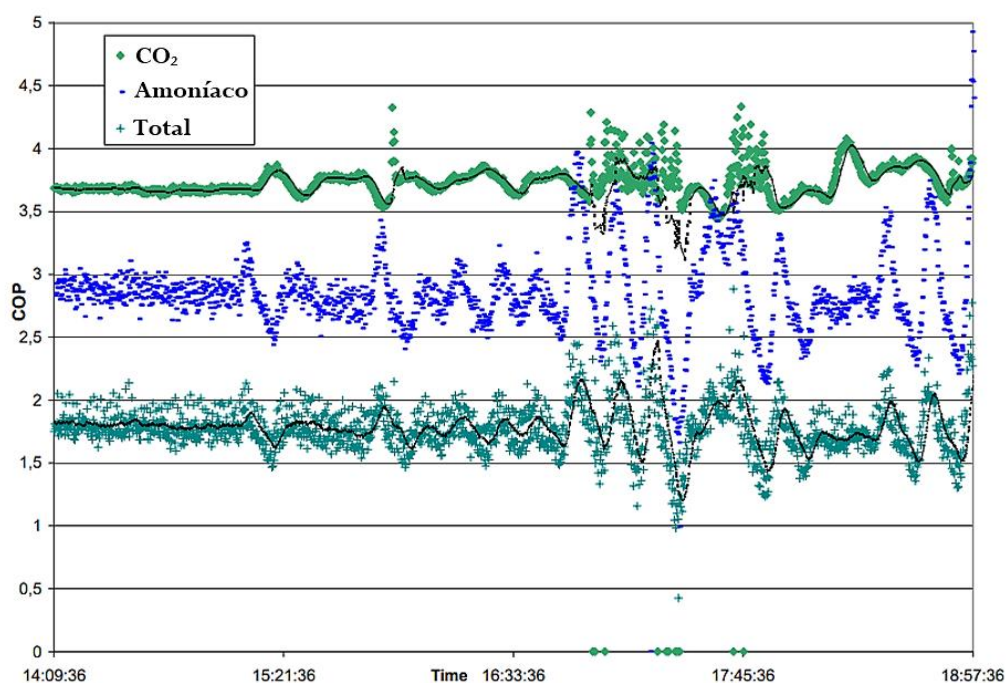


Figura 53 – Valores de COP obtidos experimentalmente para o circuito de amoníaco, de CO<sub>2</sub> e para a instalação no seu todo. Adaptado de [148]

## Desenvolvimento

Foi obtido um COP de cerca de 3,7 para a unidade de CO<sub>2</sub> no circuito de baixa temperatura, enquanto para a unidade de amoníaco é obtido um valor experimental de 2,7. Por fim, foi obtido um valor de COP de 1,7 para a instalação, o qual está dependente do arrefecimento útil total e do consumo de energia [148].

De forma a sintetizar uma relação de comparação do coeficiente de desempenho entre os diversos sistemas de refrigeração mencionados neste subcapítulo para o armazenamento refrigerado foi efetuado o cálculo da média dos vários valores de COP referidos de forma a estabelecer um COP médio para cada sistema de refrigeração. A relação comparativa do coeficiente de desempenho médio dos diversos sistemas pode ser verificada no esquema retratado na Figura 54.

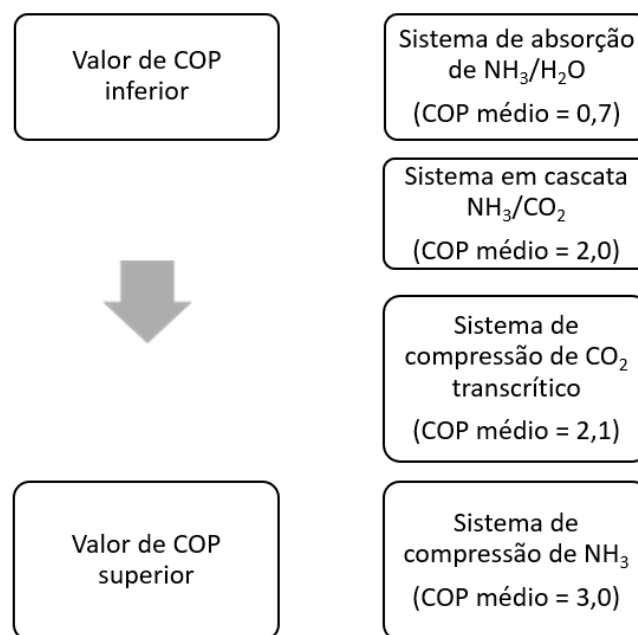


Figura 54 - Esquema resumo da comparação do COP médio que caracteriza os diversos sistemas de refrigeração mencionados para aplicações de armazenamento refrigerado

### 3.3.3. Pormenores técnicos

#### Frigorífico doméstico

Um frigorífico doméstico tem na base do seu funcionamento um ciclo de compressão de vapor, sendo composto pelos seguintes equipamentos: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. O compressor é descrito como um equipamento com a função de comprimir e bombear o refrigerante em vapor da região de baixa pressão (evaporador) para a região de alta pressão (condensador). Na grande maioria dos frigoríficos domésticos, o compressor situa-se na base do mesmo, enquanto as bobinas do condensador estão localizadas na parte de trás do equipamento [165]. Relativamente ao condensador, este é considerado um dispositivo com a capacidade de remover calor, ou seja, o refrigerante em vapor, a alta pressão e temperatura, transfere calor para o meio circundante e, atingindo o ponto de saturação, acaba por condensar, libertando o calor latente [62]. O dispositivo de expansão pode tomar a

forma de tubo capilar ou válvula de expansão. Apesar de possuírem características distintas, os dois equipamentos têm funções idênticas: controlar o fluxo do refrigerante, reduzindo a pressão, temperatura e separando o lado de alta e baixa pressão no sistema [62] [129]. Por fim, o evaporador desempenha o propósito de absorver o calor do espaço a ser refrigerado através da evaporação do refrigerante [62]. O processo funciona continuamente, ocorrendo transferência de calor do interior do frigorífico (secção do evaporador) para o exterior do frigorífico (secção do condensador) [165]. Todo o processo de refrigeração ocorre então conforme representado esquematicamente na Figura 55 [165].

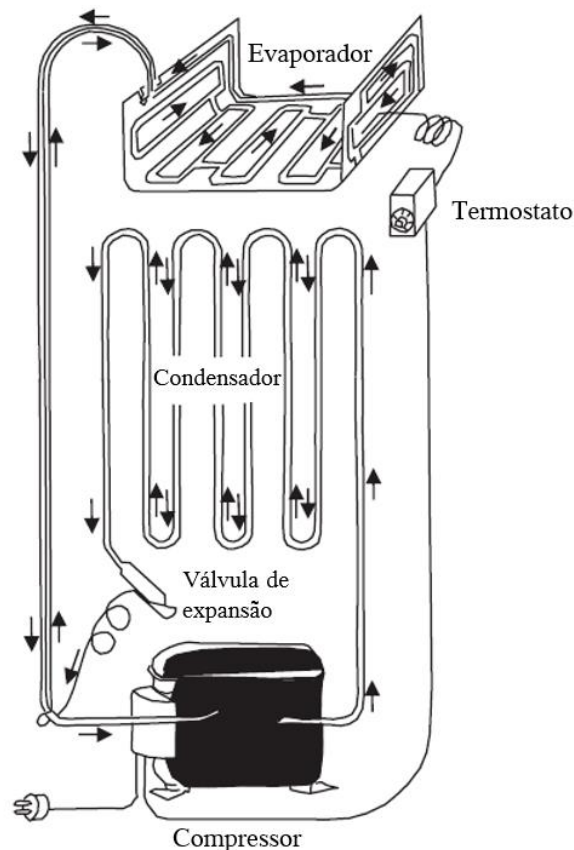


Figura 55 – Funcionamento geral de um frigorífico doméstico. Adaptado de [165]

### Armazenamento refrigerado comercial

O amoníaco não é considerado um refrigerante adequado quando incorporado na refrigeração doméstica e comercial de pequena dimensão, principalmente devido ao cheiro intenso, toxicidade e relativa inflamabilidade. O  $\text{NH}_3$  possui excelentes características para a sua utilização em sistemas de refrigeração, no entanto, sofre várias restrições devido ao facto de ser um refrigerante caracterizado com um elevado índice de toxicidade, superior à maioria dos HFCs. Em contrapartida, o cheiro pungente favorece a deteção das fugas, sendo que o amoníaco é detetável pelo olfato humano a uma concentração tão baixa como 5ppm no ar e é necessária uma concentração muito superior para provocar danos palpáveis [166] [53]. No fundo, o risco de toxicidade está dependente principalmente da concentração de amoníaco que é libertado na fuga e da duração da exposição ao refrigerante. Relativamente à inflamabilidade, o  $\text{NH}_3$  é considerado um refrigerante pouco inflamável essencialmente graças às condições exteriores,

## Desenvolvimento

nas quais não é fácil atingir a faixa de concentração (entre 16% e 25%) necessária para formar misturas inflamáveis com o ar. Todavia, em espaços confinados existe uma probabilidade maior desta situação se confirmar, podendo provocar explosões e incêndios [167].

Existem, ainda, outros fatores que contribuem para o amoníaco não ser considerado um frigorigéneo adequado para aparelhos domésticos: a sua incompatibilidade com os materiais tradicionalmente usados nestes sistemas (cobre, por exemplo) e a reduzida quantidade máxima de amoníaco que é imposta pelas limitações práticas de uso do frigorigéneo. No fundo, a carga máxima de amoníaco para aplicações de refrigeração doméstica é extremamente baixa, o que torna a sua utilização impraticável [168]. No entanto, atualmente, o  $\text{NH}_3$  é amplamente utilizado em diversas indústrias, destacando as instalações de armazenamento a frio [167].

Num entreposto com várias câmaras frigoríficas foi adotado um sistema de refrigeração inundado por amoníaco com compressão dupla (compressão em dois estágios) cujo esquema está representado na Figura 56 [156].

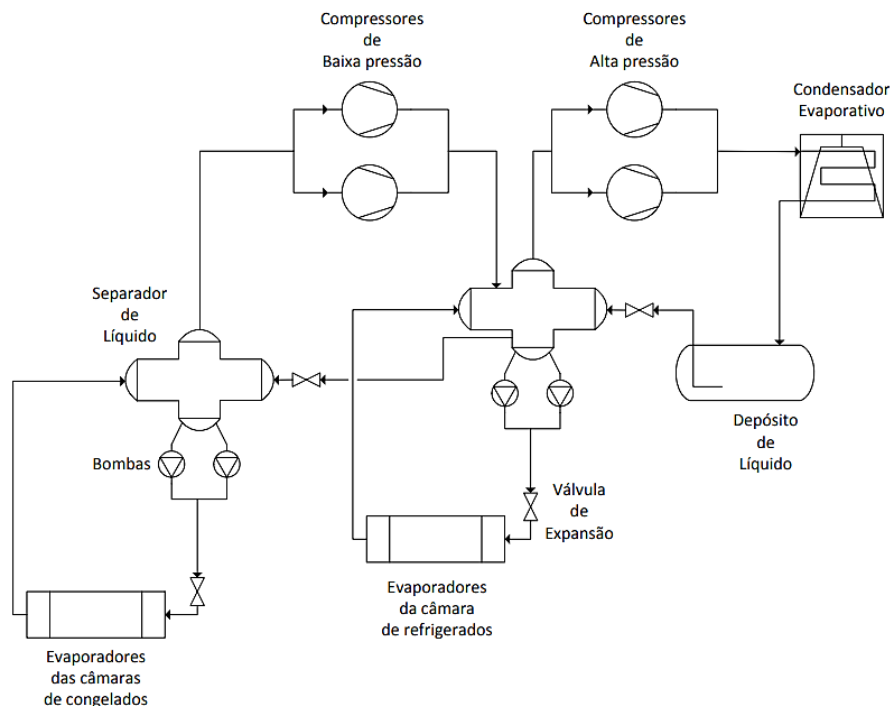


Figura 56 – Representação esquemática do funcionamento do ciclo de refrigeração de R717 com compressão dupla [156]

O referido ciclo trata-se, portanto, de um sistema de compressão em dois estágios. Não foi selecionado um sistema com apenas um estágio visto que só é aplicável para o intervalo de temperaturas correspondente à câmara de refrigerados e não às câmaras dos congelados (nas quais revelaria um reduzido rendimento). Como é possível observar pela Figura 56, a compressão é realizada por dois compressores em paralelo de cada estágio com o objetivo de proporcionar uma certa redundância (útil em situações de manutenção ou avaria) [156].

Neste ciclo foram utilizados compressores do tipo parafuso. Este tipo de compressor compreende diversas vantagens relativamente a outros compressores, especialmente, os

alternativos. Os compressores do tipo parafuso oferecem um melhor desempenho, menos peças móveis e menos vibrações, desta forma, esta tipologia de compressor reduz o risco de perda de fluido frigorígeno em virtude da reduzida vibração que o caracteriza [156] [24].

Relativamente ao condensador, o tipo selecionado foi o evaporativo. Os condensadores evaporativos têm na base do seu funcionamento um princípio de arrefecimento através da evaporação de água numa corrente de ar que se encontra em movimento. Este tipo de condensador tem alguns aspetos pertinentes: permitem uma menor utilização de água de arrefecimento comparativamente a outros tipos de condensadores e permitem ainda uma redução do espaço físico ocupado, bem como a utilização de tubagens de menor diâmetro [24].

As tubagens do referido sistema são feitas de aço não costurado, ou seja, são tubagens sem juntas soldadas que conseguem resistir a ambientes agressivos. Desta forma, é possível desacelerar o efeito corrosivo que o amoníaco tem ao longo do tempo sobre as tubagens [169].

Outro estudo realizado por R.K Dreepaul et al. que utiliza também um sistema muito semelhante ao da Figura 56 de compressão de amoníaco com 2 estágios utiliza um condensador a ar e não um condensador evaporativo. O condensador a ar, apesar de ter o benefício de não necessitar de água nem tubagens para a mesma, apresenta algumas desvantagens como, por exemplo, elevado nível de ruído, geralmente maior espaço físico necessário e uma eficiência reduzida em climas quentes [155] [170] [24].

Uma característica comum nas instalações de compressão de amoníaco é a alimentação do evaporador por bomba, ou seja, o frigorígeno é ativamente bombeado para o evaporador sem depender de métodos passivos para o efeito. Esta característica melhora a eficiência na transferência de calor no evaporador uma vez que o bombeamento contínuo garante que ocorra uma circulação constante do fluido frigorígeno [136].

Ainda dentro do tema da compressão de amoníaco, existe uma outra tipologia de sistema de refrigeração consideravelmente comum: amoníaco/glicol. Foram analisadas pesquisas experimentais incidentes na comparação de instalações frigoríficas comerciais com funcionamento com  $\text{NH}_3$  (e água glicolada) e  $\text{CO}_2$  transcrito. O sistema a amoníaco com distribuição de água glicolada do referido estudo pode ser observado na Figura 57 [137].

## Desenvolvimento

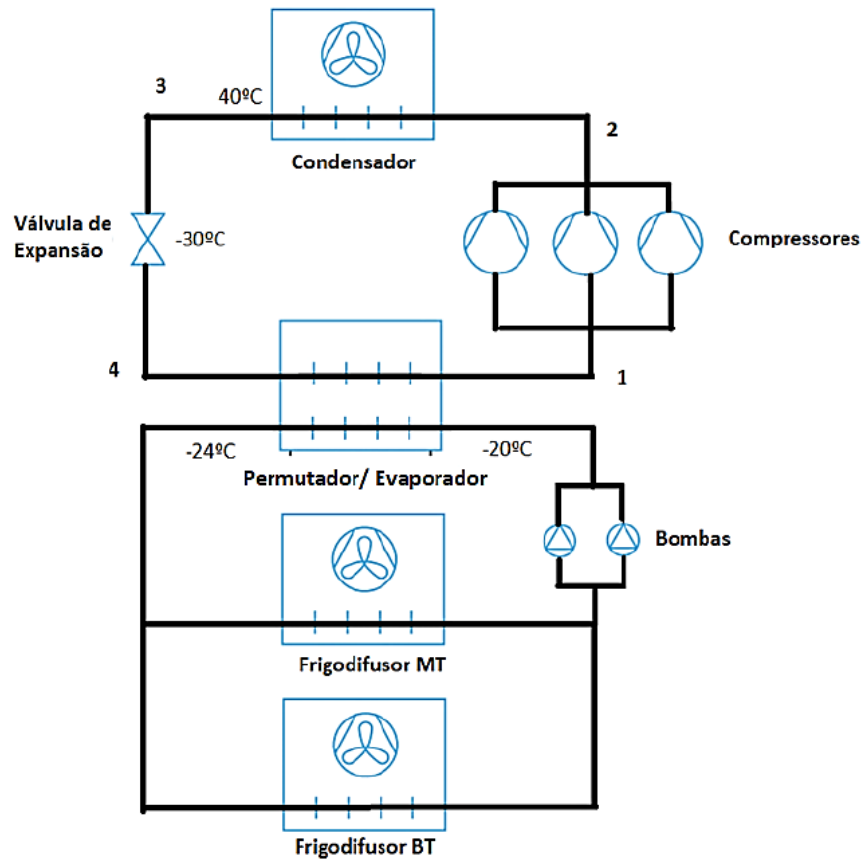


Figura 57 – Representação esquemática do sistema de compressão de R717 e água glicolada. Adaptado de [171]

A instalação de amoníaco é um sistema de expansão indireta, no qual circula amoníaco no circuito primário e água glicolada no circuito secundário. Esta é uma opção segura para a eventualidade de ocorrerem fugas de  $\text{NH}_3$  [137]. A água glicolada é uma mistura que contém água e glicol com o propósito de reduzir o ponto de congelação da água. Normalmente, os tipos de glicol mais usados são o propileno glicol e o etileno glicol [24]. O circuito primário da instalação tem, na sua constituição, um condensador, três compressores, válvula de expansão e permutador / evaporador comum a ambos os circuitos. Já o circuito secundário é constituído por duas bombas (que possibilitam a circulação da água glicolada), pelos frígodifusores (de média e baixa temperatura, respetivamente, MT e BT) e por permutador / evaporador. Os frígodifusores são, no fundo, permutadores de calor, porém, são denominados de forma diferente visto que utilizam água glicolada como fluido frigorigéneo [137]. Relativamente ao permutador de calor, foi escolhido para a instalação um permutador de placas, uma vez que apresenta diversas vantagens sobre os permutadores de carcaça e tubo, não só o tamanho compacto, como também uma maior eficiência na troca de calor [172]. Por fim, para a tubagem que transporta o amoníaco foi selecionado aço inox 316 e para a água glicolada foram selecionadas tubagens em ABS [137].

Avançando para o tema dos ciclos de absorção de  $\text{NH}_3$ , é necessária uma melhor percepção do funcionamento detalhado de uma câmara frigorífica com um sistema de absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , o qual é demonstrado na Figura 58 [158].

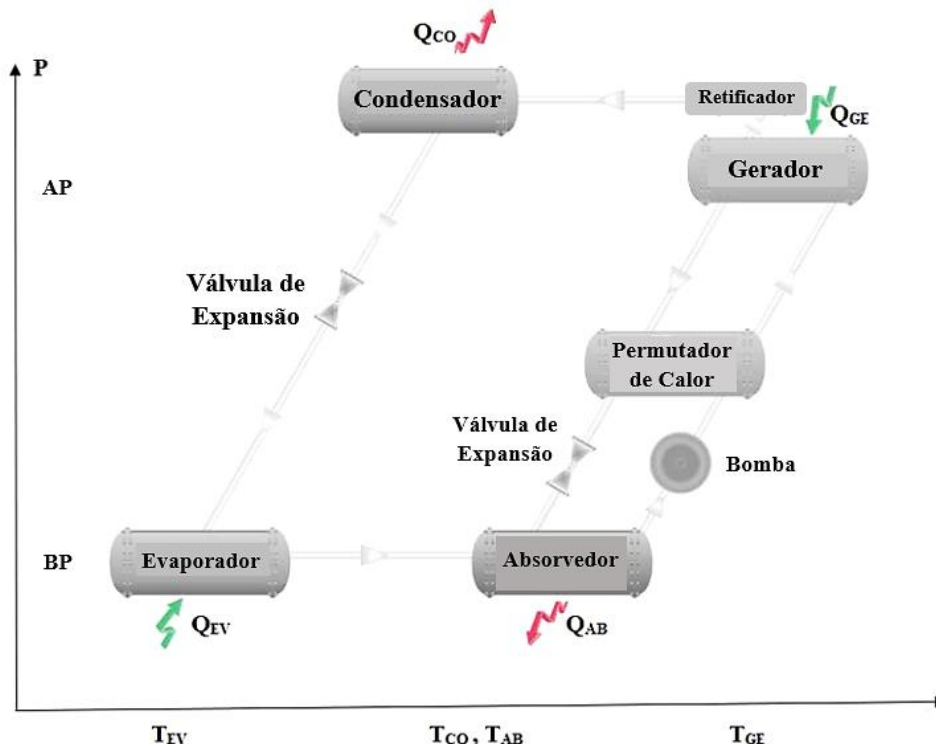


Figura 58 – Esquema de funcionamento do ciclo de absorção de amoníaco. Adaptado de [158]

O ciclo é iniciado com o fornecimento de calor à solução  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  no gerador, originando amoníaco sob a forma de vapor. Este vapor é sobreaquecido no retificador e a solução (com baixa concentração de amoníaco) procede para o absorvedor. De seguida, o vapor sobreaquecido de amoníaco passa para o estado líquido no condensador, libertando calor. O amoníaco, no estado líquido, passa pela válvula de expansão para atingir a reduzida pressão do evaporador e é no evaporador que é obtida a capacidade de refrigeração necessária ao funcionamento da câmara frigorífica. Posteriormente, o amoníaco, sob a forma de vapor, é transferido do evaporador para o absorvedor onde é absorvido pela solução (água). A água rica em amoníaco é depois bombeada, de novo, para o gerador [158]. Isto é possível graças à capacidade da água de absorver quantidades elevadas de amoníaco sob a forma de vapor [173]. Sem contar com a bomba, o sistema de refrigeração não contém partes móveis, não sendo necessário, portanto, lubrificação. No ciclo de absorção não é utilizada energia mecânica, apenas energia térmica, ou seja, o sistema pode ser acionado por energia térmica de baixo custo e qualidade [174].

Apesar de todas as vantagens que um sistema de absorção de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  acarreta, existem também inconvenientes: a necessidade de um componente adicional denominado retificador. Tendo como ponto de partida a diferença entre os pontos de ebulição do  $\text{NH}_3$  e da água ( $-33^\circ\text{C}$  e  $100^\circ\text{C}$ , respetivamente) é exigida a purificação do amoníaco antes da condensação. Se esta

não for realizada e existir vapor de água no vapor de amoníaco, vai haver posterior acumulação no evaporador, prejudicando o desempenho do sistema [175] [176].

Focando agora na questão do armazenamento refrigerado com R744, é possível afirmar que, em sistemas de refrigeração com CO<sub>2</sub>, os compressores herméticos e semi-herméticos são alguns dos tipos de compressores mais utilizados. Um compressor hermético comporta não só o motor e o sistema de acionamento dentro de uma estrutura soldada, como também o frigorigéneo e o óleo lubrificante. Fora da estrutura selada encontram-se apenas as ligações elétricas e as condutas de admissão. Este tipo de compressor é mais direcionado para soluções nas quais a carga frigorífica é mais reduzida. Em soluções de tamanhos mais consideráveis é mais comum a utilização de compressores semi-herméticos. Num compressor semi-hermético, o motor e o compressor encontram-se num invólucro que possui secções aparafusadas ou um painel de acesso para permitir uma fácil manutenção. Este tipo de compressor tem o propósito de mitigar as desvantagens presentes nos compressores herméticos [24] [145]. Os compressores direcionados para o uso com R744 devem ter algumas características específicas, exemplos das quais incluem: resistência a elevados níveis de pressão, tamanho compacto, reduzida taxa de fugas, fácil manutenção e peso reduzido [177]. Os sistemas de CO<sub>2</sub> utilizam, ainda, de forma generalizada, válvulas eletrônicas. Este tipo de válvula contribui para uma maior rapidez de resposta às variações de caudal e um controlo mais rigoroso do mesmo, no entanto, apresentam um custo de instalação superior [83].

O depósito de líquido é outro componente encontrado nos sistemas deste género e tem, como função, alimentar o evaporador e armazenar o fluido frigorigéneo que não está em utilização, devendo, igualmente, ter a capacidade de conter o volume total de frigorigéneo do sistema em caso de manutenção [24].

Outra característica extremamente relevante do CO<sub>2</sub> é a sua excelente aplicabilidade em sistemas de baixa temperatura. O R744 é caracterizado por uma menor viscosidade líquida que outros frigorigéneos utilizados (R134a, R22, R410A e R717), conduzindo a reduzidas perdas de pressão. Outra propriedade deste frigorigéneo é o seu reduzido volume específico (quando comparado com outros frigorigéneos), o que contribui para elevada capacidade volumétrica de refrigeração a baixas temperaturas [178].

Um fabricante de cerveja escocês tinha como objetivo instituir uma instalação de armazenamento a frio nos seus estabelecimentos. Uma das opções consideradas para a escolha do frigorigéneo consistia numa solução de amoníaco/glicol, no entanto, foi selecionado o CO<sub>2</sub> para o sistema de refrigeração visto que tinha a capacidade de contribuir para a redução do peso que estaria suspenso na estrutura. São necessários equipamentos adicionais para mover e armazenar o fluido intermediário (glicol), os quais contribuem para o peso extra, por outro lado, o CO<sub>2</sub> é usado diretamente como frigorigéneo [171].

O ciclo básico de CO<sub>2</sub> transcrito não é amplamente utilizado devido às condições nas quais o CO<sub>2</sub> tem que funcionar e no consequente desempenho, porém, existem diversas maneiras utilizadas atualmente para resolver a referida situação, entre as quais, acrescentar um ejetor (o qual permite reduzir as perdas do processo de expansão), utilizar a compressão paralela, acrescentar equipamento para sub-arrefecimento na saída do arrefecedor de gás (o que

aumenta a eficiência do sistema ao evitar a formação prematura de vapor) e acrescentar um permutador de calor interno (que produz o sub-arrefecimento antes da expansão e sobreaquecimento antes do compressor). Estes são, portanto, alguns dos mecanismos utilizados para tornar o ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito utilizável de forma eficiente numa ampla gama de finalidades [179].

Anteriormente foi referido um estudo comparativo analisado entre uma instalação frigorífica com funcionamento com NH<sub>3</sub> (e água glicolada) e uma instalação com CO<sub>2</sub> transcrito, ambas com o mesmo propósito. O sistema de amoníaco e água glicolada foi já referido e esclarecido, portanto, agora é deslindado o funcionamento do sistema de CO<sub>2</sub> transcrito. Na Figura 59 é, então, possível verificar o sistema de CO<sub>2</sub> transcrito do tipo *Booster* com compressão paralela [137].

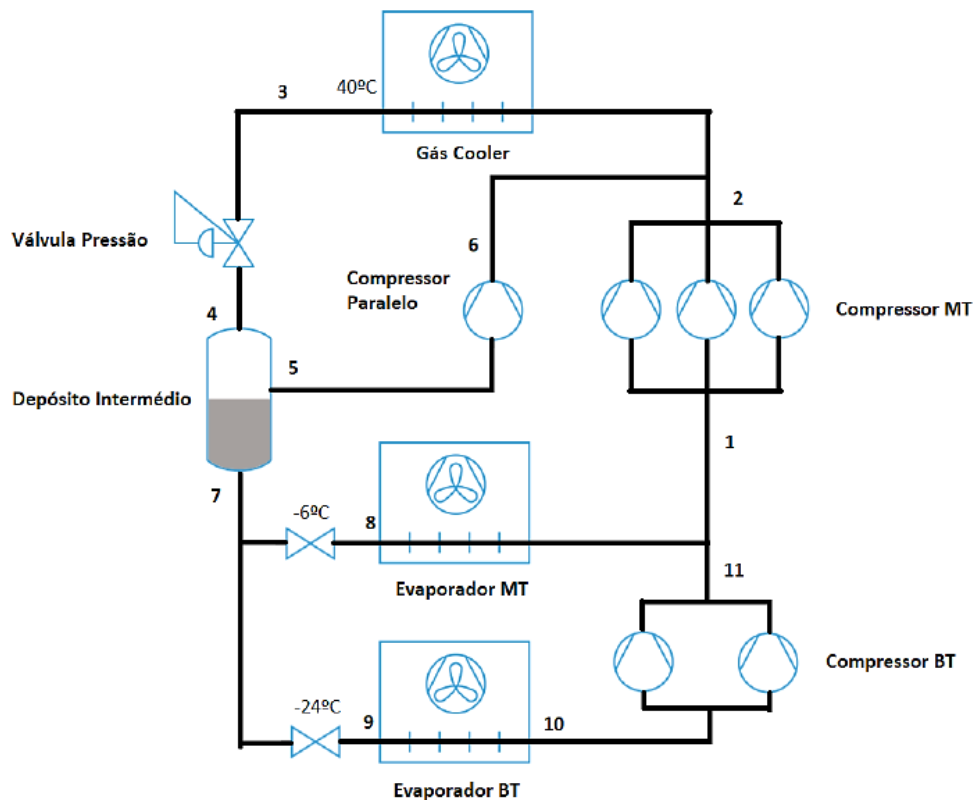


Figura 59 – Representação esquemática do sistema de CO<sub>2</sub> transcrito com compressão paralela. Adaptado de [171]

Este ciclo de refrigeração utilizado possui dois compressores de baixa temperatura (BT), três compressores de média temperatura (MT) e um compressor paralelo. Em conjunto com os compressores, existem também os evaporadores de média e baixa temperatura, característica do sistema do tipo *Booster*. O ciclo é, ainda, constituído por válvulas de expansão, válvulas de alívio de pressão, depósito intermédio e arrefecedor de gás. Tal como mencionado anteriormente, em instalações com CO<sub>2</sub> transcrito não são utilizados condensadores, estes são substituídos por arrefecedores de gás. Neste tipo de sistemas, o gás não sofre mudança de fase quando arrefece uma vez que é comprimido acima do ponto crítico. Desta forma, não ocorre condensação, ou seja, o equipamento não é denominado condensador, mas sim

## Desenvolvimento

arrefecedor de gás [137]. Relativamente à compressão paralela, esta consiste, no fundo, em colocar um compressor (ou um conjunto deles) em paralelo com a compressão a média temperatura (MT) [146] [180].

Os sistemas do tipo Booster com compressão paralela permitem utilizar o CO<sub>2</sub> como frigorígeno em climas mais quentes. Com temperaturas ambiente mais elevadas ocorre um aumento da massa de vapor que os compressores MT têm que comprimir. Para que esse grande consumo de energia seja mitigado, é necessário um compressor auxiliar [181].

Uma vez que se trata de um sistema que utiliza dióxido de carbono e, conseqüentemente, altas pressões de funcionamento, os componentes são dimensionados especificamente para este frigorígeno, possuindo, portanto, uma resistência elevada [143]. Relativamente às tubagens, um dos materiais mais utilizados quando o R744 é utilizado é o cobre K65. Este material foi especialmente concebido para aplicações com CO<sub>2</sub> em situações de refrigeração comercial, uma vez que é capaz de suportar as elevadas pressões de operação do sistema [182].

Um outro componente essencial em instalações com CO<sub>2</sub> são as válvulas de segurança, as quais garantem a proteção do sistema e das pessoas ao impedir que a pressão no ciclo aumente excessivamente. Estas válvulas são imprescindíveis devido ao elevado coeficiente de expansão que caracteriza o CO<sub>2</sub>, permitindo um alívio de pressão automático na instalação. São muitas vezes colocadas no depósito de líquido e na entrada e saída dos compressores [146].

Foram ainda efetuadas pesquisas experimentais por Gustavo Montagner incidentes na análise do funcionamento e desempenho de um ciclo de refrigeração padrão de CO<sub>2</sub> transcrito no setor da refrigeração comercial leve, o qual pode ser observado na Figura 60 [144].

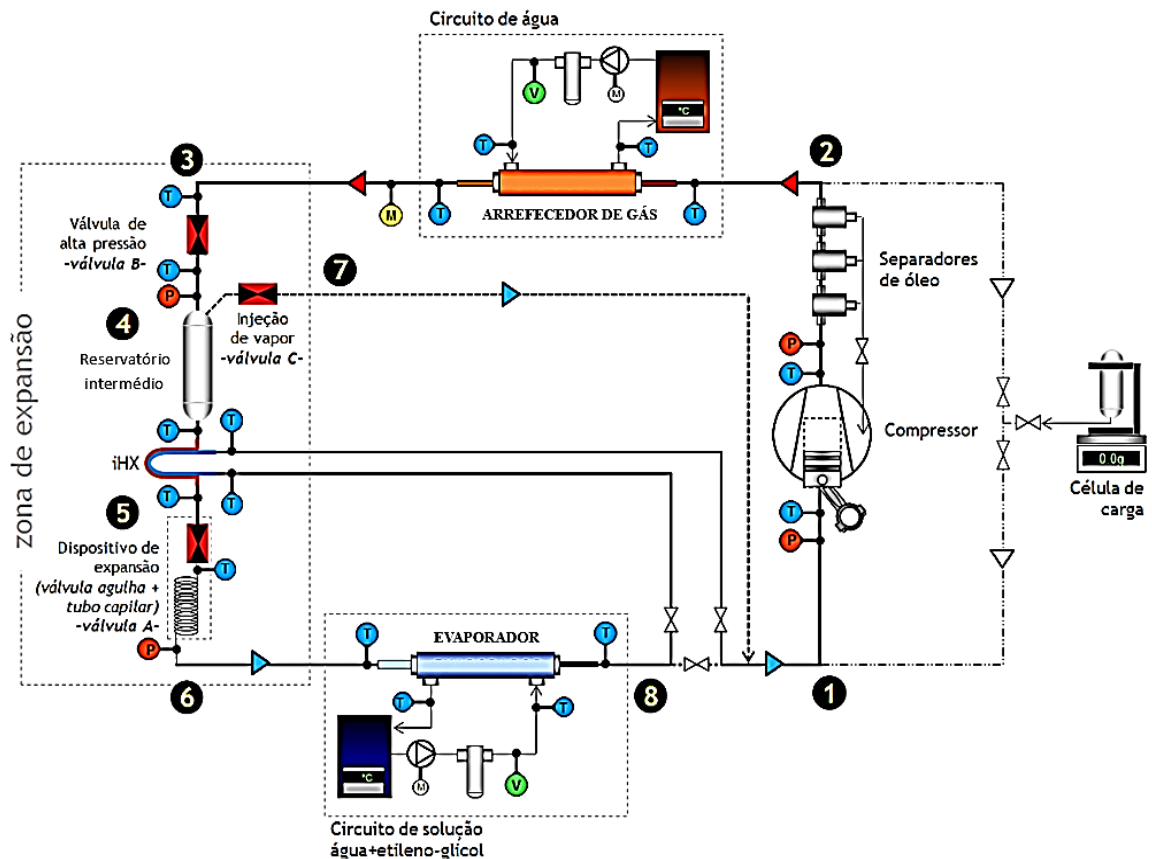


Figura 60 – Representação considerada padrão de um sistema de compressão de CO<sub>2</sub> transcrito com um permutador de calor interno. Adaptado de [144]

Neste ciclo tanto o evaporador como o arrefecedor de gás são permutadores de calor do tipo tubo-em-tubo e montados em contra-corrente [144]. Os permutadores tubo-em-tubo consistem em dois tubos concêntricos, sendo que no tubo interior circula um fluido e no espaço anelar circula outro fluido em direção oposta ao anterior (contra-corrente) de forma a aumentar a eficiência da transferência de calor [183]. Em ambos os equipamentos mencionados, o fluido interno é o CO<sub>2</sub>, porém, no evaporador o fluido secundário é a água glicolada e no arrefecedor de gás é água [144].

É também possível identificar um permutador de calor interno (iHX) na zona de expansão, o qual desempenha a função de realizar a troca de calor entre o refrigerante líquido a alta pressão que sai do arrefecedor de gás (sub-arrefecimento) e o refrigerante de baixa pressão e temperatura que sai do evaporador [184]. Neste estudo foi utilizado um permutador de calor em alumínio, do tipo microcanal e com o fluxo em contra-corrente [144].

Dirigindo a atenção agora para os ciclos em cascata, na Figura 61 encontra-se uma representação básica de um sistema de refrigeração em cascata padrão [185].

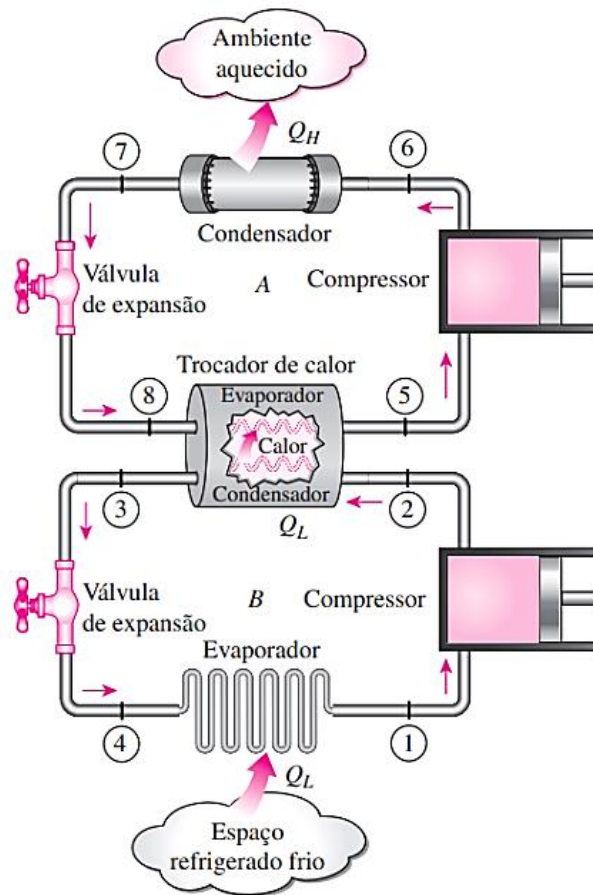


Figura 61 – Esquema básico de um sistema de refrigeração padrão em cascata. Adaptado de [185]

O sistema de refrigeração é composto, como já explicado, por dois circuitos separados: o circuito de baixa temperatura e o circuito de alta temperatura, estando termicamente ligados por um permutador de calor que tem a função de condensador para o setor de baixa temperatura e função de evaporador para o setor de alta temperatura. Neste sistema de refrigeração, o condensador serve para rejeitar um fluxo de calor que parte do condensador para o ambiente. Já o evaporador absorve a carga de arrefecimento do espaço a ser arrefecido. No condensador em cascata, o refrigerante de baixa temperatura condensa, transferindo calor para o refrigerante do circuito de alta temperatura, o qual evapora [164].

Um exemplo da utilização da refrigeração em cascata  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  ocorre no entreposto frigorífico referido anteriormente que dispõem deste sistema para criar a capacidade de refrigeração das suas câmaras frigoríficas. É possível constatar na Figura 62 o sistema de refrigeração utilizado, o qual serve de amostra geral de um sistema de refrigeração de cascata padrão de  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  [186].

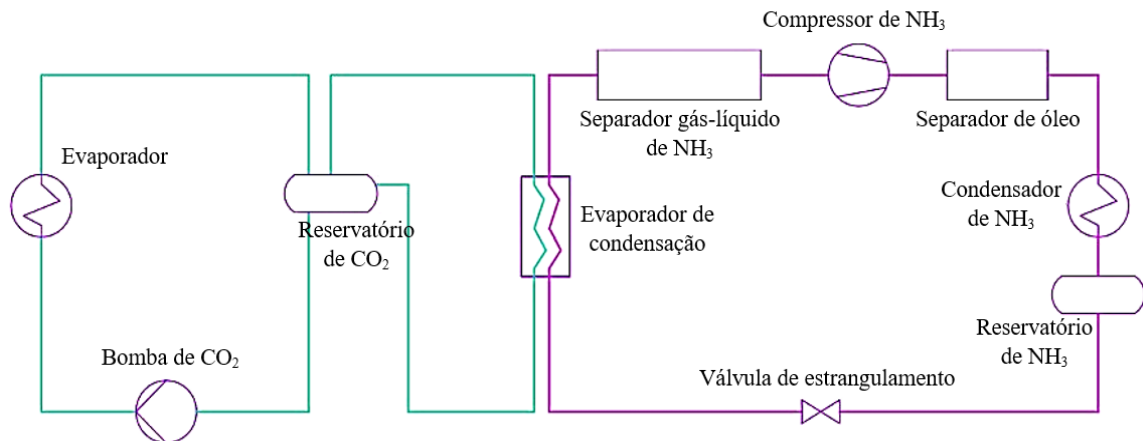


Figura 62 – Representação esquemática do sistema em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> utilizado no entreposto.

Adaptado de [186]

O circuito de CO<sub>2</sub> (baixa temperatura) tem na sua constituição uma bomba, um reservatório para o refrigerante, um evaporador, válvula de tubagem e um condensador (evaporador de condensação em cascata). O circuito de NH<sub>3</sub> (alta temperatura) possui um separador de óleo, um compressor de amoníaco, um condensador, um reservatório para o refrigerante, válvula de estrangulamento, válvulas de tubagem, um separador gás-líquido de amoníaco e um evaporador de condensação em cascata. O evaporador de condensação funciona para ambos os sistemas em simultâneo. Resumidamente, o calor que o CO<sub>2</sub> absorve é depois transferido para o circuito de amoníaco através do evaporador de condensação e, por último, o calor é libertado através do condensador do circuito de NH<sub>3</sub> [186].

Num projeto de um entreposto frigorífico com um sistema de refrigeração em cascata R744/R717 para o armazenamento de produtos congelados é possível indicar alguns dos componentes de maior relevância utilizados nesse estudo. Começando pelo circuito de baixa temperatura cujo refrigerante é o R744, alguns dos componentes presentes no mesmo são os seguintes: evaporador de alheta, compressor semi-hermético e separador de óleo. Passando para o circuito de alta temperatura (com R717), é de mencionar os seguintes componentes: compressor de parafuso aberto, condensador evaporativo, separador de líquido e bombas. Existem também componentes que ambos os circuitos possuem, nomeadamente, válvulas de retenção, válvulas solenoides, depósito de líquido, válvulas de expansão e válvulas de globo. Por fim, foi ainda utilizado um permutador de calor de placas que faz a ligação térmica entre os dois circuitos [187].

Os sistemas de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> apresentam uma clara vantagem em termos de segurança sobre os sistemas com funcionamento de NH<sub>3</sub> devido a dois principais motivos. A primeira razão é o facto de possibilitar a utilização de uma carga menor de amoníaco. O segundo motivo baseia-se na independência que o circuito de CO<sub>2</sub> e NH<sub>3</sub> possuem um do outro e consiste no facto de o amoníaco ficar, muitas vezes, concentrado apenas na sala das máquinas [187].

### 3.3.4. Custo

#### **Frigorífico doméstico**

A maioria dos frigoríficos domésticos de porte médio apresentam um consumo energético entre 200 kWh e 600 kWh por ano [188]. Por exemplo, um frigorífico doméstico Series 4 KGN46XL30Z da Bosch exibe um consumo de 288 kWh por ano (Anexo J) [189].

No entanto, o consumo energético de um frigorífico não é um valor fixo, sendo que está dependente de diversos fatores como, por exemplo, tamanho, utilização, idade, localização e temperatura ambiente [188] [190].

#### **Armazenamento refrigerado comercial**

Começando pela temática da compressão de amoníaco, no estudo analisado que foi referido no subcapítulo anterior (cujo foco era a comparação do funcionamento entre uma instalação de compressão de amoníaco com distribuição de água glicolada e uma instalação homóloga com CO<sub>2</sub> transcrito do tipo Booster com compressão paralela) foi efetuada uma estimativa do investimento inicial para ambas as instalações. Aqui é desenvolvida a estimativa para o ciclo com NH<sub>3</sub> e, mais à frente, é desenvolvida a estimativa do ciclo com CO<sub>2</sub>. Um dos componentes existente na instalação de amoníaco e água glicolada são os frígodifusores. O custo destes equipamentos situa-se entre 2200€ a 3340€ para as câmaras frigoríficas dos congelados e entre 1700€ a 1870€ para as câmaras frigoríficas dos refrigerados. O condensador teve o seu custo estimado em 11 870€, o permutador de calor de placas em 9081€ e as duas bombas ao todo em 6954€. Relativamente aos três compressores, cada um possui um custo de 10 825€, perfazendo um total de 32 475€. Por fim, o comprimento total de tubagem da instalação apresenta uma estimativa de custo de 12 656€. No fundo, a estimativa total do investimento inicial obtida foi de 96 495€ [137].

Como mencionado anteriormente, um dos aspetos relativamente comuns nas instalações de refrigeração por compressão de amoníaco é a alimentação do evaporador por bomba. Este tipo de instalação acarreta a desvantagem do elevado custo de investimento e manutenção, em parte devido à característica mencionada: os sistemas de refrigeração que utilizam bombas para alimentar o evaporador acabam por necessitar de uma quantidade maior de frigorigéneo comparativamente a sistemas que não utilizam bombas [136].

Relativamente aos ciclos de refrigeração que funcionam com base num ciclo de absorção estes são, no fundo, considerados sistemas que utilizam compressores térmicos e apresentam como vantagens a redução do consumo de eletricidade e custos de manutenção, bem como o descarte da utilização de HCFCs e CFCs [191]. No entanto, este tipo de sistema de absorção NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O apresenta um custo relativamente elevado quando o objetivo é atingir baixas temperaturas. Num estudo com foco na viabilidade de uma instalação por absorção de amoníaco/água com utilização de vapor rejeitado como fonte de calor foi efetuada uma estimativa final do custo dos equipamentos e respetiva instalação. O custo final consistiu em 661 825€ [192].

Passando para os sistemas de refrigeração que utilizam R744 como frigorigéneo, estes possuem uma atratividade crescente. O custo dos equipamentos e componentes é 10 a 25% mais elevado ao custo dos equipamentos de sistemas de refrigeração considerados convencionais, no entanto, este prejuízo pode ser, de certa forma, compensado por outros elementos como, por exemplo, o reduzido custo de instalação do CO<sub>2</sub> no sistema. As dimensões relativamente reduzidas da tubagem de CO<sub>2</sub> possibilita uma instalação mais fácil e, conseqüentemente, a redução das despesas em mão de obra [193]. Outro fator que contribui para a crescente adoção do R744 como fluido frigorigéneo (especialmente no armazenamento refrigerado em setores de supermercados e retalhistas alimentares) é o custo do frigorigéneo em si: não só pelo reduzido custo do CO<sub>2</sub> em si, como também pelo facto do aumento perceptível do custo dos frigorigéneos sintéticos atualmente [194] [193].

O fabricante japonês de armazenamento a frio Hamamatsu Itaku Soko levou a cabo uma substituição de um sistema com funcionamento a R22 por um sistema de CO<sub>2</sub> transcrito. No último ano de funcionamento da unidade com R22 foi verificado um consumo de 854 898 kWh. Em contrapartida, no ano seguinte, a unidade com CO<sub>2</sub> consumiu 553 842 kWh, reduzindo o consumo de energia em até 35% na instalação depois da substituição [195].

Anteriormente foi referido um estudo com base na comparação entre uma instalação de CO<sub>2</sub> do tipo Booster com compressão paralela e uma instalação de amoníaco com distribuição de água glicolada de João Atalaia, no qual foram efetuadas estimativas do investimento inicial para ambas as instalações. Foi já referido o custo estimado para o ciclo de NH<sub>3</sub> e água glicolada, sendo agora desenvolvida a estimativa de custo para o ciclo de CO<sub>2</sub>. Um dos equipamentos encontrados no ciclo com R744 são os evaporadores, os quais representam um custo entre 780€ e 1320€ para a câmara dos congelados e entre 490€ a 1130€ para a câmara dos refrigerados. Outro componente presente na instalação é o arrefecedor de gás que apresenta um custo de 18 820€. É possível exercer uma comparação entre este componente no ciclo de CO<sub>2</sub> e o condensador no ciclo de NH<sub>3</sub> com um custo de 11 870€. Relativamente aos compressores, o sistema de CO<sub>2</sub> possui 6 compressores que variam entre 2800€ e 9811€, apresentando um custo total de 41 151€, o qual é superior ao custo total dos compressores no ciclo de NH<sub>3</sub> (32 475€). Por último, o comprimento total de tubagem em cobre K65 utilizado foi estimado em 23 468€, sendo mais elevado que o custo da tubagem no sistema com amoníaco (12 656€). A estimativa total para o investimento inicial da instalação de CO<sub>2</sub> foi de 93 213€. Analisando o valor do investimento de ambas as instalações é possível concluir que, apesar de os valores serem bastante próximos, o sistema de amoníaco apresenta um investimento ligeiramente mais elevado do que o sistema com CO<sub>2</sub>, tal como é possível constatar na Figura 63 [137].

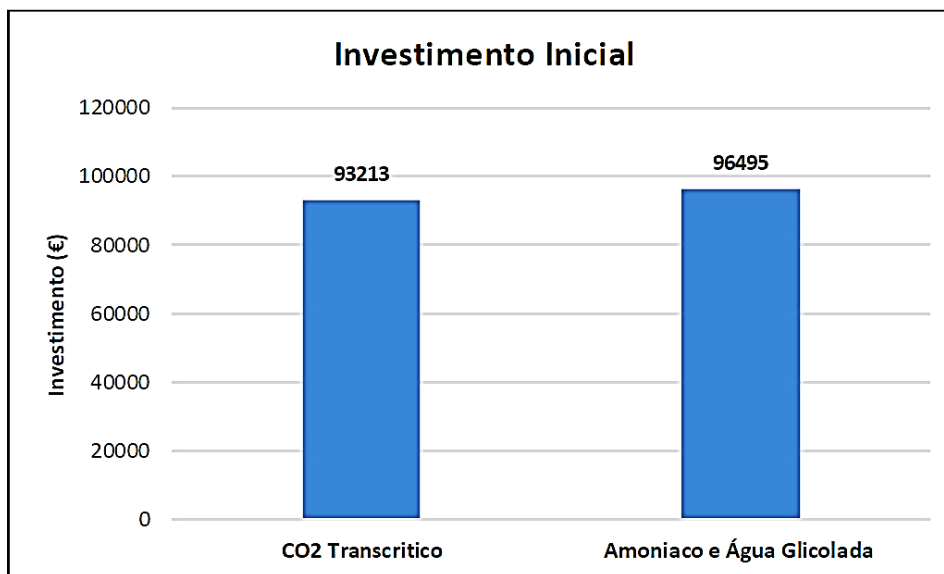


Figura 63 – Comparação do investimento inicial das instalações [137]

Avançando para a temática dos sistemas de refrigeração em cascata, anteriormente, foi mencionado um estudo analisado com foco num entreposto frigorífico cujo funcionamento depende de um sistema de refrigeração em cascata R744/R717 direcionado para o armazenamento de produtos congelados. Foi efetuado um estudo por Luís Bento relativamente ao consumo mensal da instalação e conseqüente custo mensal de energia elétrica. Este custo mensal do sistema em cascata foi comparado com o custo de energia elétrica de um sistema de R717 homólogo com dois andares de pressão e com os restantes equipamentos similares ao sistema em cascata. Foi possível concluir que o consumo mensal de energia elétrica do sistema em cascata R744/R717 foi de 5105,87€, enquanto o consumo mensal de energia elétrica do sistema com R717 foi de 6001,28€. O consumo do sistema com R717 é, portanto, superior ao consumo do sistema em cascata. Relativamente ao custo da instalação, o custo do sistema em cascata foi comparado com o custo de um sistema clássico apenas com R717 com dois andares de pressão. Foi atingido um custo de 500 000€ para a instalação de R717/R744 e um custo de 450 000€ para a instalação apenas com R717 [187].

Os sistemas de refrigeração em cascata estudados possuem um circuito de baixa temperatura onde se encontra o CO<sub>2</sub>. Este frigorigéneo não apresenta custos adicionais no que diz respeito à sua eliminação e possibilita um consumo energético menor aliado a uma eficiência energética elevado. No entanto, a inconveniência de implicar que o circuito de baixa temperatura seja bem isolado acaba por aumentar o custo da instalação final do sistema de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> [196].

Com o objetivo de estabelecer uma relação resumida do custo dos equipamentos e instalação dos mesmos entre os diversos sistemas de refrigeração mencionados para o armazenamento refrigerado, é possível observar o esquema presente na Figura 64.

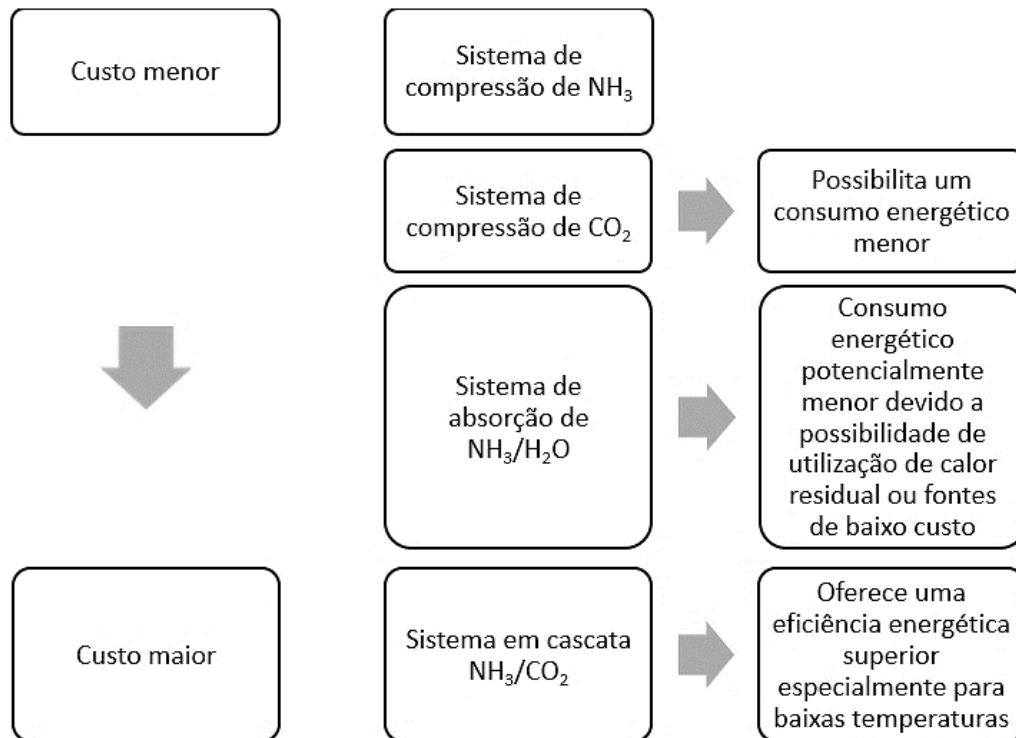


Figura 64 – Esquema resumo do custo de instalação e equipamentos dos vários sistemas de refrigeração gerais mencionados

Tal como é perceptível pela Figura 64, os sistemas de compressão de NH<sub>3</sub> e os sistemas de compressão de CO<sub>2</sub> são, no geral, os sistemas cujos equipamentos e respetiva instalação apresentam menor custo. Em contrapartida, os sistemas de absorção de amoníaco/água e os sistemas em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> apresentam um custo superior. Relativamente aos últimos dois ciclos, o sistema em cascata tem a capacidade de oferecer uma eficiência superior para baixas temperaturas (tal como é necessário no armazenamento refrigerado) porém, o sistema de absorção propicia um consumo energético potencialmente menor pois acomoda a possibilidade de utilização de fontes de calor de baixo custo ou calor residual.

Desenvolvimento

(página propositadamente em branco)

## 4. Conclusão

### 4.1. Conclusões finais

Nos últimos anos, os fluidos frigorigêneos naturais têm adquirido um estatuto de importância gradualmente superior especialmente devido à crescente preocupação no que diz respeito às alterações climáticas e à redução do impacto ambiental da atividade humana. A sensibilização relativamente às verdadeiras repercussões que o setor da refrigeração e os frigorigêneos sintéticos têm no ambiente, bem como as regulamentações ambientais, colocou em destaque alternativas mais sustentáveis. Desta forma, o amoníaco e o dióxido de carbono desempenham um papel central nesta dissertação. A adoção dos fluidos frigorigêneos naturais reflete, então, a tendência necessária a nível global de utilizar tecnologias ecológicas e amigas do ambiente.

Na presente dissertação foi realizada uma análise comparativa abrangente de sistemas frigoríficos, com especial atenção em bombas de calor e armazenamento refrigerado, e respetivo funcionamento com os frigorigêneos naturais: amoníaco e dióxido de carbono. A comparação contemplou não só o desempenho dos sistemas de refrigeração, como também os seus aspetos técnicos e económicos.

O  $\text{NH}_3$  e  $\text{CO}_2$ , embora semelhantes em certas propriedades e fatores ambientais, revelam diversas características distintas. O amoníaco é utilizado numa ampla faixa de temperaturas, porém, apresenta algumas implicações devido à sua elevada toxicidade. Por outro lado, o  $\text{CO}_2$  vê o seu funcionamento caracterizado por pressões substancialmente elevadas, sendo maioritariamente usado em ciclos transcíticos.

Para o estudo foi, então, avaliado o funcionamento de dois sistemas frigoríficos: bombas de calor e armazenamento refrigerado com utilização de sistemas de refrigeração de amoníaco e dióxido de carbono em detrimento dos fluidos frigorigêneos sintéticos que normalmente são utilizados nas referidas instalações. Para a avaliação do funcionamento dos sistemas de refrigeração foram considerados os seguintes parâmetros: temperaturas e pressões de funcionamento, coeficiente de desempenho, pormenores técnicos e custo. A análise ponderada destes parâmetros possibilita chegar a uma conclusão relativamente ao ciclo de refrigeração e frigorigéneo mais adequados para os dois sistemas frigoríficos em estudo.

Começando pelas bombas de calor, a escolha entre o amoníaco e o  $\text{CO}_2$  como frigorigéneo está, portanto, condicionada por diversos fatores e particularidades. O dióxido de carbono é um frigorigéneo especialmente bom para funções com simultaneidade de aquecimento e arrefecimento enquanto o  $\text{NH}_3$  apresenta excelentes características em aplicações apenas de

## Conclusão

arrefecimento. Em termos de pormenores técnicos, o amoníaco é altamente eficiente em virtude das suas propriedades termodinâmicas, no entanto, apresenta a desvantagem de exigir a utilização de componentes maioritariamente em aço inoxidável. Em contrapartida, o CO<sub>2</sub> demonstra compatibilidade com uma maior variedade de materiais, permitindo a construção de sistemas compactos, mas necessariamente resistentes. Em aplicações domésticas onde a segurança é uma das prioridades, o CO<sub>2</sub> é a opção mais vantajosa para as bombas de calor. A nível da eficiência, foi concluído que as bombas de calor com funcionamento a NH<sub>3</sub> demonstraram um COP superior às bombas de calor com CO<sub>2</sub>.

Por fim, relativamente à questão económica, o custo das bombas de calor com CO<sub>2</sub> é, geralmente, superior ao custo das bombas de calor com frigorigéneos convencionais. Em oposição, as bombas de calor à base de amoníaco quase não são fabricadas para aplicações domésticas devido às limitações já mencionadas. Desta forma, carecem de instalações com uma complexidade superior e manutenção regular, característica mais adequada para uma escala ligeiramente maior.

Em síntese, o frigorigéneo mais adequado para o sistema de refrigeração de uma bomba de calor de pequena escala consiste no CO<sub>2</sub> transcrito.

Passando para o armazenamento refrigerado, um dos parâmetros utilizados para determinar a melhor opção em termos de sistema de refrigeração e respetivo frigorigéneo é a aplicação específica em termos de térmicos. Neste sentido, é considerado que o CO<sub>2</sub> é um excelente frigorigéneo para aplicações de baixa temperatura, como é o caso do armazenamento refrigerado. Em contrapartida, o amoníaco encontra-se numa posição vantajosa quando aplicado em climas quentes, aspeto este que vai de encontro à sua capacidade de funcionamento numa ampla faixa de temperaturas. Na eventualidade de a aplicação em questão priorizar a segurança, o sistema de CO<sub>2</sub> apresenta vantagem graças às suas propriedades não tóxicas e incombustíveis em caso de fuga. É, no entanto, possível combinar segurança e versatilidade térmica com o sistema de refrigeração em cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>.

Um dos principais indicadores do potencial de um sistema de refrigeração é o coeficiente de desempenho. Assim, em termos de COP, dentro dos ciclos de refrigeração desenvolvidos, os sistemas de CO<sub>2</sub> transcrito e os sistemas de compressão de NH<sub>3</sub> demonstraram os maiores índices de desempenho, com o sistema de compressão de amoníaco apresentando uma certa vantagem. Por fim, é importante destacar que cada sistema de refrigeração possui pormenores técnicos que têm impacto direto no custo dos equipamentos e instalação. Os sistemas de compressão de amoníaco apresentaram o menor custo, seguidos pelos sistemas de CO<sub>2</sub> transcrito.

Desta forma, com base nas características ambientais, térmicas, económicas e de desempenho, é possível concluir que os sistemas mais vantajosos para finalidades de armazenamento refrigerado consistem nos sistemas de compressão de NH<sub>3</sub>.

## 4.2. Limitações e trabalhos futuros

Apesar das conclusões obtidas nesta dissertação fornecerem uma compreensão mais abrangente relativamente ao funcionamento e desempenho de alguns sistemas frigoríficos utilizando fluidos frigoríficos naturais, foram identificadas algumas limitações ao longo do percurso. A principal limitação passou pela escassez de informação técnica disponível na temática das bombas de calor domésticas com funcionamento a amoníaco e na temática dos frigoríficos domésticos com fluidos frigoríficos naturais. Este é um tema emergente e, aliado à especificidade técnica característica de cada frigorífico natural, a literatura existente sobre o tema é ainda limitada.

Esta dissertação centrou-se, portanto, na análise teórica de sistemas frigoríficos utilizando os fluidos frigoríficos naturais mencionados, com base em revisões da literatura científica existente. Para trabalhos futuros, é sugerida a implementação prática das análises desenvolvidas, realizando testes experimentais nos sistemas frigoríficos referidos (bombas de calor e sistemas de armazenamento refrigerado) utilizando, como frigoríficos, o amoníaco e o CO<sub>2</sub>, em substituição dos convencionais. Através destes testes, seria possível validar as previsões teóricas e efetuar comparações mais detalhadas com base nos resultados práticos, aprofundando o entendimento relativamente ao funcionamento e desempenho destes sistemas em condições reais de operação.

Conclusão

(página propositadamente em branco)

## Referências

- [1] Ibrahim Dinçer; Mehmet Kanoglu, "Refrigeration Systems and Applications. Second Edition, West Sussex: John Wiley & Son, Ltd," 2010.
- [2] R. Dossat, "Princípios de Refrigeração, 1a . Hemus Editora Ltda".
- [3] A. Neuberger, " The Technical Arts and Sciences of the Ancients, (ed. H.L. Brose), tr. New York, p. 123," 1930.
- [4] DOI, "Report of the Commissioner of Patents for the Year 1951 , U.S. Department of Interior, Patent Office, Washington, DC, p. 76.," 1952.
- [5] H. B. Roelker, "The Allen dense air refrigerating machine . Transactions American Soc. Refrig. Engineers, 2, 52–54.," 1906.
- [6] J. C. Goosman, "History of refrigeration. Ice and Refrigeration, 67, 329.," 1924.
- [7] W. R. Woolrich, "Mechanical refrigeration – its American birthright. Refrigerating Engineering, 53, 250.," 1947.
- [8] J. H. Awberry, "Carl von Linde: a pioneer of deep refrigeration. Nature, 149, 630.," 1942.
- [9] I. Dincer, "Heat Transfer in Food Cooling Applications, Taylor & Francis, Washington, DC.," 1997.
- [10] I. Dinçer, " Refrigeration Systems and Applications. West Sussex: John Wiley & Son, Ltd, 2003.," 2003.
- [11] S. K. Wang, "Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, 2a Edição. McGrawHill, 2000.," 2000.
- [12] A. C. a. C. Zilio, "Carbon dioxide as a natural refrigerant," p. 25.
- [13] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook," p. 11, 10 February 2008.
- [14] J. Perkins, "Patente N.º 6662. UK.," 1834.
- [15] J. Calm, "Natural Refrigerants and Environmental. 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, (p. 9). Hangzhou, China.," 2014.
- [16] T. J. Midgley, "From the Periodic Table to Production. Industrial and Engineering Chemistry, 29(2):239-244.," 1937.
- [17] WMO, "Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2010. World Meteorological Organization Global Ozone Research and Monitoring Project—Report No. 52. Pursuant to Article 6 of the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer," 2011.
- [18] IPCC., "Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) of the World Meteorological Organization (WMO) and the United Nations Environment Programme (UNEP). Climate

## Referências

- Change 2007 - The Physical Science Basis: Contribution of Working Group I to the Four.,” 2007a.
- [19] European Union, “Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 Relating to Emissions from Air-Conditioning Systems in Motor Vehicles and Amending Council Directive 70/156/EC. Official Journal of the European Union,, 49(L 161):12-18.,” 2006.
- [20] Kyoto Protocol, “Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change. United Nations (UN), New York, NY, USA.,” 1997.
- [21] F. Bellomare e S. Minetto, “Experimental analysis of hydrocarbons as drop-in replacement in household heat pump tumble dryers. 69th Conference of the Italian Thermal Engineering Association, ATI2014,” 2015.
- [22] Publications Office, “Regulamento (UE) N.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006 (Texto relevante para efeitos do EEE), 195-230.,” 2014.
- [23] Calm et al., “Trade-Offs in Refrigerant Selections — Past, Present, and Future. Refrigerants for the 21st Century (proceedings of the ASHRAE-NIST Conference, Gaithersburg, MD, USA). American Society of Heating Refrigerating, and Air-Con.,” 1997.
- [24] Ibrahim Dinçer; Mehmet Kanoglu, “Refrigeration Systems and Applications. Second Edition, West Sussex: John Wiley & Son, Ltd,” 2010.
- [25] S. K. Wang, “Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, 2a Edição. McGrawHill, 2000.,” 2000.
- [26] W. F. Stoecker, “Industrial Refrigeration Handbook: McGraw-Hill.,” 2004.
- [27] R. D. Heap, “American heat pumps in British houses . Elektrowärme International 35 , A2, A77–A81.,” 1979.
- [28] G. F. Hundy, “Refrigeration and Air Conditioning Edited by BH. 4 ed.,” 2008.
- [29] W. Stoecker; J. M. Jabardo, “Refrigeração Industrial, 2a Edição. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda,” 2002.
- [30] A. Bejan, “Convection Heat Transfer, 3rd edn, John Wiley & Sons, Ltd., London.,” 2004.
- [31] ASHRAE, “ASHRAE Position Document on NATURAL REFRIGERANTS,” 2011.
- [32] Ibrahim Dinçer; Mehmet Kanoglu, “Refrigeration Systems and Applications. Second Edition, West Sussex: John Wiley & Son, Ltd,” 2010.
- [33] ASHRAE, “ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition),” 2013.
- [34] Shecco, “Guide to Natural Refrigerants at the 2016 AHR EXPO. Accelerate Europe, 72. Shecco. Obtido de [accelerateeu.com](http://accelerateeu.com),” 2016.
- [35] Skacanova, K., “Demystifying natural refrigerants. (A. Williams, & K. Skacanova, Edits.) The Natural Voice, 1, 12-13. Obtido de <http://www.thenaturalvoice.org/>,” 2016.
- [36] ASHRAE, “Ammonia-as-a-Refrigerant-PD.,” 2017.
- [37] A. C. a. C. Zilio, “Carbon dioxide as a natural refrigerant,” p. 25.
- [38] S. Benhadid-Dib & A. Benzaoui, “Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. Energy Procedia, 18, 807-816. doi:10.1016/j.egypro.2012.05.096,” 2012.
- [39] Saad Dilshad, Ali Raza Kalair, Nasrullah Khan, “Review of carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) based heating and cooling technologies: Past, present, and future outlook,” 2019.

- [40] A. B. S. Benhadid-Dib, "Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. *Energy Procedia*, 18, 807-816. doi:10.1016/j.egypro.2012.05.096," 2012.
- [41] S. S. Bhatti, Ajay Kumar, Reetu, Rajinder Singh, "Environment-Friendly Refrigerants for Sustainable Refrigeration and Air Conditioning: A Review," 2023.
- [42] M. Mohanraj, S. Jayaraj, C. Muraleedharan, "Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants - A review. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3, 108-119. doi:10.1016/j.ijggc.2008.07.003," Agosto 2009.
- [43] SWEP, "Refrigerant Handbook. Obtido de SWEP: <http://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/>," Fevereiro 2017.
- [44] AIRAH, "Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012," 2012.
- [45] AIRAH, "Flammable Refrigerants - Safety Guide. Fitzroy Victoria, Australia: AIRAH.," 2013.
- [46] A. C. a. C. Zilio, "Carbon dioxide as a natural refrigerant," p. 25.
- [47] Shecco, "Guide to Natural Refrigerants at the 2016 AHR EXPO. Accelerate Europe, 72. Shecco. Obtido de [accelerateeu.com](http://accelerateeu.com)," 2016.
- [48] ASHRAE, "Ammonia-as-a-Refrigerant-PD.," 2017.
- [49] ASHRAE, "ASHRAE Position Document on NATURAL REFRIGERANTS," 2011.
- [50] R. Silva, A. Amaro, T. Seabra, A. Pina, M. Borges, P. Canaveira, T. Pereira, "Emissões de Poluentes Atmosféricos por Concelho – 2015: Gases acidificantes e eutrofizantes, percursores de ozono, partículas, metais pesados, poluentes orgânicos persistentes e gases com efeito de estufa.," Maio 2017.
- [51] Linde, "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. [https://www.linde-gas.pt/pt/images/10021772\\_Amoniacov2.2\\_tcm310-81668.pdf](https://www.linde-gas.pt/pt/images/10021772_Amoniacov2.2_tcm310-81668.pdf)".
- [52] ACRIB, "Guidelines for the use of Hydrocarbon Refrigerants in Static Refrigeration and Air Conditioning Systems".
- [53] R. Peixoto, "Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos - Estado atual e tendências. Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado - Publicação Técnica, 63-77. São Paulo, Brasil: Ministério do Meio Ambiente.," 2008.
- [54] NP EN 378-1, "NP EN 378-1: 2008+A2: 2013. Parte 1: Requisitos básicos, definições e critérios de escolha. Norma Portuguesa - Sistemas frigoríficos e bombas de calor (Requisitos de segurança e proteção ambiental), 2.ª Caparica, Portugal: Instituto Português da Qualidade," 2013.
- [55] COM 749, "Obstáculos colocados pelos códigos, pelas normas e pela legislação ao uso de tecnologias respeitadoras do clima nos setores da refrigeração, do ar condicionado, das bombas de calor e das espumas. Bruxelas: Comissão Europeia.," 2016.
- [56] IEC 60335-2-89, "Household and similar electrical appliances - Safety. Part 2 89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances with an incorporated or remote refrigerant unit or compressor, 2.1. IEC.," 2012.
- [57] Matteo Dongellini, Claudia Naldi, Gian Luca Morini, "Seasonal performance evaluation of electric air-to-water heat pump systems, *Applied Thermal Engineering*," 2015.
- [58] K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Yang, "Advances in heat pump systems: A review," 2010.
- [59] M. Chandrashekar, "HEAT PUMPS," 1981.

## Referências

- [60] J. E. B. John W. Mitchell, Principles of Heating, Ventilation, and Air Conditioning in Buildings, 2012.
- [61] M. V. Duarte, “Estudo da bomba de calor – Fluidos de trabalho e eficiência energética,” 2013.
- [62] Mohd Yusof Taib, Shahrir Sani, M.M. Noor, Kumaran Kadirgama, “Performance analysis of a domestic refrigerator,” 2010.
- [63] International Institute of Refrigeration, “29th inforamatory note on refrigeration technologies. The Role of Refrigeration in the Global Economy,” 2015.
- [64] Angelo Maiorino, Rodrigo Llopis, Manuel Gesù Del Duca, Ciro Aprea, “Environmental impact assessment of R-152a as a drop-in replacement of R-134a in a domestic refrigerator,” 2020.
- [65] Y.S. Lee, C.C. Su, “Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system,” 2002.
- [66] C. S. Choudharia, S. N. Sapalib, “Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems,” 2016.
- [67] M. Longhini, “New generation refrigerants for domestic heat pumps in Sweden. Instituto Superior Técnico, Lisboa,” 2015.
- [68] ASHRAE, “A View of the Future: Heat Pumps, Lower GWP Refrigerants, Digitalization,” 2022.
- [69] Il Yong Cho, HyeongJoon Seo, Dongwoo Kim, Yongchan Kim, “Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes,” 2016.
- [70] Qiqi Tian, Dehua Cai, Liang Ren, Weier Tang, Yuanfei Xie, Guogeng He, Feng Liu, “An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners,” 2015.
- [71] Jyoti Soni, Vinit Gupta b, Yogesh Joshi, Satyam kumar Singh, Aditya Upadhyay, Rishikesh Kumar, Sourabh Yadav, “Investigative comparison of R134a, R290, R600a and R152a refrigerants in conventional vapor compression refrigeration system,” 2023.
- [72] J. Cantor, “Heat Pumps for the Home: 2nd Edition,” 2020.
- [73] B. S. Institution, “BS EN 14511-4: 2018: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors- Test conditions,” 2018.
- [74] A. H. Tarrad, “Thermodynamic Analysis for Hybrid Low Temperature Sustainable Energy Sources in Cascade Heat Pump Technology. Asian Journal of Engineering and Technology (ISSN: 2321 – 2462) Volume 05 – Issue 02,” April 2017.
- [75] R. Sánta, “Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX Using R1234yf and R134a”, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 65(4), pp. 363–373.,” 2021.
- [76] Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio, Tsing-Fa Lin, “Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R1023a in a plate heat exchanger,” 1998.
- [77] BOSCH, *Bomba de Calor. Monobloco Ar-Água. Compress 2000 AWF..*
- [78] Aleksandrs Zajacs, Arturs Lalovs, Anatolijs Borodinecs, Raimonds Bogdanovics, “Small ammonia heat pumps for space and hot tap water heating,” 2017.
- [79] Di Wu, Bin Hu, R. Z. Wang, “Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants,” 2020.

- [80] D. A. M. Ferreira, "Design of a heat pump for domestic hot water using natural refrigerant transcritical CO<sub>2</sub>," 2022.
- [81] Ji Wang, Martin Belusko, Michael Evans, Ming Liu, Chunrong Zhao, Frank Bruno, "A comprehensive review and analysis on CO<sub>2</sub> heat pump water heaters," 2022.
- [82] K. S. Brian T. Austin, "Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review," 2011.
- [83] A. T. a. T. W. G. Hundy, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2016.
- [84] I. (. American Society of Heating and Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *Handbook - Refrigeration (I-P Edition)*, 2018.
- [85] Kashif Nawaz, Bo Shen, Ahmed Elatar, Van Baxter, Omar Abdelaziz, "Performance Optimization of CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater. *International Journal of Refrigeration*, Volume 85," 2018.
- [86] B. Thonon, "Transcritical R744 (CO<sub>2</sub>) heat pumps," 2007.
- [87] A. Wilson, "A Heat Pump Using Carbon Dioxide as the Refrigerant," *BuildingGreen*, 16 Abril 2024. [Online]. Available: <https://www.buildinggreen.com/blog/heat-pump-using-carbon-dioxide-refrigerant>.
- [88] Yefeng Liu, Zhiyang Zhuo, Feng Zhang and Tuanwei Bao, "CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater: System Design and Experimental Study," em *Proceedings of the 8th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning*, 2014, pp. 142-153.
- [89] Z. D. William Lambert, "Application of transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps to boiler replacement in low impact refurbishment projects. Published by Elsevier Ltd.," 2024.
- [90] R. A. P. Neksa, ""Current Status on Heat Pumps With Carbon Dioxide as Working Fluid". *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 401," 1998.
- [91] "enerblue," [Online]. Available: <https://enerblue.it/en/natural-refrigerant/iridium-iridiumww>.
- [92] Jahar Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal, "Transcritical Carbon Dioxide Based Heat Pumps: Process Heat Applications. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 691.," 2004.
- [93] Yarral M.G., White S.D., Cleland D.J., Kallu R.D.S., Hedley R.A., "Performance of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for simultaneous refrigeration and water heating. 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney," 1999.
- [94] M. A. R. Mamdouh El Haj Assad, *Design and Performance Optimization of Renewable Energy Systems*.
- [95] G. Portugal, "www.grundfos.com/pt/learn/research-and-insights/coefficient-of-system-performance," [Online].
- [96] M. B. Y. Çengel, "Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill Education," 2015.
- [97] Andreas V. Olympios, Matthias Mersch, Paul Sapin, Antonio Marco Pantaleo, Christos N. Markides, "Library of price and performance data of domestic and commercial technologies for low-carbon energy systems," 2021.
- [98] "www.bosch-homecomfort.com/pt/pt/ocs/bombas-de-calor-ar-agua-18775476-c/," [Online].
- [99] "CARBON TRUST," [Online]. Available: [https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5a7dd769ed915d2acb6ee75a/ECA761\\_Heat\\_pump\\_equipment.pdf](https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5a7dd769ed915d2acb6ee75a/ECA761_Heat_pump_equipment.pdf).

## Referências

- [100] S. Nielsen, S. W. Christensen, R. S. Thorsen e B. Elmegaard, "Comparison of Heat Pump Design and Performance for Modern Modern Refrigerants. In Proceedings of the 13th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (Vol. 1, pp. 307-314). International Institute of Refrigeration.," 2018.
- [101] B. A. Monfared, "Design and Construction of a Small Ammonia Heat Pump. KTH School of Industrial Engineering and Management," 2010.
- [102] M.R. Richter, S.M. Song, J.M. Yin, M.H. Kim, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, "Experimental results of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application. Energy 28 (2003) 1005–1019".
- [103] "Instalador, AVAC, EDIFÍCIOS, RENOVÁVEIS. Informação profissional do setor das instalações em Portugal," 2020. [Online]. Available: <https://www.oinstalador.com/Artigos/315228-Fundamentos-das-Bombas-de-Calor.html>.
- [104] Automatic Heating, "'REVERE CO<sub>2</sub> Air to Water Heat Pump'," [Online]. Available: <https://automaticheating.com.au/product/revere-co2-air-to-water-heat-pump/#tab-1-1>.
- [105] Mayekawa, "'UNIMO AW Air Heat Source CO<sub>2</sub> Heat Pump'," [Online]. Available: <https://americas.mayekawa.com/mna/downloads/pdf/Heat%20Pumps/Unimo-AW.pdf>.
- [106] Sabroe, "'SABROE HeatPAC heat pumps'," [Online]. Available: [https://www.johnsoncontrols.fi/-/media/jci/be/finland/heat-pumps/files/bts\\_sabroe\\_heatpac\\_en\\_eu.pdf](https://www.johnsoncontrols.fi/-/media/jci/be/finland/heat-pumps/files/bts_sabroe_heatpac_en_eu.pdf).
- [107] O. Bamigbetan, T. Eikevik, P. Nekså and M. Bantle,, "'Review of Vapour Compression Heat Pumps for High Temperature Heating using Natural Working Fluids," International Journal of Refrigeration, vol. 80, pp. 197-211," 2017.
- [108] G. Lorentzen, "Ammonia: an excellent alternative. Butterworth & Co (publishers) Ltd and IIR, July 1988, International Journal of Refrigeration, Vol. 11," 1988.
- [109] P. Murray, "'Performance Analysis of a Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater Incorporating a Brazed-Plate Gas Cooler," M.S. thesis," 2014.
- [110] A. G. M. Ibrahim, "'A Study of a Transcritical Multi-Stage Carbon Dioxide Heat Pump," Ph.D. dissertation," 2004.
- [111] C. S. I. Sarbu, "Ground-Source Heat Pumps, Timisoara, Romania: Academic Press," 2016.
- [112] A. G. M. Ibrahim, "'A Study of a Transcritical Multi-Stage Carbon Dioxide Heat Pump," Ph.D. dissertation," 2004.
- [113] M.-H. Kim, J. Pettersen, C. W. Bullard, "'Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 30," 2004.
- [114] Tecnalia, "'Detailed Design of the High Temperature Heat Pump Laboratory Prototype," Chester, Spain," 2019.
- [115] J. Sarkar, "'Transcritical carbon dioxide based heat pumps for simultaneous cooling and heating applications" Ph.D. dissertation, Indian Institute of Technology," 2005.
- [116] C. S. Ioan Sarbu, "Ground-Source Heat Pumps: Fundamentals, Experiments and Applications," 2015.
- [117] A. M. Ciro Aprea, "An experimental evaluation of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigerator performances using an internal heat exchanger. International Journal of Refrigeration," 2008.

- [118] D. Mousdell, "h2x Engineering," [Online]. Available: <https://www.h2xengineering.com/blogs/pipe-sizing-for-heat-pump-systems-worked-example/>.
- [119] A. Lutz, "Heat Pump Cost | 2024 Guide. Architectural Digest," 2024. [Online]. Available: <https://www.architecturaldigest.com/reviews/hvac/heat-pump-cost>.
- [120] Zheng Wang, Mark B. Luther, Mehdi Amirkhani, Chunlu Liu, Peter Horan, "State of the Art on Heat Pumps for Residential Buildings. Buildings, vol. 11," 2021.
- [121] Baomin Dai, Haifeng Qi, Shengchun Liu, Zhifeng Zhong, Hailong Li, Mengjie Song, Muyu Ma, Zhili Sun, "Environmental and economical analyses of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump combined with direct dedicated mechanical subcooling (DMS) for space heating in China," 2019.
- [122] enerblue, "enerblue TECHNICAL BROCHURE," [Online]. Available: [https://cdn.shopify.com/s/files/1/1151/3080/files/Technical\\_brochure\\_HP90\\_HP90W.pdf?v=1624609899](https://cdn.shopify.com/s/files/1/1151/3080/files/Technical_brochure_HP90_HP90W.pdf?v=1624609899).
- [123] DAIKIN, "Tabela de preços 2022," [Online]. Available: <https://www.enerclima.pt/wp-content/uploads/2016/10/DAIKIN-Tabela-de-Pre%C3%A7os-2022.pdf>.
- [124] BOSCH, "Tabela de preços Bombas de Calor Bosch Compress," [Online]. Available: <https://www.solarcondicionado.pt/files/price-tables/Tabela-Preços-Bombas-de-Calor-BOSCH-2017.pdf>.
- [125] Mitsubishi Electric, Ecodan Residential Heating Price List 2023.
- [126] Johnson Controls, "Customized Heat Pumps," [Online]. Available: <https://www.johnsoncontrols.sg/industrial-refrigeration/chillers-and-heat-pumps/customized-heat-pumps>.
- [127] GEA Refrigeration Technologies, "GEA RED HEAT PUMPS. High-performance low-charge ammonia industrial heat pumps," 2022.
- [128] K. Tamil Suriya, M. R. Velraj, M. Vidyasagar, M. Vignesh, Dr. G. R. Kannan, "Comparative Analysis of Vapour Compression Refrigeration System using Various Green Refrigerants. International Journal of Engineering Research & Technology".
- [129] S. M. Thakar, "Performance analysis of a domestic refrigerator using various alternative refrigerant". International Journal of Novel Research in Electrical and Mechanical Engineering, Vol. 4, Issue 1," 2017.
- [130] Syed Salman Y, Surya R, Surendar S, Periyasamy M, "Performance analysis of domestic refrigerator using alternative refrigerants". International Research Journal of Engineering and Technology," 2021.
- [131] S. R. a. M. H. Sattar MA, "Experimental Investigation on the Performance of Domestic Refrigerator Using Isobutane and Mixture of Propane, Butane and Isobutene". Proceedings of the 1st International Conference of the IET Brunei Darussalam Network," 2008.
- [132] M. Straub, "Alternative Refrigerants For Household Refrigerators (2018). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1848.," 2018.
- [133] A. Taluja, "COLD STORAGE and REFRIGERATION," Cooling India, 2024. [Online]. Available: <https://www.coolingindia.in/cold-storage-and-refrigeration/>.
- [134] J. G. d. Silva, "Projeto de Câmaras Frias de Pequeno Porte. Instituto Federal de Santa Catarina," 2009.
- [135] (CSST), Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec, "Systèmes de réfrigération fonctionnant à l'ammoniac. Mesures de prévention," 2009.

## Referências

- [136] M. D. a. R. L. Adam RUCINSKI, "Comparative analysis of a cooling systems working on an environmentally friendly refrigerants. Inzynieria Bezpieczenstwa Obiektów Antropogenicznych 4," 2021.
- [137] J. M. O. Atalaia, Estudo Comparativo de Instalações Frigoríficas Comerciais com CO<sub>2</sub> Transcrítico versus Amoníaco e Água Glicolada, INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA, 2022.
- [138] B. thermodynamics, "Absorption refrigeration systems - heat driven ammonia absorption refrigeration plants," 2024. [Online]. Available: <https://bl-thermo.com/absorption-refrigeration-systems/>.
- [139] Josegil Jorge Pereira de Araújo, Carlos Antônio Cabral dos Santos, Carlos Almir Monteiro de Holanda, João Batista Furlan Duarte, Alvaro Antonio Ochoa Villa, and José Carlos Charamba Dutra, "Energetic analysis of a commercial absorption refrigeration unit using an ammonia-water mixture. Acta Scientiarum. Technology, vol. 39, núm. 4," 2017.
- [140] D. M. CEFARIN, Design of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption chiller for low grade waste heat recovery, Universita degli Studi di Udine, 2015.
- [141] Wellorzzon Ronnan Ibide Novais, Erick Pereira Cerqueira, Beethoven Narváez-Romo, José Roberto Simões-Moreira, "A comparative analysis between ammonia-water absorption and vapor compression refrigeration systems," 2021.
- [142] C. Design, "What are the Pro's and Con's of CO<sub>2</sub> (R744) as a Refrigerant?," Setembro 2020. [Online]. Available: <https://climadesign.co.uk/what-are-the-pros-and-cons-of-co2-r744-as-a-refrigerant/>.
- [143] Z. H. Paul Maina, "A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. S Afr J Sci. 111 (9/10), Art. #2014-0258," p. 10, 2015.
- [144] G. P. Montagner, Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> em sistemas comerciais de refrigeração, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.
- [145] P. R. F. Saldanha, Dimensionamento de um circuito frigorífico a CO<sub>2</sub> com evaporadores inundados, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2019.
- [146] J. C. M. Moreira, Desenvolvimento de uma central transcítica CO<sub>2</sub> com compressão paralela, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2018.
- [147] F. E. S. J. Michael Bellstedt, "THE OFFICIAL JOURNAL OF AIRAH," Application of CO<sub>2</sub> (R744) Refrigerant in Industrial Cold Storage Refrigeration Plant, 2002.
- [148] S. SAWALHA, A. SOLEIMANI K., J. ROGSTAM, "Experimental and theoretical evaluation of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade system for supermarket refrigeration in a laboratory environment. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway," 2006.
- [149] J. Alberto Dopazo, José Fernández-Seara, Jaime Sieres, Francisco J. Uhía, "Theoretical analysis of a CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. Applied Thermal Engineering vol.29," 2009.
- [150] S. P. F. Nazaruddin Abubakar, "Thermodynamic Analysis of Cascade Refrigeration System using CO<sub>2</sub> – NH<sub>3</sub> Refrigerant for Fish Cold Storage Application. Proceedings of the 3rd International Conference on Marine Technology," 2018.
- [151] K. W. Dao Zhou, "Application of NH<sub>3</sub> / CO<sub>2</sub> refrigerant cooling system in a cold storage project. MATEC Web of Conferences 353, 01014," 2021.
- [152] M. M. G. Sanjaykumar A. Borikar, "Review on Performance and Energy Efficiency Improvement in Domestic Refrigerator". International Conference on Sustainable Engineering and Technology," 2018.

- [153] A. Baskaran, P. Koshy Mathews, "A Performance Comparison of Vapour Compression Refrigeration System Using Eco Friendly Refrigerants of Low Global Warming Potential". *International Journal of Scientific and Research Publications*, Volume 2, Issue 9," 2012.
- [154] Danfoss, "Practical Application of Refrigerant R600a Isobutane in Domestic Refrigerator Systems. Technical information," 2000. [Online]. Available: [https://folk.ntnu.no/skoge/book-cep/diagrams/additional\\_diagrams/more\\_on\\_refrigerants/isobutane\(R600A\)-Danfos.pdf](https://folk.ntnu.no/skoge/book-cep/diagrams/additional_diagrams/more_on_refrigerants/isobutane(R600A)-Danfos.pdf).
- [155] D. K. B. R.K Dreepaul, "A comparative assessment of R404A and Ammonia (R717) in an industrial Set-up," 2020.
- [156] D. E. N. RIBEIRO, Sala de Máquinas de uma Instalação Frigorífica a R717, INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA, 2013.
- [157] J. A. Q. Dias, Concepção de Instalações Frigoríficas em Expansão Directa versus Sistemas Inundados. *Análise Energética das Soluções*, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2012.
- [158] Abir HMIDA, Nihel CHEKIR, Abdelkader LAAFER, Mohamed El Amine SLIMANI, Ammar BEN BRAHIM, "Modeling of cold room driven by an absorption refrigerator in the south of Tunisia: A detailed energy and thermodynamic analysis, *Journal of Cleaner Production*," 2018.
- [159] D.-W. SUN, "The aqua-ammonia absorption system: an alternative option for food refrigeration. *Journal of Food Processing and Preservation* 22," 1998.
- [160] V. C. P. H. Wenying ZHANG, The Role of Internal Heat Exchanger in an R744 Vapor Compression System in the Air-conditioning Mode Under Various Conditions. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 2303, 2022.
- [161] Emanuele Zanetti, Marco Azzolin, Riccardo Conte, Sergio Giroto, Davide Del Col, "Experiments and dynamic modelling of dry expansion and flooded evaporators in a CO<sub>2</sub> solar assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering* 217," 2022.
- [162] G. d. S. Pereira, *Análise de sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> em supermercados*, Universidade Federal de Pernambuco, 2010.
- [163] Wang Bingming, Wu Huagen, Li Jianfeng, Xing Ziwen, "Experimental investigation on the performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system with twin-screw compressor. *International Journal of Refrigeration* 32," 2009.
- [164] A. Messineo, R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. *Energy Procedia* 14, 2012.
- [165] M. M. Farid, "Heat Transfer and Air Flow in a Domestic Refrigerator," em *Mathematical Modeling of Food Processing*, CRC Press, 2010, pp. 446-473.
- [166] B. K. M. Madhu Sruthi Emani, "The Use of Natural Refrigerants in Refrigeration and Air Conditioning Systems: A Review. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 377 012064," 2018.
- [167] Dheyaa Khudhur, Tuan Amran Tuan Abdullah, Norafneeza Norazahar, "A Review of Safety Issues and Risk Assessment of Industrial Ammonia Refrigeration System. *ACS Chemical Health & Safety* 29 (5), 394-404," 2022.
- [168] A. Pearson, "Refrigeration with ammonia. *International Journal of Refrigeration* 31," 2008.
- [169] N. STEEL, "Seamless pipes and tubes for the chemical industry," 2019. [Online]. Available: [https://www.nipponsteel.com/product/catalog\\_download/pdf/P007en.pdf](https://www.nipponsteel.com/product/catalog_download/pdf/P007en.pdf).

## Referências

- [170] A. Smith, Ambient Temperature Dependence of Air-cooled Condenser Performance and Parameters, The University of Nevada, 2019.
- [171] Marc Chasserot, "World Guide to Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration," shecco, 2020.
- [172] Tariq S. Khan, Mohammad S. Khan, Ming-C. Chyu, Zahid H. Ayub, Javed A. Chattha, "Review of Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Evaporation of Fluid Flow in Plate Heat Exchangers (RP1352)," em *Hvac&r Research* 15, 2009, pp. 169-188.
- [173] G. M. Satish Raghuvanshi, "Analysis of Ammonia –Water (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) Vapor Absorption Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics. International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 8," 2011.
- [174] A. Habibzadeh, S. Jafarmadar, M. M. Rashidi, S. S. Rezaei, A. Aghagoli, "Energy and Exergy Analysis of an Ejector-Absorption Refrigeration Cycle with Using NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O as the Working Fluids. Journal of Environmental Friendly Materials, Vol. 1, No. 2," 2017.
- [175] Neda Sanchuli, Sasan Dan, Hamidreza Bagheri, "Ammonia application in cooling systems," em *Progresses in Ammonia: Science, Technology and Membranes: Applications and Use*, pp. 113-131.
- [176] Pongsid Srihirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, "A review of absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 5," 2001.
- [177] Engin Soylemez, Kristina N. Widell, Cecilia H Gabriellii, Yves Ladam, Thomas Lund, Armin Hafner, "Overview of the development and status of carbon dioxide (R-744) refrigeration systems onboard fishing vessels," 2022.
- [178] P. Bansal, "A review e Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. Applied Thermal Engineering. 41. 18-29," 2012.
- [179] Jie Zhu, Dazhang Yang, Jing Xie, Jinfeng Wang, "Review on application and research of trans-critical CO<sub>2</sub> refrigeration system in food freezing and cold storage. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 766 012098," 2021.
- [180] K.M. Tsamos, Y.T. Ge, IDewa Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, Z. Mylona, "Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. Energy Conversion and Management," 2017.
- [181] Georgios Mitsopoulos, Evangelos Syngounas, Dimitrios Tsimpoukis, Evangelos Bellos, Christos Tzivanidis, Stavros Anagnostatos, "Energy Conversion and Management," Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO<sub>2</sub> refrigerant, 2019.
- [182] "Natural Refrigerants," [Online]. Available: <https://naturalrefrigerants.com/product/wieland-k65-tubes/>.
- [183] A. Lavaa, "Advanced Guide: What Is Tube In Tube Heat Exchangers," Linquip, 1 Agosto 2023. [Online]. Available: <https://www.linquip.com/blog/what-is-tube-in-tube-heat-exchangers/>.
- [184] V. C. P. H. Wenying ZHANG, "International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 2303," The Role of Internal Heat Exchanger in an R744 Vapor Compression System in the Air-conditioning Mode Under Various Conditions, 2022.
- [185] M. A. B. Yunus A. Çengel, "Refrigeration cycles," em *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th edition , McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2005, p. 621.
- [186] K. W. Dao Zhou, "Application of NH<sub>3</sub> / CO<sub>2</sub> refrigerant cooling system in a cold storage project," MATEC Web of Conferences 353, 01014, 2021.

- [187] Bento, Luís Filipe Azevedo Alves, Projecto de Entrepasto Frigorífico a R-744/R-717 Para Produtos Congelados, INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA, 2011.
- [188] R. McCarthy, "How Much Power a Fridge Uses - in Watts, Cost & kWh," Reduction Revolution, 2019. [Online]. Available: [https://reductionrevolution.com.au/blogs/how-to/fridge-power-consumption?srsltid=AfmBOoo1Ck7\\_X2Cg06OU\\_n04Sjc0gdqFpNR6xwwPfb54p3RrkiOMx2NM](https://reductionrevolution.com.au/blogs/how-to/fridge-power-consumption?srsltid=AfmBOoo1Ck7_X2Cg06OU_n04Sjc0gdqFpNR6xwwPfb54p3RrkiOMx2NM).
- [189] Bosch, "Series 4, Freestanding Fridge-freezer (Bottom freezer), 186 x 70 cm, Stainless steel look KGN46XL30Z," [Online]. Available: <https://media3.bosch-home.com/Documents/specsheet/en-ZA/KGN46XL30Z.pdf>.
- [190] R. S. Jasmin Geppert, "Analysis of effecting factors on domestic refrigerators' energy consumption in use. Energy Conversion and Management, Volume 76," 2013.
- [191] Alvaro A. S. Lima, Gustavo de N. P. Leite, Alvaro A. V. Ochoa, Carlos A. C. dos Santos, José A. P. da Costa, Paula S. A. Michima, Allysson M. A. Caldas, "Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. Energies 2021, 14, 48.," 2020.
- [192] D. d. R. Cruz, Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água utilizando rejeito térmico, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, 2015.
- [193] M. B. E. H. Frank Bruno, "CO2 Refrigeration and Heat Pump Systems—A Comprehensive Review," 2019.
- [194] Energy, Better Buildings U.S. Department of, "Case Study: Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Systems," 2015.
- [195] shecco, "World Guide to Transcritical CO2 Refrigeration," 2020.
- [196] K. O. Dennis JANKOVICH, "A feasibility analysis of replacing the standard ammonia refrigeration device with the cascade NH3/CO2 refrigeration device in the food industry. THERMAL SCIENCE, Vol. 19," 2015.
- [197] H.-S. Park e X.-P. Dang, Design and Simulation-Based Optimization of Cooling Channels for Plastic Injection Mold, 2011.
- [198] S. L. Silva, "Sistemática para o Projeto do Sistema de Refrigeração de Moldes para Injeção de Polímeros," Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

## Referências

(página propositadamente em branco)

# 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: Beatriz Almeida Bastos

ISEP, Porto, 12 de Setembro de 2024

(página propositadamente em branco)

# Anexos

**Anexo A**



**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  
2/147

**Perigos Físicos**

Gás inflamável	Categoria 2	H221: Gás inflamável.
Gases sob pressão	Gás liquefeito	H280: Contém gás sob pressão; risco de explosão sob a acção do calor.

**Perigos para a Saúde**

Toxicidade aguda (Inalação - gás)	Categoria 3	H331: Tóxico por inalação.
Corrosão cutânea	Categoria 1B	H314: Provoca queimaduras na pele e lesões oculares graves.
Lesões oculares graves	Categoria 1	H318: Provoca lesões oculares graves.

**Perigos para o Ambiente**

Perigos agudos para o ambiente aquático	Categoria 1	H400: Muito tóxico para os organismos aquáticos.
Perigos crónicos para o ambiente aquático	Categoria 2	H411: Tóxico para os organismos aquáticos com efeitos duradouros.

**2.2 Elementos do Rótulo**

Contém: Amoníaco, anidro



Palavra-Sinal: Perigo

Advertência(s) de Perigo: H221: Gás inflamável.  
H280: Contém gás sob pressão; risco de explosão sob a acção do calor.  
H331: Tóxico por inalação.  
H314: Provoca queimaduras na pele e lesões oculares graves.  
H410: Muito tóxico para os organismos aquáticos com efeitos duradouros.

**Recomendações de Prudência**

Geral Nenhum.

Prevenção: P210: Manter afastado do calor, superfícies quentes, faísca, chama aberta e outras fontes de ignição. Não fumar.  
P260: Não respirar gases/vapores.  
P273: Evitar a libertação para o ambiente.

**Anexo B**

## Introduction

ECAs are a straightforward way for a business to improve its cash flow through accelerated tax relief. The scheme encourages businesses to invest in energy saving plant or machinery specified in the ETL to help reduce carbon emissions, which contribute to climate change.

The Energy Technology List (ETL) is a register of products that may be eligible for 100% tax relief under the Enhanced Capital Allowance (ECA) scheme for energy saving technologies<sup>1</sup>. The Carbon Trust manages the list and promotes the ECA scheme on behalf of government.

This leaflet gives an overview of heat pump equipment specified on the ETL and illustrates the reductions in energy bills that can be realised by investing in qualifying ETL energy saving equipment over non-qualifying equipment.

## Background

The ETL comprises two lists: the Energy Technology Criteria List (ETCL) and the Energy Technology Product List (ETPL). The ETCL defines the performance criteria that equipment must meet to qualify for ECA scheme support; whereas the ETPL is the list of products that have been assessed as being compliant with ETCL criteria.

### Further information

For more information on heat pumps, see [www.carbontrust.co.uk/heating](http://www.carbontrust.co.uk/heating)

## Setting the scene

A heat pump is a device that can transfer low temperature heat from a renewable source such as ambient air, water or the ground and raise it to a higher, more useful temperature using a refrigerant cycle. The relatively small amount of energy needed to transfer this heat is used to drive the refrigerant compressor. Typically, for every kWh of energy used to operate an electrically-driven heat pump, the resulting useful heat output is between 3kWh and 4kWh. Compared with an efficient gas boiler, the use of an electrically-driven heat pump can result in carbon savings of over 30%<sup>2</sup>. Heat pumps can therefore provide an energy efficient, low carbon form of space heating.

The majority of heat pumps sold in the UK have electrically-driven compressors. However, a gas engine can also be used to drive the compressor, in which case the waste heat from the exhaust gases can be collected as useful heat.

Heat pumps for non-domestic space heating consume approximately 4,000GWh a year<sup>3</sup>. Heat pumps are usually categorised by the heat source they use, which can be air, ground or water. The majority of heat products are air source heat pumps. The market for ground source heat pumps is currently small, but growing fast. While some machines are made for heating only, many heat pumps – especially those using air as the heat source – are also capable of providing comfort cooling by reversing the refrigerant cycle. Reversible air source heat pumps may also be called reversible air conditioners. In variable refrigerant flow (VRF) products it is possible to vary the flow of refrigerant in the unit, which enables them to vary their output to match demand.

Some VRF products can provide heating and cooling simultaneously and save energy by using heat removed from one part of a building to meet a demand for heat elsewhere.

**Anexo C**

**unimo** AW

**CO<sub>2</sub> Heat Pump**

**MAYEKAWA**  
**MYCOM**



**Air Source  
CO<sub>2</sub> Heat Pump**

<https://americas.mayekawa.com/mna>

# UNIMO AW

Air source CO<sub>2</sub> heat pump

## COMPACT AND POWERFUL

- **Up to 9,400 gallons of hot water supply per 24 hours**  
Constant 194°F hot water covers wide range of usage and reduces tank size.
- **Minimized space.**  
Minimized maintenance space allows multiple units in small footprint.
- **Simple design**  
Boltless design protects from rust and maintains beautiful appearance.

## Features

- **3 modes** - can be used in any environment
  1. power mode
  2. standard mode
  3. energy-saving mode
- **Smart control** - automatically chooses the best operation mode to ensure steady hot water supply and achieve low cost operation.
  1. On-demand management
  2. Prediction control
  3. Best hot water volum control, and Etc.
- **Unimo remote control panel** - simple operation  
Using the smart control remotely, there is no need to worry about the hot water shortage.

## PERFORMANCE SPECIFICATIONS

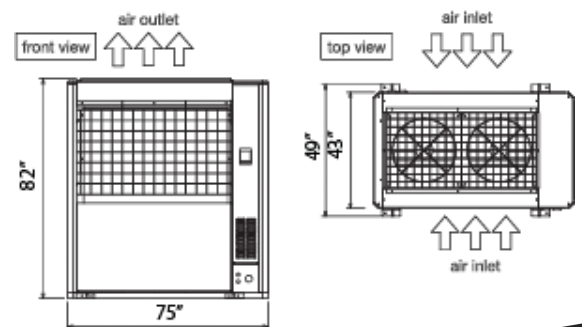
Values are to be considered as guidance and will be confirmed in the quotation process.

Performance	Ambient temp.	61°F		77°F		44°F	
		Energy-saving /normal	Power	Energy-saving /normal	Power	Energy-saving /normal	Power
Hot water temp. (149°F)	Heating capacity (kW)	74.0	81.4	83.3	92.3	58.8	77.4
	Absorbed power (kW)	17.7	20.0	18.8	21.6	16.1	25.1
	COP	4.2	4.1	4.4	4.3	3.7	3.1
Hot water temp. (194°F)	Heating capacity (kW)	72.0	78.5	81.8	90.2	59.8	73.9
	Absorbed power (kW)	21.3	23.5	23.2	25.7	19.0	27.5
	COP	3.4	3.3	3.5	3.5	3.1	2.7
Keep temp. (ring back) capacities	Heating capacity (kW)	41.3	45.7	47.9	52.2	29.8	46.1
	Absorbed power (kW)	22.8	25.4	23.7	26.3	20.0	31.7
	COP	1.8	1.8	2.0	2.0	1.5	1.5

## DIMENSIONS & SPECIFICATIONS

Dimensions are for reference only. Please contact MYCOM for more detailed drawings.

Model		HE-HWA-2HTC
Power		3-phase 480V AC 60Hz
Maximum current (A)		120
Outer dimensions (in)		W 49 x L75 x H82
Weight (lb)		2,965 (net), 2,996 (operating)
Design pressure (psi)		High pressure 2,176 psi, Low pressure 926 psi
Compressor	Motor	25kW x 4P
	Star-up method	Inverter
Gas cooler		Copper tube coil
Pump (50Hz/60Hz) (W)		250/430
Air cooled heat exchanger material		Copper tube aluminium plate fin
Fan (kW/unit)		0.75 x 2 unit
Defrosting system		Hot gas defrost
External connection	Water inlet 1	Rc 3/4 (20A tap female, SUS 316) for tank
	Water inlet 2	Rc 3/4 (20A tap female, SUS316) for keep warm
	Hot water outlet	Rc 3/4 (20A tap female, SUS316)
	Drainage	Rc1-1/2 (40A tap female, SUS316)
Refrigerant & Volume		R744 (CO <sub>2</sub> ), 44 lbs
Usage range	Inlet water temperature (°F)	41 to 149
	Max. inlet water flow rate (gpm)	8.7
	Inlet water pressure (psi)	36 - 72 psi (in the case of a sealed tank, below design pressure of the tank)
	Hot water temperature (°F)	149 - 194
	Ambient temperature (°F)	14 - 110
Noise	Intermediary	62
	Winter	66



MAYEKAWA USA, INC.  
<https://americas.mayekawa.com/mna>

Tel: +1 (832) 975-0975  
 24 Hr Service: +1 (800) 836-9266  
 Email: [info@mayekawausa.com](mailto:info@mayekawausa.com)

**MAYEKAWA**  
**MYCOM**

\* The information contained herein is for reference only. Subject to change without notice.

## **Anexo D**

# SABROE HeatPAC heat pumps

Ammonia-based heat pumps using a reciprocating compressor, with a 300–2000 kW capacity range

HeatPAC units are extremely compact heat pumps based on ultra-reliable SABROE HPO/ HPC high-pressure reciprocating compressors, using ammonia as refrigerant. They are usually most cost-effective when fitted with a variable-speed drive (VSD) that makes it easy to deal with changing circumstances and different operating requirements. These highly customisable integrated units are based on a unique vibration-resistant design, featuring an uncomplicated flooded evaporating system. They provide exceptional heat pump capacity from the smallest possible footprint, and with only a very small refrigerant charge.

SABROE HeatPAC heat pumps are the ideal solution for effectively exploiting low-temperature waste heat, and turning it into hot water (up to 75°C), using only a minimum of electrical energy. These units are designed to provide a cost-effective way to tackle needs for cooling and heating at the same time, providing an extremely high coefficient of performance (COP).



HeatPAC 108 with panel-mounted Unisab III systems controller

## Range

There are 7 standard models in this range of heat pump systems, with capacities ranging from 310 kW to 2075 kW.

Advantages	Benefits
Factory-assembled, pre-tested packaged units based on SABROE reciprocating compressors world-renowned for their reliability	Easy pre-commissioning makes installation and running-in both faster and cheaper
Integrated configuration weighs less, and has less than half the footprint of bespoke heat pump designs	Low installation costs. Easy to mount even in confined spaces or unconventional locations
Indirect cooling and an uncomplicated flooded evaporating system, using natural ammonia (R717) only	Greater safety and outstanding reliability
Exceptional COP and outstanding part-load performance	Low operating costs
Refrigerant charge 50% smaller than with conventional heat pumps, because of special condenser/evaporator design	Higher output per unit kW/kg refrigerant, lower unit cost and lower installation costs

## Options

- Cascade evaporator
- Variable-speed drive (VSD)
- Soft-starter or Y/D starter
- Desuperheater
- Subcooler
- Control panel mounted separately
- Factory acceptance test (FAT), customer-witnessed.

## Compliance

All HeatPAC heat pumps are fully compliant with appropriate major international design codes and the specifications laid down by the most common classification societies.

Approval in accordance with other technical requirements, specific national legislation or other classification societies' requirements is available on request.



Unisab control for heat pump application

Condenser water inlet +60°C, outlet +70°C  
Evaporator water inlet +39°C, outlet +34°C

Type	Heating capacity kW	Cooling capacity kW	Line power consumption kW	COP line heat	R717 charge kg	Dry weight kg	Unit dimensions in mm			Sound level dB(A)
							L	W	H	
HeatPAC 24-W	310	263	50	6.1	29	2020	2800	1000	2000	75
HeatPAC 26-W	465	395	76	6.1	38	2230	2850	1000	2000	76
HeatPAC 28-W	620	527	101	6.1	48	2420	2900	1000	2000	77
HeatPAC 104-W	731	618	120	6.1	55	2630	3050	1000	2000	81
HeatPAC 106-W	1081	911	180	6.0	74	3300	3750	1000	2000	82
HeatPAC 108-W	1441	1216	239	6.0	87	3950	4050	1000	2000	83
HeatPAC 112-W	2075	1735	345	6.0	110	5270	5050	1000	2100	85

W = Heat pump unit water/water.

All data and nominal capacities kW at 1800 rpm.

All HeatPACs: 60 Hz or VSD operation possible.

Sound pressure levels in free field, over reflecting plane and one metre distance from the unit.

All information is subject to change without notice

**Anexo E**

# HP90 AIR / WATER - TECHNICAL DATA

UNIT SIZE			18	26	48	70	100	150
<b>USER: Heating (EN 14511 values) (A7;W80)</b>								
Nominal heating capacity (A7;W80)	(1), (6)	kW	14,8	25,0	45,2	56,5	85,0	124,3
Total Power input	(1), (2), (6)	kW	4,7	8,1	13,1	17,5	26,6	39,4
COP	(1), (6)		3,15	3,09	3,44	3,23	3,19	3,16
<b>Cool recovery version</b>								
<b>Heating + Cool recovery (EN 14511 values) (W80;W7)</b>								
Nominal heating capacity	(7)	kW	16,0	27,8	46,7	63,2	93,4	137,9
Nominal cooling capacity	(7)	kW	11,5	20,4	34,0	46,1	67,8	100,6
Total Power input	(7)	kW	4,6	7,4	12,7	17,1	25,7	37,3
TER - Total efficiency ratio			6,02	6,51	6,37	6,40	6,28	6,40
<b>Compressor</b>								
Type			Reciprocating					
Quantity/Refrigerant circuits		n° / n°	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1
Capacity steps		n°	-	-	-	-	-	-
Circuit refrigerant charge		kg	9	11	19	20	20	25
<b>Axial Fans</b>								
Quantity		n°	1	1	3	3	2	2
<b>User Side exchanger</b>								
Type			Plate exchanger					
Water flow (A7/W80)	(1)	l/h	213	360	649	812	1222	1786
Pressure drops (A7/W80)	(1)	kPa	11	14	20	20	14	13
<b>Source Side exchanger (Cold recovery version)</b>								
Type			Plate exchanger					
Water flow (W7/W80)	(7)	l/h	1982	3527	5883	7952	11720	17380
Pressure drops (W7/W80)	(7)	kPa	35,0	47,5	57,4	28,0	53,2	45,1
<b>Hydraulic module user side</b>								
Type			EC motor circulation pump					
Nominal Power input of pump		w	72	90	90	90	90	90
Available pressure head (W7/W80)	(1)	kPa	55,3	75,3	70,9	70,6	74,8	73,7
Connection			1"	1"	1"	1"1/2"	1"1/2"	1"1/2"
<b>Hydraulic module source side (Cold recovery version)</b>								
Nominal Power input of pump		w	75	190	500	1.100	1.100	1.100
Available pump pressure (W7/W80)	(1)	kPa	100,7	12,3	37,9	120,4	86,3	161,3
Connection			1"	1"	1"	1"1/2"	1"1/2"	2"

- (1) External air temperature, 7°C U.R. 87%, User side inlet-outlet water 20-80 °C
- (2) Total power input is sum of compressors and fans power input and pump, according with EN 14511
- (3) Sound power level calculated in compliance with ISO 3744
- (4) Sound pressure level at 10 m calculated in compliance with ISO 3744
- (5) Sound level at the follow conditions: External Air temperature 7°C, usere side water 20-80°C .
- (6) Values calculate in compliance with EN 14511
- (7) Source side inlet/outlet water temperatura, 12/7°C, User side inlet-outlet water 20-80 °C

This datasheet gives the characteristic data of the basic and standard versions of the series; for details refer to the specific documentation

**Anexo F**

# GAMA Multi Split e Mini VRV



Aceda aqui ao Multi Selection Tool

## UNIDADES EXTERIORES

Multi Split R-32		Preço s/IVA	Nº máximo de interiores	Potência Nom. (kW) Arref/Aquec	Etiqueta Energética Arref/Aquec
	2MXM40A	1.190 €	2	4,0/4,4	A+++/A++ dependendo das combinações
	2MXM50A	1.285 €	2	5,0/5,7	
	2MXM68A	1.670 €	2	6,8/8,6	
	3MXM40A	1.335 €	3	4,0/4,6	
	3MXM52A	1.480 €	3	5,2/6,8	
	3MXM68A	1.870 €	3	6,8/8,6	
	4MXM68A	2.205 €	4	6,8/8,6	
	4MXM80A	2.695 €	4	8,0/9,6	
5MXM90A	2.955 €	5	9,0/10,4		

Mini VRV R-410A		Preço s/IVA	Nº máximo de interiores	Potência Nom. (kW) Arref/Aquec	Alimentação elétrica
	RXYSQ4TV1	4.485 €	8	12,1/14,2	Monofásico
	RXYSQ5TV1	4.720 €	10	14,0/16,0	
	RXYSQ6TV1	5.185 €	12	15,5/ 18,0	
	RXYSQ4TV9	4.485 €	8	12,1/14,2	Monofásico
	RXYSQ4TY9	4.725 €	8	12,1/14,2	Trifásico
	RXYSQ5TV9	4.720 €	10	14,0/16,0	Monofásico
	RXYSQ5TY9	4.955 €	10	14,0/16,0	Trifásico
	RXYSQ6TV9	5.415 €	12	15,5/18,0	Monofásico
	RXYSQ6TY9	5.695 €	12	15,5/18,0	Trifásico

Caixas de Distribuição para gama Mini VRV		Preço s/IVA	
	BPMKS967A2	Caixas de distribuição 2 unidades	560 €
	BPMKS967A3	Caixas de distribuição 3 unidades	595 €

Nota: Em caso de se utilizar duas ou mais caixas BPMKS, é necessário o derivador KHRQ22M20T, pelo que deverá adicionar o respetivo preço 75€ (s/IVA).



## UNIDADES INTERIORES COMPATÍVEIS

		MULTI R-32										Mini-VRV R-410A
		Unid. exteriores	2MXM40A	2MXM50A	2MXM68A	3MXM40A	3MXM52A	3MXM68A	4MXM68A	4MXM80A	5MXM90A	RXYS(C)Q
Mural	emura	FTXJ-A	20/25/35	20/25/35/50		20/25/35	20/25/35/50					
	stylish	FTXA	15/20/25/35	15/20/25/35/42/50		15/20/25/35	15/20/25/35/42/50					20/25/35/42/50
	perfera	FTXM-R	15/20/25/35	15/20/25/35/42/50	15/20/25/35/42/50/60	15/20/25/35	15/20/25/35/42/50	15/20/25/35/42/50/60		15/20/25/35/42/50/60/71		
	comfora	FTXP-M9	20/25/35			-	20/25/35	20/25/35	-			
Chão	Chão	FVXM-F	25/35	25/35/50		25/35	25/35/50					
	perfera DE CHÃO	FVXM-A	(20/25/35)	(20/25/35/50)	-	(20/25/35)*	(20/25/35/50)*	-				
Conduta	Baixa pressão estática	FDXM-F9	25/35	25/35/50	25/35/50/60	25/35	25/35/50	25/35/50/60				
	Média pressão estática	FBA-A9	-		35/50/60	35	35/50	35/50/60			35/50/60/71	
	Chão	FNA-A9	-		25/35/50/60	25/35	25/35/50	25/35/50/60				
Cassete	60 x 60 4 vias	FFA-A9	-	25/35/50	25/35/50/60	25/35	25/35/50	25/35/50/60				
	Round Flow	FCAG-B	-		35/50/60	35	35/50	35/50/60			35/50/60/71	
Horizontal à vista	Teto	FHA-A9	-		35/50/60	35	35/50	35/50/60			35/50/60/71	

Nota: Tabela de combinações possíveis nas páginas 119 e 120.

\* No caso da combinação 3MXM40A e 3MXM52A, o comprimento máximo da tubagem da instalação deve ser limitado a 30 metros.

## **Anexo G**

# Bombas de Calor Compress 6000

Bombas de calor reversíveis, inverter

Refrigerante R410A

Ligação hidráulica entre a unidade interior e a exterior

Fácil instalação



## Unidades Exteriores

Modelo	Classe eficiência energética		Potência máx. (aquec./arrefec.) kW *	Alimentação elétrica	Código	Código barras	P.V.P. € s/IVA
	a 35 °C	a 55 °C					
<b>AW-9s</b> 9 kW <sup>(a)</sup>			9 / 9,3	monofásica (230V/1F/50Hz)	8.738.205.062	4.054.925.236.972	<b>4.900</b>
<b>AW-13s</b> 13 kW <sup>(a)</sup>			13 / 11,1	monofásica (230V/1F/50Hz)	8.738.206.675	4.054.925.806.113	<b>6.275</b>
<b>AW-13t</b> 13 kW <sup>(a)</sup>			13 / 11,1	trifásica (400V/3F/50Hz)	8.738.205.063	4.054.925.236.989	<b>6.575</b>
<b>AW-17t</b> 17 kW <sup>(a)</sup>			17 / 11,9	trifásica (400V/3F/50Hz)	8.738.205.064	4.054.925.236.996	<b>7.175</b>

<sup>(a)</sup> Aquecimento: A+7/W35 de acordo com a EN14511

## Características técnicas

Modelo		AW-9s	AW-13s	AW-13t	AW-17t
<b>COP / EER *</b>		5,09 / 3,64	4,90 / 3,23	4,90 / 3,23	4,82 / 3,28
<b>Nível pressão sonora a 1m de distância</b>	dB	40	40	40	40
<b>Nível sonoro **</b>	dB	56	55	55	53
<b>Limite funcionamento (temp.<sup>a</sup> do ar)</b>					
<b>aquecimento</b>	°C	-20 a +35	-20 a +35	-20 a +35	-20 a +35
<b>arrefecimento</b>	°C	+15 a +45	+15 a +45	+15 a +45	+15 a +45
<b>Temp<sup>a</sup> de impulsão (mín./máx. aquec./máx A.Q.S.)</b>	°C	7 / 60 / 62	7 / 60 / 62	7 / 60 / 62	7 / 60 / 62
<b>Dimensões alt. x larg. x prof.</b>	mm	1390 x 930 x 440	1680 x 1200 x 580	1680 x 1200 x 580	1680 x 1200 x 580
<b>Peso total</b>	Kg	75	130	130	132
<b>Peso equipamento/ painéis laterais</b>	Kg	60 / 15	109 / 21	109 / 21	111 / 21
<b>Ligações interior / exterior</b>	polegadas	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1
<b>Qt Refrigerante</b>	Kg	2,35	3,3	3,3	4,0
<b>Equivalente CO<sub>2</sub> total</b>	t	4,91	6,89	6,89	8,35

As bombas de calor Junkers ar/água contém gás refrigerante R410A com GWP=2088 num circuito hermeticamente fechado.

\* Aquecimento: A+7/W35 de acordo com a EN14511. Arrefecimento: A35/W18 De acordo com a EN14511.

\*\*Nível sonoro de acordo com EN 12102

## **Anexo H**

# Ecodan 4kW Monobloc Air Source Heat Pump with Thermal Store

QUHZ-W40VA / EHPT20Q-VM2EA

The Ecodan QUHZ system combines a 4kW outdoor unit with a 200 litre Thermal Store and is the ideal plug and play heating and hot water solution for properties with a low space heating requirement.

With very low market leading noise levels for its class and highly efficient hot water generation due to its unique CO<sub>2</sub> (R744) system design, this compact space saving product is capable of providing instantaneous hot water and removes the risk of legionella.



## Solution Key Features

- Self contained system, only requires water connections and can be powered via the Thermal Store
- No need for gas supply, flues or ventilation
- Low maintenance and very quiet operation
- Operates with outside temperatures as low as -15°C
- Simple grid connection as classified as Connect & Notify<sup>\*1</sup>
- Capable of being used in domestic hot water generation mode only
- MELCloud Wi-Fi connectivity and energy monitoring as standard
- Optimised low ambient defrost control and operation

## Outdoor Unit Key Technical Features

- Dimensions HxWxD (mm): 715 x 809 x 300<sup>\*2</sup>
- Sound Pressure Level at 1m: 43 dBA
- ErP: A+ (55°C)
- Powered via Indoor Unit (20A breaker)
- Recommended pipe size: 15mm
- Nominal flow rate: 6L/min

SYSTEM PRICE		INDOOR UNIT			Price (£)
Ref Code	Description	Dimensions (H x W x D)	Breaker (A) <sup>*3</sup>	Pipe Size (mm) <sup>*4</sup>	
293998	4kW R744 1PH Mono ASHP Low GWP & 200L Thermal Store Cylinder Pkg	1600 x 595 x 680	20	22	4,781

INCLUDED COMPONENTS		
Type	Description	Thermal Store
Electrical	Wi-Fi Ready System Controller	●
	Wi-Fi Interface	●
	Thermal Store Upper & Lower Water Temperature Thermistor	●
	Flow & Return Water Temperature Thermistor	●
	Flow Water Temperature Thermistor	●
	DHW Supply Temperature Thermistor	●
Mechanical	Magnetic Filter	●
	Insulated Flexible Connection Pipes	●
	Flow Sensor (x3)	●
	Heating Circulating Pump	●
	Thermal Store Circulating Pump	●
	3-Way Motorised Diverter Valve	●
	Primary Expansion Vessel	●
	DHW Plate Heat Exchanger	●
	Primary System Pressure Gauge	●
	Filling Loop	●
	Automatic Air-Vent	●
	Drain Valve	●
	Strainer Valve	●
Primary Pressure Relief Valve	●	
Tundish	●	

<sup>\*1</sup> ENA database reference: HP\_606. <sup>\*2</sup> exc. grille or pipe cover. <sup>\*3</sup> Recommended breaker rating for indoor unit. <sup>\*4</sup> Indoor unit flow & return pipe size.

# Ecodan 5kW Monobloc Air Source Heat Pump

## PUZ-WM50VHA(-BS)



### Solution Key Features

- Self-contained unit, only requiring water & electric connections
- No need for gas supply, flues or ventilation
- Low maintenance and quiet operation
- Operates with outside temperatures as low as -20°C
- Maintains rated heating capacity down to -7°C
- Simple grid connection as classified as Connect & Notify<sup>\*1</sup>
- Hybrid function, for use with conventional boilers
- MELCloud Wi-Fi connectivity and energy monitoring as standard
- Multiple unit cascade function
- Optimised low ambient defrost control and operation

### Outdoor Unit Key Technical Features

- Dimensions HxWxD (mm): 943 x 950 x 330<sup>\*2</sup>
- Sound Pressure Level at 1m: 47 dBA
- ErP: A+++ (35°C)
- Breaker: 230VAC, 16A
- Recommended pipe size: 22mm
- Nominal flow rate: 14L/min

SYSTEM PRICE		INDOOR UNIT			
Ref Code <sup>*3</sup>	Description	Dimensions (H x W x D)	Breaker (A) <sup>*4</sup>	Pipe Size (mm) <sup>*5</sup>	Price (€) <sup>*3</sup>
Standalone					
499285 (499286)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Low GWP Standalone Pkg	422 x 393 x 87	Via ODU or 16	-	2,926 (3,020)
499686 (499687)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & FTC2BR Flow Temperature Controller Pkg	278 x 336 x 69	Via ODU or 16	-	2,650 (2,744)
Packaged					
499287 (499463)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 200L Packaged Cylinder Pkg	1600x 595 x 680	10 & 16	28 / 22	5,327 (5,421)
Pre-Plumbed					
612777 (613568)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 150L Pre-Plumbed Small Slimline Cylinder Pkg	1516 x 676 x 654	16 & 16	22 / 22	4,901 (4,995)
613569 (613570)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 170L Pre-Plumbed Small Slimline Cylinder Pkg	1690 x 676 x 654	16 & 16	22 / 22	4,974 (5,068)
613571 (613572)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 150L Pre-Plumbed Small Std Cylinder Pkg	1131 x 730 x 756	16 & 16	22 / 22	4,787 (4,881)
613573 (613574)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 170L Pre-Plumbed Small Std Cylinder Pkg	1257 x 730 x 756	16 & 16	22 / 22	4,857 (4,951)
613575 (613576)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 210L Pre-Plumbed Small Std Cylinder Pkg	1509 x 730 x 756	16 & 16	22 / 22	4,927 (5,021)
Versatile					
685353 (685582)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 180L Versatile Slimline Cylinder Pkg	1712x 475+02 <sup>*6</sup> x 589.5	16 & 16	22 / 22	4,538 (4,632)
685583 (685584)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 210L Versatile Slimline Cylinder Pkg	2025 x 475+02 <sup>*6</sup> x 589.5	16 & 16	22 / 22	4,595 (4,689)
685585 (685586)	5kW R32 1Ph Mono ASHP Std & 210L Versatile Std Cylinder Pkg	1495 x 550 x 651	16 & 16	22 / 22	4,501 (4,595)

INCLUDED COMPONENTS						
Type	Description	Packaged	Pre-plumbed	Versatile	Standalone FTC6	Standalone for BEMS
Electrical	Immersion Heater	●	●	●		
	Wi-Fi Interface	●	●	●	●	
	Flow & Return Water Temperature Thermistor	●	●	●	●	●
	Flow Temperature Controller	●	●	●	●	
	DHW Upper & Lower Water Temperature Thermistor	●	●	●		
	DHW Water Temperature Thermistor		●	●	●	●
	BEMS System Controller		●			●
Mechanical	Plate Heat Exchanger	●	●			
	Coil Heat Exchanger		●	●		
	Primary Circulating Pump, DHW Circulating Pump		●	●		
	Heating Circulating Pump, Low Loss Header		●	●		
	3-way Motorised Diverter Valve	●	●	●		
	Scale Trap	●	●	●		
	Primary System Pressure Gauge, Automatic Air-Vent, Filling Loop, Drain Valve	●	●	●		
	DHW Drain Valve	●	●	●		
	G3 compliance kit (DHW Expansion Vessel, Pressure Reducing Valve, Temperature / Pressure Relief Valve, Expansion Relief Valve, Tundish, Strainer & Check Valve)	●	●	●		
	Magnetic Filter, Insulated Flexible Connection Pipes, Flow Sensor	●	●	●		●

<sup>\*1</sup> ENA database reference: HP\_607. <sup>\*2</sup> exc. grille. <sup>\*3</sup> Coastal outdoor unit reference code & price in brackets. <sup>\*4</sup> Recommended breaker rating for indoor unit & Immersion heater.

<sup>\*5</sup> Indoor unit flow & return pipe size (Heating/DHW). <sup>\*6</sup> Temperature and Pressure Relief Valve.

## **Anexo I**

Technical information

## Practical Application of Refrigerant R600a Isobutane in Domestic Refrigerator Systems



Refrigerant R 600a, or isobutane, is a possible replacement for other refrigerants, which have high impact on the environment, in domestic refrigerators. It has zero ozone depletion potential ODP and a neglectible global warming potential GWP. Furthermore it is a substance which is a part of petrol gases from natural sources. The refrigerant R 600a has been in use in the past, in refrigerators up to the 40's, and has now again found a wide use in domestic refrigerators and freezers in Europe, especially in Germany, where more than 90% of refrigerators are manufactured using R 600a as refrigerant. Because of the availability of isobutane all over the world it has been discussed widely for CFC replacement. Isobutane R 600a is a possible refrigerant for this application, with good energy efficiency, but with a very different characteristic in several points, which implies the design to be made or adopted for this refrigerant. Special care has to be taken to the flammability of isobutane.

## 1 Refrigerant

The properties of R 600a differ from other refrigerants commonly used in household applications, as shown in table 1. This leads to a different design of details in many cases.

Table 1: Refrigerant data comparison

Refrigerant	R 600a	R 134a	R 12
Name	Isobutane	1,1,1,2-Tetrafluoro-ethane	Dichloro-difluoro-methane
Formula	$(CH_3)_3CH$	$CF_3-CH_2F$	$CF_2Cl_2$
Critical temperature in °C	135	101	112
Molecular weight in kg/kmol	58.1	102	120.9
Normal boiling point in °C	-11.6	-26.5	-29.8
Pressure at -25 °C in bar (absolute)	0.58	1.07	1.24
Liquid density at -25 °C in kg/l	0.60	1.37	1.47
Vapour density at $t_0$ -25/+32 °C in kg/m <sup>3</sup>	1.3	4.4	6.0
Volumetric capacity at -25/55/32 °C in kJ/m <sup>3</sup>	373	658	727
Enthalpy of vaporisation at -25 °C in kJ/kg	376	216	163
Pressure at +20 °C in bar (absolute)	3.0	5.7	5.7

## 1.1 Pressure

The first large difference between R 600a and R 134a or R 12, is found in the pressure level, which is lower, e.g. at  $-25^{\circ}\text{C}$  evaporating roughly 55 % of R 134a or 45 % of R 12. In connection with this the normal boiling point is at 15 K or 18 K higher respectively. This leads to operating pressures being very much lower than previously common. Evaporators of household refrigerators will thus operate below normal atmospheric pressure.

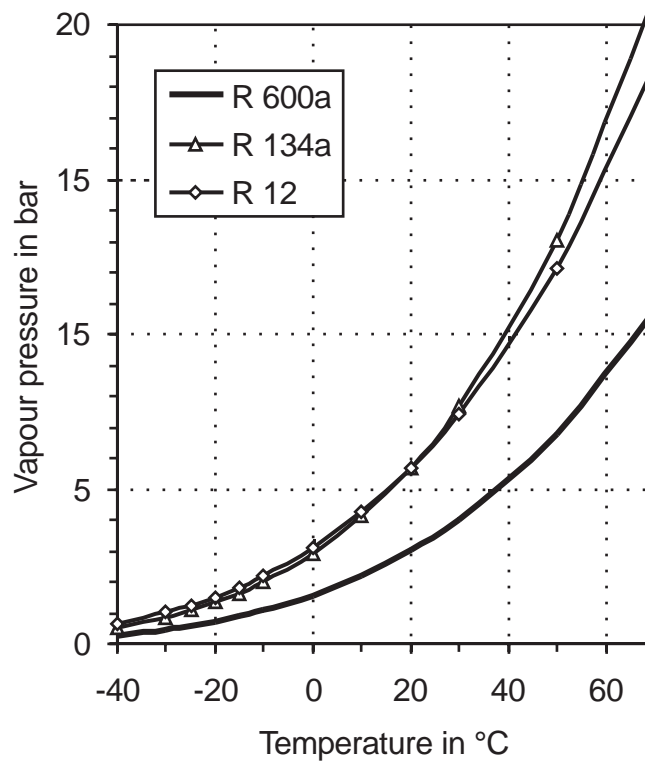


Figure 1: Vapour pressure of different refrigerants versus temperature

## 1.2 Capacity

The low pressure level is connected to a relatively high critical temperature. This gives a good cooling capacity even at high condensing temperature.

R 600a has roughly 50 % of R 12 or 55 % of R 134a volumetric capacity at  $55^{\circ}\text{C}$  condensing temperature, as seen in figure 2. Because of this the necessary compressor swept volume will be up to 2 times the swept volume used for R 12.

The volumetric cooling capacity is a value calculated from suction gas density and enthalpy difference of evaporation. The compressor capacity characteristics, in terms of capacity over evaporating temperature, are close to those of the other refrigerants, as shown in figure 3.

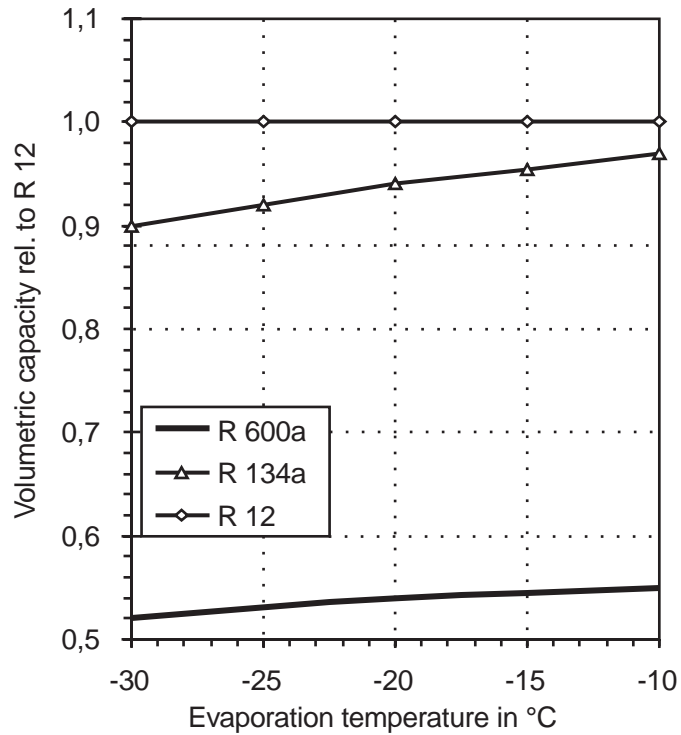


Figure 2: Volumetric capacity of R 600a and R 134a, relative to R 12, over evaporation temperature, at 55 °C condensing and 32 °C suction gas temperature, no subcooling

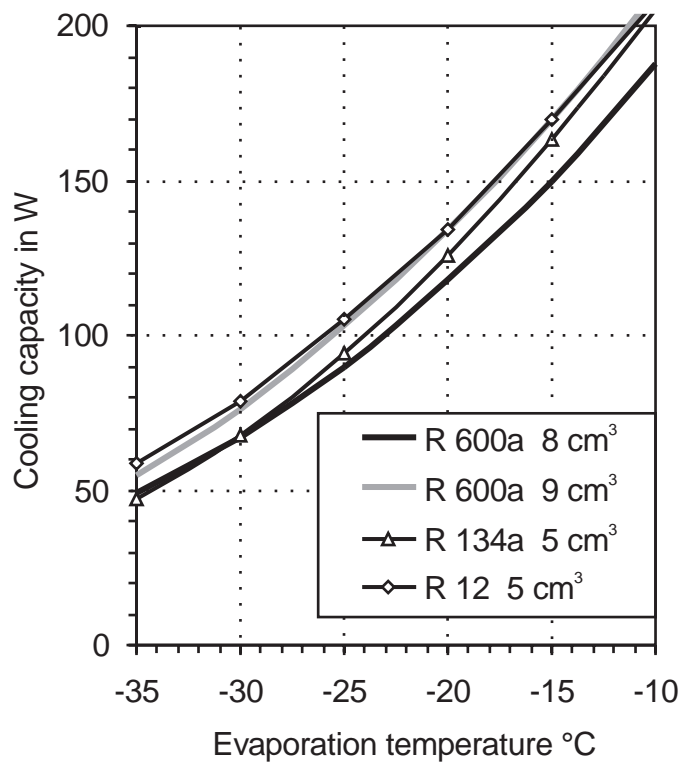


Figure 3: Cooling capacity versus evaporating temperature with different refrigerants

**Anexo J**

**Series 4, Freestanding Fridge-freezer  
(Bottom freezer), 186 x 70 cm,  
Stainless steel look  
KGN46XL30Z**



**A++**

- **XL size:** provides lots of space for your food.
- **Perfect Fit:** place your fridge right next to walls and other appliances to save space.
- **LED light:** illuminates the refrigerator evenly without glare, for the life of the appliance.
- **VarioZone:** more flexibility due to variable-use glass shelves and drawers in the freezer compartment.
- **EasyAccess Shelf:** retractable glass shelf for convenient loading and unloading and a perfect view.

**Technical data**

Built-in / Free-standing : Free-standing  
 Number of compressors : 1  
 Number of independent cooling systems : 2  
 Width of the appliance : 700 mm  
 Height : 1860 mm  
 Depth of the product : 670 mm  
 Net weight : 82.6 kg  
 Door panel options : Not possible  
 Door hinge : Right reversible  
 Number of Adjustable Shelves in fridge compartment : 3  
 Shelves for Bottles : Yes  
 Interior ventilator : No  
 Reversible Door Hinge : Yes  
 Length electrical supply cord : 240 cm  
 Noise level : 40 dB(A) re 1 pW  
 Multi-Flow Air Tower : Yes  
 Fast cooling switch : Yes  
 Fast freezing switch : No  
 Temperature Controlled Drawer : No  
 Humidity Control Drawer : Yes  
 Number of Door Bins - Refrigerator : 3  
 Door bin adjustability - Refrigerator : Yes  
 Tilt-out door bins in fridge : Yes  
 Gallon Storage : Yes  
 Number of Gallon storage : 1  
 Motorized Shelf : No  
 Material of the shelves : Safety glass  
 Door opened indicator freezer : No  
 Automatic motor-driven ice-maker : No  
 Connection Rating : 100 W  
 Fuse protection : 10 A  
 Frequency : 50 Hz  
 Storage Period in Event of Power Failure (h) : 20 h  
 Main colour of product : Inox-look  
 Door panel options : Not possible  
 Noise level : 40 dB(A) re 1 pW  
 Energy efficiency rating : A++  
 Energy consumption annual - NEW (2010/30/EC) : 288.00 kWh/annum  
 Refrigerator Net capacity - NEW (2010/30/EC) : 280 l  
 Freezer Net capacity - NEW (2010/30/EC) : 105 l  
 Freezing capacity) - NEW (2010/30/EC) : 15 kg/24h  
 Energy Star Qualified : No  
 Plug type : South Africa plug  
 Required cutout/niche size for installation (in) : x x  
 Dimensions of the packed product : 75.78 x 29.92 x 30.11  
 Net weight : 182.000 lbs  
 Gross weight : 196.000 lbs

**Included accessories**

3 x egg tray  
 1 x ice cube tray with lid



## **Series 4, Freestanding Fridge-freezer (Bottom freezer), 186 x 70 cm, Stainless steel look KGN46XL30Z**

### **Consumption**

- Energy efficiency class: A++
- Energy efficiency class: A++ (288 kWh per year). Actual energy consumption will depend on how the appliance is used and where it is located.
- Total net capacity: 385 litres
- Noise level dB(A) re 1 pW: 40

### **Design**

- Doors Stainless steel look doors, side panels Pearl grey (VZF 07127)
- vertical door handle
- LED with Soft Start in fridge section

### **Comfort and Safety**

- Frost free - never again defrosting
- Twin in-door LED electronic control
- Supercool function
- Superfreeze Function
- Optical and acoustic warning system

### **Fridge Section**

- Net capacity refrigeration zone: 280 l
- Multi Airflow-System
- Air Fresh Filter

### **Freshness System**

### **Freezer Section**

- Net freezer capacity 105 litres
- Freezing capacity: 15 kg in 24 hours
- Storage time in power failure: 20 Hours

### **APPLIANCE DIMENSION**

- Dimensions: H 186 cm x L 70 cm x D 67 cm

### **TECHNICAL INFORMATION**

- Door right hinged, reversible
- Height adjustable front feet, roles in the back
- Climate Class SN-T
- Connected load 100 W
- Rated Voltage 220 - 240 V

### **Standard Accessories**

- 3 x egg tray, 1 x ice cube tray with lid

### **Country Specific Options**

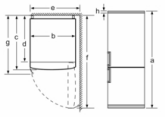
- Gross capacity, total: 415 l
- Gross capacity cooling 287 l
- \*\*\*\* freezer 128 l (-18°C and below)
- Based on the results of the standard 25-hour test. Actual consumption depends on usage/position of the appliance.

### **ENVIREMENT AND SAFETY**

### **INSTALLATION**

### **General Information**

## Series 4, Freestanding Fridge-freezer (Bottom freezer), 186 x 70 cm, Stainless steel look KGN46XL30Z



Appliance name	a	b	c	d	e	f	g	h
KGN 46 (Outer handle)	1860	700	670	590	740	1310	710	12
KGN 46 (Inner handle)	1860	700	670	590	710	1310	670	12
KGN 49 (Outer handle)	2030	700	670	590	740	1310	710	12
KGN 49 (Inner handle)	2030	700	670	590	710	1310	670	12

Description	a	b	c	d	e	f	g	h
Height								
Width								
Depth with door closed, without handle								
Cabinet depth								
Width with door opened to 90°								
Depth with door opened, without handle								
Depth with door closed, with handle								
As gap for installation in recess or fixed cabinet								

measurements in mm