



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Estudo da bomba de calor - Fluidos de trabalho e eficiência energética

Miguel Vicente Duarte

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Luís Carlos Carvalho Pires
Co-orientador: Prof. Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves

Covilhã, Outubro de 2013

Dedicatória

Aos meus pais, irmão e amigos,
pessoas que despertam o que de melhor há em mim.

“Scientia et Labore Altiora Petimus”

Lema da Universidade da Beira Interior

Agradecimentos

A realização deste trabalho só foi possível graças à contribuição individual de um conjunto de pessoas. Quero então expressar a minha gratidão àqueles cujo esforço contribuiu de alguma forma para a realização deste trabalho.

Em primeiro lugar, gostaria de exprimir a minha profunda gratidão aos meus orientadores, o Professor Doutor Luís Carlos Carvalho Pires e o Professor Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves, pela amabilidade com que sempre me receberam, confiança com que sempre me distinguiram, disponibilidade e orientação que sempre me ofereceram e conhecimentos que me transmitiram.

Quero também deixar um muito obrigado ao Professor Doutor Pedro Nuno Dinho Pinto da Silva, responsável do Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor da Universidade da Beira Interior, por ter cedido o acesso às instalações do laboratório e aos equipamentos necessários para o desenvolvimento do estudo experimental.

Agradeço também ao Sr. João Correia, técnico do Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor da Universidade da Beira Interior, pela acessibilidade, disponibilidade e auxílio dispensado durante a preparação da unidade experimental.

Gostaria ainda de deixar uma palavra de apreço ao Sr. Rui Carvalho, técnico que auxiliou a substituição do fluido refrigerante.

Aos colegas e amigos que me apoiaram durante este meu “curto” percurso académico pela UBI, e especialmente durante a realização deste trabalho, aqui lhes deixo um especial agradecimento pela boa disposição e palavras de motivação.

Por fim, agradeço aos meus pais, todos os esforços que fizeram para me proporcionar este momento, o carinho e força com que sempre me apoiaram. Ao meu irmão, agradeço a energia e apoio que sempre demonstrou e os maus momentos que me aturou.

Resumo

Tem-se verificado nos últimos anos um aumento das preocupações relacionadas com as consequências do efeito antropogénico no ambiente. Como consequência dessa relação tem resultado, por exemplo, o aumento da temperatura média global à face do Planeta Terra. A utilização de equipamentos de refrigeração por compressão de vapor, nas suas múltiplas aplicações, tem dado um importante contributo no referido impacto no ambiente. Efectivamente, os fluidos refrigerantes empregues nesses sistemas apresentam características que os tornam nocivos para o ambiente. Em particular, contribuem para a destruição da camada de ozono e para o aumento do efeito de estufa. Com o objectivo de mitigar esses efeitos existe legislação que regula a utilização dos fluidos refrigerantes e promove a sua substituição por outros mais *amigos* do ambiente. No presente trabalho é abordada a substituição de um fluido refrigerante do tipo HCFC, R-409A, por outro mais recente do tipo HFC, R-437A. O trabalho incluiu um estudo experimental realizado numa unidade de refrigeração por compressão de vapor que foi testada com ambos os fluidos. Foram realizados ensaios para uma diversificada gama de condições. O estudo teve como principal propósito avaliar o comportamento de cada um dos dois fluidos, por forma a perceber a relevância da substituição. Concluiu-se que os fluídos apresentam, para as condições estudadas, desempenhos energéticos e exergéticos idênticos, pelo que se assume como aconselhável a referida substituição.

Palavras-chave

Refrigeração por compressão de vapor, Fluidos refrigerantes, *ODP*, *GWP*, Eficiência energética e exergética.

Abstract

There has been in recent years an increase of concerns over the consequences of the anthropogenic effect on the environment. As a result this relationship has led, for example, to increase the overall average temperature on the surface of the Earth. The utilization of the vapor compression refrigeration equipments in its many applications, has given one important contribution to the environmental impact referred. Effectively, the refrigerants utilized in this type of systems show characteristics that makes them harmful for the environment. In particular, they contribute to the ozone layer depletion and for the increase of global warming. With the objective to mitigate these effects there are legislation that regulates the utilization of the refrigerants and promote its substitution for others more environmental friends. In the present work it is discussed the substitution of one refrigerant of type HCFC, R-409A, by other more recent of type HFC, R-437A. The work includes one experimental study in a vapor compression refrigeration unit that has been tested with both refrigerants. There has been realized tests for one diverse range of conditions. The study had as principal purpose to evaluate the comportment of each other of the refrigerants, in order to understand the relevance of the substitution. It was concluded that the refrigerants present, for the studied conditions, identical energy and exergy performance. Hence, it is assumed that it would be advisable the proposed substitution.

Keywords

Vapour compression refrigeration, Refrigerants, ODP, GWP, Energy and Exergy Efficiency.

Índice

Dedicatória	ii
Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Abstract	v
Índice	vi
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xiv
Lista de Acrónimos	xvii
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1. Perspetiva geral	2
1.2. O problema em estudo e sua relevância	7
1.3. Revisão bibliográfica	10
1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação	15
1.5. Visão geral da organização da dissertação	17
Capítulo 2 - Refrigeração	19
2.1. História da refrigeração	20
2.2. Tipos de refrigeração	23
2.2.1. Refrigeração por compressão de vapor	25

2.2.2.	Refrigeração por absorção (ARS)	26
2.2.3.	Refrigeração a ar	28
2.2.4.	Refrigeração a jato de gás	29
2.2.5.	Refrigeração termoelétrica	31
2.2.6.	Refrigeração termoacústica	33
2.2.7.	Refrigeração utilizando uma liga de hidreto de metal	35
2.2.8.	Refrigeração magnética	37
2.3.	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (CRVC)	39
2.3.1.	Apresentação geral do ciclo de refrigeração por compressão de vapor	39
2.3.2.	Análise energética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor	44
2.3.3.	Análise exergética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor	51
2.4.	Sistemas de refrigeração por compressão de vapor	58
2.4.1.	Aplicações	58
2.4.2.	Componentes	59
2.4.3.	Sistemas físicos	62
2.5.	Nota conclusiva	64
Capítulo 3 - Fluidos refrigerantes		65
3.1.	Caracterização dos fluidos refrigerantes	66
3.1.1.	Características gerais de um fluido refrigerante	66
3.1.2.	Propriedades dos fluidos refrigerantes	67
3.2.	Fluidos refrigerantes e a sua evolução	81
3.3.	Classificação dos fluidos refrigerantes	88

3.3.1.	Os halocarbonetos	88
3.3.2.	Os hidrocarbonetos	89
3.3.3.	Os compostos orgânicos	90
3.3.4.	As misturas azeotrópicas	91
3.3.5.	As misturas zeotrópicas ou <i>blends</i>	91
3.4.	Substituição de fluidos refrigerantes	93
3.4.1.	Diferentes abordagens da substituição	93
3.4.2.	Substituição dos fluidos refrigerantes mais utilizados	94
3.4.3.	Recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes	98
3.5.	Nota Conclusiva	99
Capítulo 4 - Estudo experimental		100
4.1.	Unidade experimental	100
4.1.1.	Caracterização/apresentação da unidade	100
4.1.2.	Fluido refrigerante e a sua substituição	104
4.2.	Estudos/ensaios realizados	108
4.3.	Resultados e discussão	112
4.3.1.	Análise da evolução do ciclo termodinâmico	112
4.3.2.	Análise da variação da temperatura da água no evaporador e no condensador	118
4.3.3.	Análise energética (COP)	122
4.3.4.	Análise exergética (η_{ex})	125
4.4.	Nota conclusiva	129

Capítulo 5 - Conclusão	132
5.1. Recapitulação	132
5.2. Trabalho futuro	133
Bibliografia	135

Lista de Figuras

1.1.	Previsão da evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050 (cenário de referência).	4
1.2.	Previsão da evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050 (cenário traçado pelo IEA após aplicação das medidas excepcionais).	5
2.1.	Esquema representativo do funcionamento de uma máquina de refrigeração.	24
2.2.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor.	25
2.3.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por absorção (ARS).	27
2.4.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração a ar, ou ciclo de Brayton inverso.	28
2.5.	Esquema representativo de um sistema de refrigeração a jato de gás.	31
2.6.	Vista em corte de um sistema básico de refrigeração termoelétrica.	32
2.7.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração termoacústica.	35
2.8.	Esquema representativo do princípio de operação de um sistema de refrigeração a MH (metal hydride).	37
2.9.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração magnética.	38
2.10.	(a) Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor ideal, (b) ciclo no diagrama (T,s), e (c) ciclo no diagrama (p,h).	40
2.11.	Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor real, e (b) respetivo diagrama (T,s).	42
2.12.	(a) Diagrama (T,s) de um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor em que são aplicadas as técnicas de subarrefecimento e sobreaquecimento, e (b) representação no diagrama (p,h).	44

2.13.	Esquema simplificado do compressor considerado para o balanço de massa e de energia.	45
2.14.	Diagrama (T,s) de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que utiliza um compressor adiabático.	47
2.15.	Esquema simplificado considerado para o balanço de massa e energia no condensador, i.e., um permutador de calor (fluido refrigerante/água).	47
2.16.	Esquema simplificado do dispositivo de expansão considerado para o balanço de massa e energia.	48
2.17.	Esquema simplificado considerado para o balanço de massa e energia no evaporador, i.e., um permutador de calor (fluido refrigerante/água).	49
3.1.	Matriz de classificação de fluidos refrigerantes quanto à segurança da sua utilização.	68
3.2.	Triângulo que exprime a relação entre a constituição química, a inflamabilidade, a toxicidade e o tempo de permanência na atmosfera dos fluidos refrigerantes orgânicos.	70
3.3.	Triângulo que exprime a relação entre a constituição química e o ODP dos fluidos refrigerantes orgânicos.	73
3.4.	Triângulo que exprime a relação entre a constituição química e o GWP dos fluidos refrigerantes orgânicos.	74
3.5.	Esquema simplificado para análise do conceito TEWI.	76
3.6.	Nótula histórica da evolução e utilização de fluidos refrigerantes.	87
4.1.	Esquema representativo do sistema bomba de calor.	102
4.2.	Fotografia da instalação bomba de calor.	104
4.3.	Fotografia do dispositivo banho térmico.	104
4.4.	Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-409A.	114
4.5.	Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-437A.	115

4.6.	Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-409A.	116
4.7.	Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-437A.	117
4.8.	Variação da temperatura da água no evaporador em função da respetiva temperatura de admissão geral (T_A).	119
4.9.	Variação da temperatura da água no condensador em função da respetiva temperatura de admissão geral (T_A).	120
4.10.	Variação da temperatura da água no condensador em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	121
4.11.	Variação da temperatura da água no condensador em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	121
4.12.	Variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Frigorífica) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).	123
4.13.	Variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Bomba de Calor) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).	123
4.14.	Variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	124
4.15.	Variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	125
4.16.	Variação da $\eta_{ex,MF}$ (Eficiência Exergética da Máquina Frigorífica) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).	126
4.17.	Variação da $\eta_{ex,BC}$ (Eficiência Exergética da Bomba de Calor) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).	127
4.18.	Variação da $\eta_{ex,MF}$ (Eficiência Energética da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	128
4.19.	Variação da $\eta_{ex,BC}$ (Eficiência Energética da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).	129

Lista de Tabelas

1.1.	Tabela de comparação entre os objetivos a curto e longo prazo, relativos à redução das emissões de gases causadores do efeito de estufa, a que os países pertencentes à OCDE se propõem cumprir.	6
2.1.	Tabela de comparação entre as características dos sistemas de refrigeração em paralelo e sistemas individuais.	63
3.1.	Tabela de classificação dos fluidos refrigerantes, de acordo com o seu GWP.	75
3.2.	Tabela de apresentação de algumas das características (ODP, GWP e ciclo de vida) e período de phase-out relativos a algumas das famílias de fluidos refrigerantes.	88
3.3.	Tabela de apresentação de algumas das propriedades de vários fluidos refrigerantes, recolhidas em <i>data cheats</i> de fluidos refrigerantes comercializados por diversas empresas.	92
3.4.	Tabela de apresentação dos fluidos refrigerantes alternativos (a curto e longo prazo) que melhores características apresentam para substituição dos compostos CFC's e HCFC's, tendo em conta as características do sistema de refrigeração e respetiva aplicação prática do mesmo.	95
4.1.	Tabela de comparação das propriedades dos fluidos refrigerantes (R-409A e R-437A). Fontes: <i>DuPont</i> - Suva MP and R-409A Refrigerant Blends e <i>Linde</i> - folha de produto R-437A.	105
4.2.	Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-409A (caudal de fluido refrigerante constante).	109
4.3.	Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-437A (caudal de fluido refrigerante constante).	110
4.4.	Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-409A (temperatura da água de admissão geral constante).	110
4.5.	Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-437A (temperatura da água de admissão geral constante).	111

Lista de Símbolos

A	Secção	$[m^2]$
c_p	Calor específico	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$
E	Energia	[kJ]
\dot{E}	Taxa de energia	[W]
\dot{E}_x	Potência exergética	[W]
g	Aceleração da gravidade	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
H	Entalpia	[kJ]
h	Entalpia específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
\dot{m}	Caudal mássico	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
P	Potência	[W]
p	Pressão	[Pa]
ppm	Parte por milhão	$\left[\frac{mg}{litro}\right], \left[\frac{mg}{kg}\right]$
Q	Calor	[kJ]
\dot{Q}	Potência térmica ou calorífica	[W]
S	Entropia	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$
s	Entropia específica	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$
\dot{S}	Taxa de entropia	$\left[\frac{kJ}{K \cdot s}\right]$
T	Temperatura	[K]
u	Energia interna específica	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
v	Volume	$[m^3]$
V	Velocidade	$\left[\frac{m}{s}\right]$

\dot{V}	Caudal volumétrico	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$
W	Trabalho	[kJ]
\dot{W}	Potência mecânica	[W]
z	Altura	[m]

Símbolos Gregos

β	Emissões de dióxido de carbono	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right]$
η	Eficiência	
ρ	Densidade	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
τ	Tempo por revolução no wattímetro	$\left[\frac{\text{s}}{\text{rev}} \right]$
v	Volume específico	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
ψ	Função de Darrieus	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

Índices Inferiores

0	Estado ambiente ou morto
12	Processo entre os estados 1 e 2
1, 2, 3 e 4	Estados do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração
A, B e C	Estados da água na instalação de refrigeração
ac	Acústico
BC	Bomba de calor

bomb	Bomba
comp	Compressor
cond	Condensador
dest	Destruição
dispexp	Dispositivo de expansão
elect	Elétrica
ene	Energético
evap	Evaporador
ex	Exergético
F	Fria
ger	Gerada
i	Estado inicial
in	Entrada ou “Input”
isen	Isentrópico
med	Médio
MF	Máquina Frigorífica
out	Saída ou “Output”
Q	Quente
R	Refrigeração
ref	Fluido refrigerante
rev	Reversível
sis	Sistema
T	Turbina
vc	Volume de controlo

Lista de Acrónimos

AB	Alquibenzenos
ANSI	American National Standards Institute
ARS's	Absorption Refrigeration System
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASTM	American Society of Testing and Materials
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado
CFC's	Clorofluorcarbonetos
COP	Coeficient of Performance
CRCV	Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor
EVP	Éteres de polivinil
GEE	Gases de Efeito de Estufa
GWP	Global Warming Potential
HC's	Hidrocarbonetos
HCFC's	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC's	Hidrofluorcarbonetos
HFO's	Hidrofluorooleofinas
HOC	Heat Of Combustion
IEA	International Energy Agency
JNT	Japanese National Team
LFL	Lower Flammability Limit
MH	Metal Hydride
OCDE	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico

ODP	Ozone Depletion Potential
OM	Óleos Minerais
PAG	Polialquilenoglicol
PFC's	Perfluorcarbonetos
POE	Poliól ésteres
ppm	Partes Por Milhão
PTN	Condições Normais de Pressão e Temperatura
SI	Sistema Internacional
TEAP	Technology & Economic Assessment Panel
tep	Tonelada Equivalente de Petróleo
TEWI	Total Equivalent Warming Potential
TLV	Threshold Limit Value
UBI	Universidade da Beira Interior
UE	União Europeia
UNEP	United Nations Environment Programme

Capítulo 1

Introdução

A refrigeração é uma área multidisciplinar da ciência e engenharia que se dedica ao estudo, projeto e construção de equipamentos capazes de promover o efeito de refrigeração (i.e., o processo de remoção de energia térmica de um espaço confinado, por forma a reduzir ou manter a temperatura do conteúdo desse espaço).

O desenvolvimento e construção dos sistemas de refrigeração convencionais e ar-condicionado (i.e., sistemas que operam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor) são considerados por vários autores da especialidade, como uma das importantes descobertas da engenharia, no século XX. A atual distribuição espacial (localização) e elevado número de aplicações (i.e., climatização, aquecimento de águas sanitárias, conservação de alimentos, etc.) dos sistemas de refrigeração convencionais e ar-condicionados são as aplicações mais relevantes. A utilização dos sistemas de refrigeração trouxe conforto ao homem no seu quotidiano, promovendo assim uma melhoria da sua qualidade de vida. Com o passar dos anos a utilização de sistemas de refrigeração adquiriu uma elevada importância na vida do homem, podendo considerar-se atualmente esses sistemas como um bem imprescindível para a humanidade.

Para se conseguir realizar o processo de refrigeração será necessária, na maior parte das tecnologias associadas, a presença de um fluido de trabalho ou fluido refrigerante. O fluido refrigerante surge como um meio transportador de energia, possibilitando a absorção de energia térmica no local a refrigerar e a sua libertação no local a aquecer. A evolução da refrigeração fez-se acompanhar por uma evolução dos fluidos refrigerantes utilizados, representando a assinatura do protocolo de Montreal e Quioto os principais marcos históricos nesta área. Atualmente continua a procura de novos fluidos refrigerantes, sendo o objetivo da pesquisa a diminuição do seu impacto no ambiente e o aumento da eficiência de transporte energético.

No presente trabalho serão abordadas as diferentes técnicas de refrigeração conhecidas. Posteriormente será discutida a história e evolução da utilização de fluidos refrigerantes e respetivas aplicações. Neste contexto, será estudada a eficiência energética e exérgica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, através da utilização e ensaio experimental de dois fluidos refrigerantes de diferentes gerações. Pretende-se com a realização dos ensaios experimentais perceber se a evolução dos fluidos refrigerantes, que visa a diminuição do impacto dos fluidos refrigerantes no ambiente, é acompanhada pelo aumento ou diminuição

do consumo energético específico do sistema de refrigeração, tendo em conta as condições de trabalho impostas.

1.1. Perspetiva geral

A sustentabilidade energética apresenta-se como um dos grandes desafios da humanidade para este século. O *InterAcademy Council* (IAC) define no seu relatório *InterAcademy Council (2007)* o conceito de sustentabilidade energética como o imperativo em garantir energia suficiente para atender às necessidades energéticas futuras de toda a população mundial. Para se conseguir atingir este objetivo, o IAC propõe a aplicação de uma estratégia que visa a intervenção em três áreas distintas. Em primeiro lugar, devem ser tomadas medidas que promovam a preservação da integridade dos ecossistemas naturais, incluindo a prevenção e minimização das alterações climáticas (i.e., a regulação das emissões de gases poluentes causadores do efeito de estufa e/ou destruidores da camada de ozono). Na segunda área de intervenção, o homem deve procurar medidas que promovam o acesso aos serviços básicos de energia elétrica a mais de 2 biliões de pessoas em todo o mundo (i.e., em países de terceiro mundo). Na terceira e última área de ação, pretende-se a adoção de medidas que conduzam à diminuição da insegurança e do risco de um potencial conflito geopolítico, que poderá resultar de um crescimento abrupto do consumo dos recursos energéticos fósseis, desigualmente distribuídos pelo planeta.

A evolução demográfica e a industrialização dos países em desenvolvimento são os dois fatores apontados e que podem vir a colocar em risco a capacidade do homem em atingir a sustentabilidade energética no médio prazo.

A Organização das Nações Unidas (ONU) publicou no seu relatório *World population to 2300 (2004)*, que a população mundial em 2000 rondava os 6,1 milhar de milhão de pessoas. Ainda neste relatório, são apresentados três possíveis cenários que exprimem a evolução da população mundial até 2050. Se se considerar o caso mais desfavorável (i.e., o caso em que a tendência de crescimento da população mundial se mantém igual à dos últimos 50 anos), crê-se que a população mundial atingirá as cerca de 10,6 milhar de milhão de pessoas até o ano de 2050, representando um crescimento de 74% em 50 anos.

A relação entre o crescimento da população mundial e a industrialização dos países em desenvolvimento é também abordada no relatório *World population to 2300 (2004)*. Segundo a ONU, a taxa de crescimento populacional é mais elevada nos países em desenvolvimento, sendo a “emancipação” das mulheres nas sociedades modernas apontada como o principal fator causador da diminuição da taxa de natalidade nos países desenvolvidos. Deve também ter-se em consideração o facto de que os países que atualmente se encontram em desenvolvimento industrial e económico (i.e., os que apresentam maior taxa de crescimento

populacional) são os mais populosos, como por exemplo, a China, a Índia, o Brasil, o México, a Turquia, a África do Sul, entre outros.

Morais (2011) refere que 50% do consumo de energia mundial é realizada pelo bilhão de pessoas mais rico e 4% pelo bilhão de pessoas mais pobre. Se se considerarem apenas os dois países mais populosos do mundo (China e Índia), países que se encontram em desenvolvimento industrial, estes albergam atualmente cerca de 40% da população mundial. No entanto, o respetivo consumo de energia primária ronda os 25% do total de energia primária mundialmente consumida. Estimativas publicadas no World Energy Outlook (2009) prevêem que o consumo de energia primária da China e Índia venha a atingir os 40% do total de energia primária mundialmente consumida, antes de 2030.

Assim sendo, de acordo com as estimativas de evolução demográfica e aumento da industrialização dos países em desenvolvimento referidas nos parágrafos anteriores, poder-se-á prever um aumento significativo do consumo energético mundial durante as próximas décadas. A BP (*British Petroleum*) publicou no seu relatório anual Statistical Review of World Energy Full Report (2012), que o consumo mundial de energia primária cresceu cerca de 227% (2,3 vezes) entre 1965 e 2012, encontrando-se em 2012 nos 12 275 Mtep (tonelada equivalente de petróleo). Isto significa que o consumo mundial de energia primária mais que duplicou em 44 anos. Caso o aumento do consumo de energia primária se mantenha, tudo indica que em 2050 ultrapasse os 18 000 Mtep.

O crescimento mundial da procura de energia conduzirá ao aumento do preço da mesma, situação que a longo prazo se poderá tornar “insustentável”, especialmente para os países que se encontram em desenvolvimento.

Em 2011, cerca de 88% da energia primária mundialmente consumida derivou dos combustíveis fósseis, tal como refere Moraes (2011). Olhando novamente para a tendência de crescimento da população mundial e o desenvolvimento de determinados países, estes números tornam-se assustadores pois a sociedade atual encontra-se dependente de recursos cujo esgotamento se prevê a médio prazo.

De acordo com o InterAcademy Council (2007), alguns dos fatores que poderão inverter a tendência de aumento do consumo dos combustíveis fósseis são: a pressão sobre as reservas (i.e., a escassez), a pressão sobre os preços e o incentivo à aposta nas energias alternativas. O incentivo à produção de energia alternativa torna-se cada vez maior, devido à diminuição do preço da tecnologia utilizada e à imposição de sanções aos países que não reduzam a sua dependência dos combustíveis fósseis. O objetivo destas políticas visa a redução as emissões de gases poluentes causadores do efeito de estufa (Gases de Efeito de Estufa - GEE).

O aumento da procura e consumo de combustíveis fósseis conduzirá ao aumento da emissão de gases poluentes para a atmosfera. Em 2011, o total de emissões de GEE para a atmosfera rondava as 34 giga toneladas equivalentes de CO₂. Entre 1964 e 2011 (i.e., em 46 anos), o valor das emissões de GEE para a atmosfera cresceu cerca de 191% (1,9 vezes), tal como é referido no Statistical Review of World Energy Full Report (2012).

Atualmente são estimados, de acordo com o World Energy Outlook (2009) publicado pela International Energy Agency (IEA), diversos cenários referentes à evolução da curva das emissões de GEE para a atmosfera, durante as próximas décadas. Caso não sejam adotadas medidas excepcionais de prevenção e redução das emissões de GEE, estas poderão chegar aos 70 giga toneladas equivalentes de CO₂, mesmo antes de 2050, representando um crescimento das emissões de GEE da ordem dos 40% em 45 anos. Este cenário, considerado pelo IEA como o cenário de referência, pode ser observado na Figura 1.1.

Pode igualmente observar-se a previsão da evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050 para o cenário de referência traçado pela IEA. As diversas fontes de emissões de GEE consideradas e respetivas percentagens relativas ao ano de 2005 são: os compostos fluorados (HFC's, PFC's e SF₆) - 1%; o óxido nitroso (N₂O) - 8%; o metano (CH₄) - 15%; outros gases resultantes do cultivo intensivo da terra e desflorestação (LULUCF - *Land Use, Land-Use Change and Forestry*) - 9% e o dióxido de carbono libertado durante o processo de produção de energia elétrica - 64%. Ao analisar o gráfico deve ter-se em atenção o facto de que a sequência descendente de tipos de emissões de GEE presente na legenda corresponde à sequência descendente de apresentação de dados no gráfico.

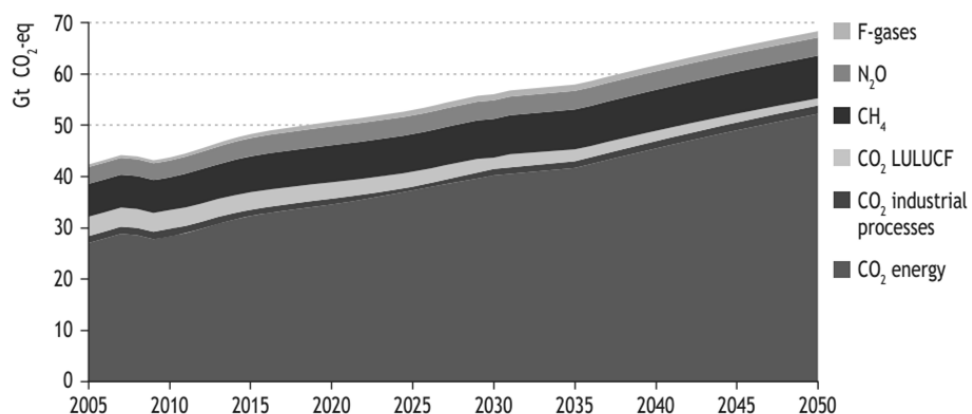


Figura 1.1 - Previsão da evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050 (cenário de referência). Fonte: IEA (2009).

No entanto, a aplicação de medidas excepcionais poderá permitir o recuo do valor de emissões destes gases abaixo dos registados em 2011.

No relatório World Energy Outlook (2009), a IEA expõe algumas medidas excepcionais que irão permitir a diminuição das emissões de GEE, nomeadamente, o aumento da eficiência energética dos sistemas de produção e utilização final de energia elétrica, o aumento da produção de energia através de fontes renováveis, a utilização de biocombustíveis, o aumento da produção de energia em centrais nucleares e a captura e armazenamento de carbono. A aplicação de medidas que visam o aumento da eficiência energética nos sistemas de produção e utilização final de energia elétrica conduzirá também à diminuição do consumo de energia mundial.

Ainda no relatório World Energy Outlook (2009), a IEA apresenta outro cenário referente à evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050. Este cenário, considerado pelo IEA como o cenário traçado após aplicação das medidas excepcionais, pode ser observado na Figura 1.2. Ao analisar o correspondente gráfico deve ter-se em atenção o facto de que a sequência descendente de tipos de emissões de GEE presente na legenda corresponder à sequência descendente de apresentação de dados no gráfico.

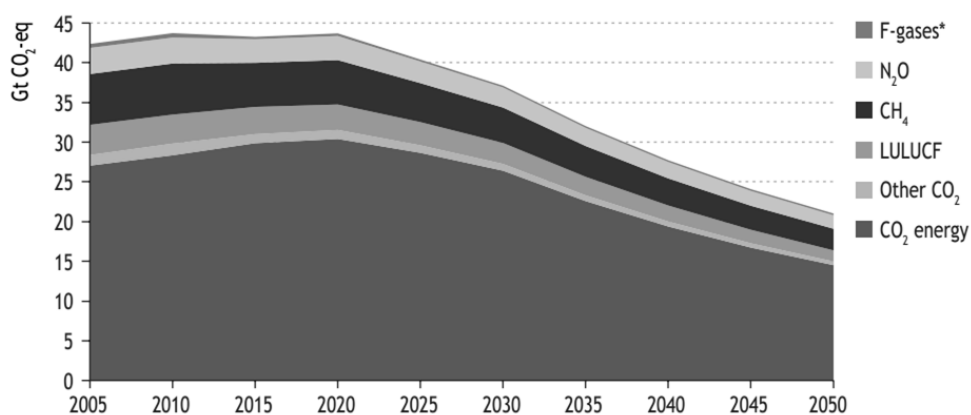


Figura 1.2 - Previsão da evolução da curva das emissões mundiais de GEE, por tipo de fonte, entre 2005 e 2050 (cenário traçado pelo IEA após aplicação das medidas excepcionais). Fonte: IEA (2009).

Segundo o modelo apresentado na Figura 1.2, o valor atual de emissões mundiais de GEE encontra-se num período de estagnação, aproximando-se dos 43 giga toneladas equivalentes de CO₂. A partir de 2020, pressupõem-se uma diminuição gradual das emissões de GEE, impulsionada pela aplicação de legislação que inclua as medidas excepcionais anteriormente abordadas. A aplicação de medidas excepcionais para prevenção da emissão de GEE encontra-se atualmente em curso, sendo a União Europeia (UE) pioneira nesta área. Estima-se que a redução de emissões de GEE entre 2020 e 2050 ronde os 50%, recuando as emissões para níveis iguais aos registados no início deste século.

Em Portugal, entre 1995 e 2010, verificou-se um aumento das emissões de gases utilizados em equipamentos de ar condicionado (i.e., fluidos refrigerantes) de 66 para 1 232 milhares de toneladas equivalentes de dióxido de carbono, ou seja, aumentou quase 20% em 5 anos.

Convém salientar que esta fração de gases representa apenas 2% do total de emissões de GEE em Portugal, tal como é referido pela LUSA (2013).

De acordo com Morais (2011), a UE apresenta-se como a região mundial (conjunto de países) que maior esforço tem realizado para conseguir atingir os objetivos acordados em protocolos internacionais, como são os casos dos Protocolos de Montreal e Quioto. Para conseguir atingir os objetivos propostos, a UE tem vindo a publicar diversas diretivas aplicáveis nas áreas da energia e emissão de GEE. A publicação do Livro Verde em 2006 representou um dos grandes esforços da UE, contendo esse documento a estratégia europeia para promoção da sustentabilidade energética, competitividade e segurança.

Em diretivas posteriores, a UE comprometeu-se a cumprir três objetivos até 2020: reduzir as emissões de GEE em 20%, reduzir o consumo de energia elétrica em 20% e aumentar a quota de energia produzida através de fontes renováveis para os 20% do total de energia primária consumida. Posteriormente foram já definidas pela UE novas metas a longo prazo, a cumprir até 2050: reduzir as emissões de GEE em 60%, reduzir o consumo de energia elétrica em 40% e aumentar a quota de energia produzida através de fontes renováveis para os 33% do total de energia primária consumida.

Na Tabela 1.1, podem observar-se os objetivos a curto e longo prazo, relativos à redução das emissões de GEE, propostos por alguns dos países ou conjunto de países pertencentes à OCDE (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico), tal como é referido no relatório World Energy Outlook (2009).

Tabela 1.1 - Tabela de comparação entre os objetivos a curto e longo prazo, relativos à redução das emissões de gases causadores do efeito de estufa, a que os países pertencentes à OCDE se propõem cumprir. Fonte: IEA (2009).

País/Região	Objetivos	Curto prazo 2020 (em relação a 1990)	Longo prazo 2050
Austrália		-3%	n.a.
Canada		+24%	n.a.
Estados Unidos da América		-4%	n.a.
Islândia		-15%	-50% a -75%
Japão		-25%	-60%
México		n.a.	-50%
Noruega		-30% (referência não especificada)	-100%
Nova Zelândia		-10% a -20%	-50%
Suíça		-20%	n.a.
União Europeia		-20%	-60% a -80%

Da análise da Tabela 1.1, destaque para a UE, Japão e Nova Zelândia, que elevam a fasquia bem alto, propondo reduções das emissões de GEE a longo prazo na ordem dos 50 a 100% (em relação a 2009).

Por outro lado, os países que atualmente se destacam como maiores consumidores de energia primária *per capita* do mundo (Estados Unidos da América e Canada), optam por não traçar metas referentes à emissão de GEE a longo prazo.

1.2. O problema em estudo e sua relevância

Tem-se assistido nos últimos anos a uma crescente procura de sistemas de refrigeração que operando um ciclo de refrigeração por compressão de vapor são utilizados para climatização de ambientes interiores (ar-condicionados habitacionais e em automóveis), aquecimento de águas sanitárias (em edifícios habitacionais e de prestação de serviços) e conservação de alimentos (refrigeração e congelamento). Principalmente utilizados nos países desenvolvidos, estes sistemas permitem o aumento da qualidade de vida das pessoas, proporcionando-lhes conforto e comodidade no seu dia-a-dia e preservação da saúde pública.

Os sistemas de refrigeração consomem grandes quantidades de energia elétrica, contribuindo assim, significativamente para os custos de operação das empresas que necessitam diariamente de grandes quantidades de “frio” e gastos das famílias que utilizam estes sistemas para aquecimento/arrefecimento habitacional.

De acordo com o relatório publicado pela Enerdata (2012b), o setor dos edifícios (habitação e prestação de serviços) foi responsável pelo consumo de cerca de 40% do total de energia final consumida na UE em 2010. A participação do setor industrial no consumo final de energia diminuiu significativamente, de 34% para 25% entre 1990 e 2010, enquanto no setor dos transportes aumentou dos 26% em 1990 para 32% em 2010.

Na indústria, a utilização de sistemas de refrigeração pode atingir os 85% do consumo total de energia da empresa, dependendo este valor do setor de atividade da empresa em questão. No relatório apresentado pelo State Government of Victoria (2009), são descritos alguns índices de consumo referentes à quantidade de energia elétrica gasta nos sistemas de refrigeração, em relação ao total de energia consumido pela empresa. Por exemplo, na indústria de processamento de leite, 25% do total de energia consumida é utilizada por sistemas de refrigeração; 35% na indústria da produção de cerveja; 40% na indústria de produção de doces; 50% na indústria de produção de refeições frias; 60% na indústria de produção de alimentos congelados e 85% na indústria de conservação.

A aplicação de melhores técnicas nos sistemas de refrigeração atualmente comercializados pode conduzir a uma redução entre 15 a 40% do consumo de energia das instalações. Permitindo assim a poupança de energia nas empresas, a redução da respetiva fatura

energética e a diminuição dos custos estabelecidos sobre as emissões de GEE. Por outro lado, a aplicação de novas técnicas nos sistemas de refrigeração irá permitir a prevenção mais eficaz das fugas de fluido refrigerante, logo uma redução das emissões de fluido refrigerante.

Tal como já foi referido anteriormente, o setor dos edifícios foi responsável pelo consumo de cerca de 40% da energia final consumida na UE em 2010. Desta porção de energia, cerca de 68% é utilizada para aquecimento/arrefecimento do ambiente interior, 12% para aquecimento de águas sanitárias, 7,5% para sistemas frigoríficos e congeladores (ou combinados), 4% para cozinhar e 7,5% para iluminação e restantes equipamentos elétricos, tal como é referido no relatório publicado pela Enerdata (2012a).

A necessidade de aquecimento/arrefecimento habitacional varia de acordo com o clima existente na região/país onde o edifício se encontra. Por exemplo, nos países nórdicos (Finlândia, Irlanda, Dinamarca, Noruega e Inglaterra) é requerida uma maior quantidade de energia para aquecimento, embora nos países do sul (Chipre, Malta, Bulgária, Croácia, Itália, Espanha e Portugal) a quantidade de energia utilizada para produzir frio tenha vindo a aumentar significativamente nos últimos anos.

Por outro lado, de acordo com o relatório publicado pela Enerdata (2012a), têm-se assistido nos últimos anos a uma diminuição do consumo de energia para aquecimento/arrefecimento do ambiente interior de edifícios e aquecimento de águas sanitárias. Estima-se que este decréscimo se deva à aplicação das normas a nível Europeu (UE), capazes de promover a redução dos consumos energéticos das habitações.

Em Portugal, foram criados diversos regulamentos que regem a construção dos edifícios, para que estes possam ser classificados de acordo com o respetivo consumo energético. O conjunto de regulamentos técnicos criados, RCCTE, DL 80/2006 - Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (aplicável especificamente aos edifícios de habitação), RSECE, DL 79/2006 - Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (aplicável aos edifícios de serviços), e SCE, Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do ar Interior nos Edifícios (aplicável a ambos) define regras e métodos para verificação da aplicação efetiva destes regulamentos às novas edificações, bem como, numa fase posterior aos imóveis já construídos.

Uma das medidas propostas diz respeito à substituição dos tradicionais equipamentos de aquecimento (caldeiras elétricas, a gás ou diesel) pelos sistemas de refrigeração que operando um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (ar-condicionado), permitam usufruir das opções de aquecimento e arrefecimento num único sistema (bomba de calor).

Outra vantagem que advém da utilização dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, neste caso operando como bomba de calor, diz respeito à elevada eficiência de

conversão de energia (COP) entre 4 a 6 unidades, o que significa que por cada kJ de energia elétrica fornecida ao equipamento, resultam entre 4 a 6 kJ de energia térmica. Por outro lado, a eficiência da conversão de energia no sistema de aquecimento elétrico é praticamente igual a 1, o que significa que por cada kJ de energia elétrica fornecida ao equipamento, resulta apenas cerca de 1 kJ de energia térmica (efeito de Joule), ou menos se utilizarmos sistemas de aquecimento a gás ou diesel.

São atualmente comercializadas diversas tipologias de sistemas de refrigeração por compressão de vapor (ar-condicionado), sendo os sistemas individuais (de baixas potências) maioritariamente utilizados no setor habitacional e os sistemas centralizados (de potências mais elevadas) no setor dos edifícios de serviços.

Nas duas últimas décadas, têm-se assistido a um aumento da aplicação de sistemas de refrigeração por compressão de vapor na Europa. De acordo com o relatório International Energy Agency (2003), registou-se um crescimento de 700% (7 vezes) no número de aparelhos de ar-condicionado utilizados em habitações europeias, entre 1990 e 2000. Estimativas apontam para que em 2030 o número de sistemas de refrigeração por compressão de vapor montados na UE seja 30 vezes superior ao valor registado em 1990, 1,2 milhões de equipamentos. Prevê-se, também, um aumento significativo do consumo de energia elétrica e emissões de GEE (relacionados com a queima dos combustíveis fósseis para produção da energia elétrica e também devido a fugas de fluidos refrigerantes).

Os sistemas de ar-condicionado aplicados em automóveis não devem ser esquecidos. Torna-se pois necessário analisar a evolução do parque automóvel mundial. Previsões apontam para um crescimento considerável do parque automóvel mundial, impulsionado pelo crescimento da frota automóvel comercializada nos países em desenvolvimento (China, Índia e outros), que andarão perto dos 100 milhões por ano.

Entre 1991 e 2006 o número de veículos ligeiros a circular nas estradas da UE aumentou cerca de 40%, existindo em 2006 cerca de 450 veículos ligeiros por cada 1000 habitantes, tal como é referido no relatório publicado pela Enerdata (2012c). Previsões indicam que esta tendência de crescimento deva manter-se durante a próxima década, embora a um ritmo mais lento.

Segundo Calm e Didion (1998), a utilização massiva de sistemas de refrigeração por compressão de vapor levanta importantes questões ambientais, nomeadamente, o facto de uma grande parte dos fluidos refrigerantes atualmente utilizados serem constituídos por cloro e fluor (i.e., compostos CFC's e HCFC's). A libertação acidental de compostos clorados provoca a destruição da camada de ozono da estratosfera enquanto a libertação de fluorados provoca a contribuição para efeito de estufa.

A aplicação de regulamentação internacional e comunitária na área (de que são exemplos, o Protocolo de Montreal, a norma CE 2037/2000, o Protocolo de Quioto e a norma CE 842/2006) promove a utilização de fluidos refrigerantes mais amigos do ambiente, permitindo a preservação da integridade do planeta (i.e., a prevenção contra as alterações climáticas e aumento da temperatura média do globo terrestre). Recorde-se apenas que a temperatura média da superfície da Terra aumentou 0,7 °C nos últimos 150 anos, tal como é referido no relatório publicado pela Eurostat (2009).

É pois no sentido de dar um contributo nesse domínio que se encontra a motivação do presente trabalho, através do estudo energético e exerético do ciclo termodinâmico refrigeração por compressão de vapor de dois fluidos refrigerantes de diferentes gerações.

Pretende-se com este estudo analisar a viabilidade da substituição do fluido refrigerante R-409A (HCFC) por aquele que é apontado pela empresa *DuPont* como o seu substituto, o R-437A (HFC). A análise de viabilidade da substituição requer o estudo da quantidade de energia consumida pelo sistema para “produção” de uma igual potência de refrigeração ou de aquecimento.

O presente trabalho inclui um estudo experimental recorrendo a um sistema didático do tipo bomba de calor, existente no laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor da Universidade da Beira Interior, e respetiva análise do ciclo termodinâmico para os dois fluidos refrigerantes testados (R-409A e o R-437A).

1.3. Revisão bibliográfica

Na secção que agora se inicia far-se-á a uma revisão bibliográfica elaborada no âmbito do presente estudo e que permite o seu enquadramento no contexto de investigações anteriores.

Assim sendo, de seguida serão apresentados alguns trabalhos em que foi investigada a evolução e utilização de novos fluidos refrigerantes, nomeadamente, a análise das principais características, propriedades de trabalho e impacto no ambiente.

Mandal et al. (2013) estudaram a reintegração dos fluidos refrigerantes naturais (ar, CO₂ e amónia) como alternativa de substituição dos fluidos refrigerantes halogenados. O baixo custo e o reduzido impacto ambiental são apresentados como os principais fatores que tornam os fluidos refrigerantes naturais as alternativas mais interessantes. Embora existam atualmente sistemas já a operar com fluidos refrigerantes naturais, os autores crêem que ainda existe muito trabalho de investigação a ser realizado neste campo. Neste trabalho são abordados alguns estudos teóricos e experimentais realizados com fluidos refrigerantes mais amigos do ambiente, por exemplo, os hidrocarbonetos (HC), os hidrofluorcarbonetos (HFC) e respetiva mistura, com o objetivo de serem utilizados como alternativas de substituição a longo prazo. De acordo com os resultados obtidos, e tendo em conta a melhor performance apresentada

pelos diversos fluidos refrigerantes estudados, as misturas de HC e o R-152a são considerados os substitutos mais adequados para o R-12 e o R-134a em aplicações de refrigeração doméstica. O R-290, R-1270, R-290/R-152a, R-744 e as misturas de HC/HFC são considerados os fluidos refrigerantes mais promissores a longo prazo para substituir o R-22 em aplicações de ar-condicionado e bombas de calor. O R-123 é considerado o fluido refrigerante que maior viabilidade apresenta para substituição do R-11, R-12 e R-22 em aplicações de refrigeração. O R-152a e as misturas de HC são considerados as opções mais viáveis para aplicação em sistemas de ar-condicionado automóvel.

Bolaji et al. (2013) classificam os fluidos refrigerantes naturais como ideais para operar em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Os autores classificam este conjunto de fluidos como a família de fluidos refrigerantes mais amigável ao ambiente, pois apresentam uma baixa contribuição para o efeito de estufa, não intervindo na destruição da camada de ozônio. Segundo os autores, atualmente, os fluidos refrigerantes HFC's são apontados como os substitutos imediatos para os fluidos refrigerantes CFC's e HCFC's, utilizados em sistemas de ar-condicionado, devendo ser utilizados durante o período de desenvolvimento e maturação da tecnologia que emprega fluidos refrigerantes naturais. Benhadid-Dib et al. (2012) realizaram uma breve descrição da evolução da utilização de fluidos refrigerantes, abordando os principais acontecimentos que marcaram esta evolução. Neste trabalho é analisado o impacto ambiental provocado pela utilização de fluidos refrigerantes halogenados, sendo sugerida a substituição gradual destes fluidos refrigerantes por outros mais amigáveis ao ambiente, nomeadamente, os HFO's e fluidos refrigerantes naturais. Segundo os autores, a solução futura para diminuir o índice de poluição dos fluidos refrigerantes passa pela utilização do "gás verde", gás/fluido que não contenha na sua composição átomos de cloro e fluor, não rejeitando compostos equivalentes ao CO₂ para a atmosfera (i.e., um gás cujas propriedades se assemelhem às do CO₂).

Melo (2011) analisa o impacto da substituição dos fluidos refrigerantes alternativos, tendo em conta os Protocolos de Montreal e Quioto, com destaque para os fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração doméstica e comercial leve. Este investigador pretende com o seu trabalho conhecer a tendência de abandono dos fluidos refrigerantes sintéticos e introdução dos fluidos refrigerantes naturais. Neste trabalho são também apresentados os fluidos refrigerantes que demonstram maior potencialidade para aplicação nas diversas áreas estudadas. Na fabricação de isolamentos térmicos, o ciclopentano tende a tornar-se o fluido refrigerante dominante. Na refrigeração doméstica, a tendência recai sobre o isobutano. No setor comercial leve, é atribuído destaque ao propano e ao dióxido de carbono. É também realizada uma pequena análise às condições de operação de sistemas que utilizem o propano (limitações de carga) e o dióxido de carbono (limitações de eficiência energética).

Linzmayr (2011) estuda as causas e consequências das fugas de fluidos refrigerantes halogenados em sistemas de refrigeração comercial de supermercados, bem como a respetiva relação e efeitos para a camada de ozono e efeito de estufa. Com este trabalho Linzmayer apresenta os tipos de sistemas de refrigeração e fluidos de refrigeração mais utilizados no segmento de refrigeração comercial em supermercados (CFC's e HCFC's), identificando os componentes mais suscetíveis a fugas (elementos de fixação, flanges, evaporador, tubagens e válvula de expansão), seguindo-se a estimativa da quantificação da carga de fluido refrigerante recarregada anualmente devido às perdas existentes durante as fugas. Neste trabalho são também analisadas a diminuição da capacidade de refrigeração, a diminuição eficiência energética e aumento de custos operacionais e de manutenção, causados pelas fugas de fluido refrigerante.

Bandarra (2011) descreve a evolução histórica de todos os fluidos refrigerantes alternativos, utilizados em sistemas de ar-condicionado automóvel (R-12, R-22 e R-134a) e potenciais substitutos (R-152a, R-1234yf e R-744), tendo em conta as normas aplicadas no setor. O autor procede à caracterização detalhada dos potenciais substitutos, apresentando os prós e contras da sua utilização em sistemas de ar-condicionado automóvel. Após ensaios experimentais com estes fluidos refrigerantes, o autor conclui que o R-744 (i.e., o CO₂) é o fluido refrigerante que apresenta os resultados mais interessantes, permitindo a sua utilização uma diminuição significativa do tempo de arrefecimento do interior do veículo, uma redução do consumo de combustível para a mesma carga de arrefecimento e um aumento do COP (Coeficiente de Performance) do ciclo de refrigeração.

Peixoto (2011) refere no seu trabalho a preocupação em encontrar substitutos para os fluidos refrigerantes CFC's e HCFC's e, mais recentemente, para os HFC's. O autor apresenta a assinatura dos protocolos de Montreal e Quioto como fatores impulsionadores do processo de evolução na seleção de fluidos refrigerantes, reconhecendo as preocupações das entidades competentes com os impedimentos práticos que condicionam a descontinuação da utilização dos HCFC's. Os compostos HC's, a amónia, o CO₂ e a água (i.e., o grupo de refrigerantes naturais) são apresentados como alternativas, representando a solução mais adequada ao desenvolvimento tecnológico sustentável. Outros fatores impulsionadores da utilização de fluidos refrigerantes naturais são a segurança, economia e elevada abrangência aplicacional. Peixoto apresenta como principal impedimento à utilização de fluidos refrigerantes naturais, o estado atual da tecnologia aplicada na construção dos diversos componentes integrantes dos sistemas de refrigeração.

Fujitaka et al. (2010) estudaram a possibilidade da substituição do fluido refrigerante R-410A (bastante utilizado em sistemas de ar-condicionado habitacional) pelos novos fluidos refrigerantes do tipo HFO ou misturas HFO/R-32. Os parâmetros estudados foram a compatibilidade de materiais e performance do ciclo de refrigeração (COP). Em termos de compatibilidade de materiais, os compostos HFO's apresentam um comportamento muito

idêntico ao R-410A, destacando-se apenas a não compatibilidade de óleo de lubrificação, o que poderá levar à alteração de alguns dos componentes do sistema de refrigeração. Em termos de performance do ciclo de refrigeração, os compostos HFO's apresentam uma menor performance quando comparados com o R-410A, devendo-se a perda de eficiência ao aumento da queda de pressão no sistema. Por outro lado, a mistura de componentes HFO's/R-32 (50/50%) revela uma performance do ciclo de refrigeração (COP - arrefecimento e aquecimento) muito próximos ao do ciclo do R-410A, cerca de 95% e 94% respectivamente. Segundo os autores, os compostos HFO's são considerados como possíveis substitutos do fluido refrigerante R-134a (banido na UE desde 2011), fluido refrigerante muito utilizado nos sistemas de ar-condicionado automóvel.

Jayaraj (2009) concluiu que a maior parte dos sistemas de refrigeração que operando num ciclo de refrigeração por compressão de vapor são utilizados para condicionamento do ar interior de edifícios nos países em desenvolvimento (por exemplo, a Índia), continuam atualmente a ser equipados com fluidos refrigerantes halogenados. O autor aponta as excelentes propriedades (termodinâmicas e termofísicas) e o baixo custo como os fatores impulsionadores da utilização de compostos halogenados. Contudo, Jayaraj defende a necessidade em encontrar fluidos refrigerantes alternativos, capazes de substituir os compostos halogenados, já que estes apresentam características adversas para o ambiente (i.e., participam no processo de destruição da camada de ozono e no aumento do efeito de estufa). Neste trabalho são também revistos diversos estudos experimentais e teóricos realizados com fluidos refrigerantes alternativos, nomeadamente, os HC's, os HFC's e respectivas misturas. São também abordadas as dificuldades técnicas que advêm da utilização de misturas de fluidos refrigerantes, o seu futuro e desafios. Nesse contexto são enunciados os problemas resultantes da utilização de fluidos refrigerantes mais "amigos do ambiente". O autor realiza ainda uma pequena abordagem ao processo de recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes, tendo em conta o caso da Índia.

Calm (2008) apresentou a história da evolução dos fluidos refrigerantes, desde os primórdios da refrigeração até à data do estudo, destacando os mais promissores (fluidos refrigerantes naturais). O autor divide a história da evolução dos fluidos refrigerantes em quatro gerações, definindo diversos critérios de seleção específicos que justificam a sua classificação, sendo os mais importantes, a segurança, a contribuição para a destruição de camada de ozono e o efeito de estufa. Neste trabalho são também abordadas as políticas e normas aplicadas nos setores da comercialização e consumo de fluidos refrigerantes. De acordo com Calm, o fluido refrigerante ideal deve ser aquele que apresenta um GWP_{100} (*Global Warming Potencial*) inferior a 150, devendo também ser considerado o respetivo tempo de permanência na atmosfera (neste caso 100 anos). Além destes parâmetros, o autor defende que a nova geração de fluidos refrigerantes deve apresentar uma eficiência térmica igual ou superior à dos atualmente utilizados, por forma a evitar o aumento de consumo energético do sistema

de refrigeração e consequente aumento das emissões de GEE, resultantes da queima de combustíveis fósseis. Os fluidos refrigerantes HFC's que atualmente se apresentam como alternativas, serão futuramente rejeitados por outros que apresentem melhores propriedades.

Ashford (2003) estudou a evolução, produção, consumo, emissões mundiais e concentração atmosférica dos fluidos refrigerantes R-12 (CFC), R-22 (HCFC) e R-134a (HFC). O autor apresentou diversos relatórios de organizações internacionais que utilizou como fonte de informação para o seu estudo, nomeadamente, o "*Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study*" (AFEAS), o "*United Nations Environment Programme*" (UNEP), a "*United Nations Framework Convention on Climate Change - the Rio Convention*" (UNFCCC), a "*Country data for CFCs - Russia*", o "*Country data for CFC's - China, India and Korea*" e a "*Combined Global Database for Production*".

Calm (2002) investigou as diversas causas/componentes de sistemas de refrigeração onde existem fugas de fluido refrigerante (vedantes, uniões, sistemas de purga e regime de operação), abordando a evolução e inovação técnica conseguida nesses equipamentos para prevenção e redução das emissões. Foi também estudada a curva de perda de performance do sistema de refrigeração (eficiência) resultante da perda de carga (fuga de fluido refrigerante). Por último, o autor comparou o comportamento termodinâmico e ambiental de alguns dos fluidos refrigerantes HFC's, PFC's, HC's e naturais indicados para substituição dos fluidos refrigerantes CFC's e HCFC's.

McMullan (2002) aborda os conceitos de destruição da camada de ozono e aquecimento global. O autor pretendeu com este trabalho analisar as causas e consequências da emissão de fluidos refrigerantes para a atmosfera, com o intuito de identificar e discutir medidas capazes de mitigar este problema. Para tentar reduzir as emissões de agentes poluidores, McMullan propõem a utilização de misturas de fluidos refrigerantes, podendo esta medida apresentar como consequência a perda de simplicidade no *design* e construção dos diversos componentes constituintes dos sistemas de refrigeração, dimensionados para operar com fluidos refrigerantes CFC's.

Johnson (1998) construiu um modelo computacional que lhe permite estudar as diversas fontes de emissões de fluidos refrigerantes HFC's no Reino Unido. Este modelo estimou a evolução das emissões entre 2000 e 2010, de acordo com três tipos de cenários: tendência à data do estudo, acordos voluntários para redução de fugas de fluidos refrigerantes e publicação de regulamentação abrangente que haveria de permitir a redução de fugas de fluido refrigerante. As fontes de emissões de fluidos refrigerantes HFC's estudadas dizem respeito aos setores doméstico, comercial, industrial, ar-condicionado, transportes e edifícios governamentais. De acordo com o modelo aplicado, estimou-se que o valor de emissões de fluidos refrigerantes HFC's no Reino Unido até 2010 fosse entre 2 a 4 vezes superior ao valor

verificado em 1990. Destaque para o setor do ar-condicionado, que se esperava fosse o que apresentasse maior crescimento (450% em 10 anos, o equivalente a 9000 toneladas de fluido refrigerante).

Campbell et al. (1998) desenvolveram um método que permite a quantificação da contribuição de determinado fluido refrigerante para as alterações climáticas, durante todo o seu período de vida. Atualmente é utilizado o parâmetro TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) com o objetivo de quantificar as emissões de gases refrigerantes para a atmosfera e o consumo de energia durante o período de vida útil do fluido refrigerante, devolvendo a sua aplicação um valor equivalente de emissões de CO₂. A energia utilizada durante a fabricação do fluido refrigerante não é contabilizada neste parâmetro, sob o pretexto de não ser significativa quando comparada com as emissões contempladas no TEWI. Segundo os autores, o objetivo deste trabalho foi desenvolver um método de classificação global que contemple todos os parâmetros, por forma a permitir a otimização dos processos e consequente minimização do impacto global do fluido refrigerante para o ambiente.

Cavallini (1995) analisou o *phase-out* dos fluidos refrigerantes CFC's (1995) e HCFC's (2020), acrescentando que novos fluidos refrigerantes (atualmente utilizados) poderão ser abolidos. O autor considera que a escolha do fluido refrigerante de substituição deve em primeiro lugar, assegurar o menor impacto do sistema de refrigeração para o ambiente, o que na maioria das aplicações é chamada de melhoria da eficiência energética. A indústria química tem proposto diversos produtos (i.e., gases refrigerantes sintetizados) aptos para substituições imediatas (do tipo *drop-in*) ou a longo prazo (do tipo *retrofit*) dos fluidos refrigerantes prejudiciais ao ambiente, sendo neste caso, consideradas para substituição as misturas zeotrópicas e azeotrópicas, constituídas por dois ou mais fluidos refrigerantes puros. Cavallini apresentou como principais problemas associados à utilização de misturas de fluidos refrigerantes, a compatibilidade de óleos, a elevada inflamabilidade, a perda de eficiência dos sistemas devido à *glide*, o fracionamento e a diminuição da capacidade de transferência de calor das misturas zeotrópicas. Finalmente, o autor apresentou os fluidos refrigerantes naturais (alguns hidrocarbonetos, amónia, dióxido de carbono, água e ar) como os fluidos do futuro.

1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação

Do que foi exposto nas subsecções anteriores resulta que:

A utilização de sistemas de refrigeração, que operando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor são utilizadas para promover arrefecimento ou aquecimento, tem vindo a aumentar substancialmente nos últimos anos, refletindo a melhoria dos padrões de qualidade de vida e a redução dos preços da tecnologia utilizada.

Prevê-se atualmente que a utilização de sistemas de refrigeração venha a aumentar significativamente nas próximas décadas, impulsionada pelo aumento da população mundial e pelo desenvolvimento dos países em crescimento industrial, económico e social.

Assim sendo, prevê-se também que durante as próximas décadas irá existir um crescimento do consumo de energia associado à utilização destes sistemas, bem como para fabricação, transporte e distribuição de fluidos refrigerantes, utilizados nos sistemas de refrigeração.

O aumento da utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor conduzirá a um crescimento das emissões de fluidos refrigerantes para a atmosfera, logo a uma maior degradação da camada de ozono e poluição atmosférica.

Neste contexto, diversas entidades internacionais tem unido esforços para tentar encontrar e implementar medidas capazes de inverter a tendência atualmente verificada, no que diz respeito ao consumo mundial de energia e emissão de gases poluentes. A assinatura dos Protocolos de Montreal e Quioto foram duas vitórias que vieram “forçar” um vasto leque de países, desenvolvidos e em desenvolvimento, a adotar medidas que lhes permita atingir os compromissos acordados nos Protocolos assinados.

Por exemplo, a União Europeia destaca-se mundialmente como a entidade que tem imposto metas mais restritivas nestas áreas, tendo na última dezena de anos publicado diversas diretivas onde estabelece metas relativas a consumos de energia e emissões de gases poluentes.

Para o setor da energia, a União Europeia determina que a longo prazo (até 2050) deve reduzir as emissões de GEE em 60%, reduzir o consumo de energia elétrica em 40% e aumentar a quota de energia produzida através de fontes renováveis para os 33% do total de energia elétrica consumida.

Para o setor da refrigeração, a União Europeia determina que não devem ser utilizados fluidos refrigerantes do tipo CFC e HCFC (pois provocam a destruição da camada de ozono e aumento do efeito de estufa), devendo ser adotados novos fluidos refrigerantes com baixo GWP (*Global Warming Potential*), nomeadamente os do tipo HFC, HFO, HC e fluidos refrigerantes naturais.

Assim podem definir-se de forma resumida os objetivos do presente trabalho.

Abordar as diferentes técnicas atualmente utilizadas para refrigeração, com particular incidência na técnica de refrigeração por compressão de vapor.

Estudar de modo aprofundado da técnica de refrigeração por compressão de vapor, nomeadamente, o cálculo energético e exergético, os sistemas físicos, os componentes e as aplicações.

Apresentar a evolução histórica dos fluidos refrigerantes. Classificar as diferentes gerações e famílias de fluidos refrigerantes. Analisar as características e propriedades dos fluidos refrigerantes, com principal destaque para as propriedades que definem o impacto do fluido refrigerante para o ambiente (ODP, GWP e TEWI).

Estudar as diversas alternativas de substituição de fluidos refrigerantes a curto e longo prazo para os fluidos refrigerantes mais utilizados, sendo concretamente analisada uma das hipóteses de substituição a curto prazo, a substituição do fluido refrigerante R-409A pelo R-437A.

Preparar a instalação experimental, nomeadamente a bomba de calor e o banho térmico, existentes no Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor do DEM/UBI, para realização do primeiro grupo de ensaios experimentais com o fluido refrigerante R-409A.

Realizar o primeiro grupo de estudos experimentais que permitam uma análise do comportamento da bomba de calor “carregada” com o fluido refrigerante R-409A para uma vasta gama de condições de funcionamento (variação de caudal e temperatura das fontes).

Substituir o fluido refrigerante R-409A pelo R-437A.

Realizar o segundo grupo de ensaios experimentais que permitam uma análise do comportamento da bomba de calor “carregada” com o fluido refrigerante R-437A para uma vasta gama de condições de funcionamento (variação de caudal e temperatura das fontes).

Comparar os resultados experimentais obtidos, (cálculos energético e exergéticos do ciclo de refrigeração) e apresentação das conclusões que permitam comparar o desempenho dos dois fluidos empregues no estudo experimental.

1.5. Visão geral da organização da dissertação

Compõem a presente dissertação cinco capítulos, cuja organização se descreve de seguida.

No capítulo 1 que apresenta como título “Introdução” é efetuada uma breve introdução ao tema do trabalho. Aqui é apresentada uma perspetiva geral da situação energética da sociedade atual, sendo nesse aspeto atribuído especial relevo à sustentabilidade energética, gasto de energia elétrica nas diversas aplicações dos sistemas de refrigeração e emissão de gases causadores do efeito de estufa. Neste contexto, é explicada a ligação existente entre a utilização dos diversos fluidos refrigerantes e os problemas que estes trazem para o ambiente. Procede-se, então, à definição do problema em estudo, esclarece-se a sua relevância prática e traçam-se sucintamente os objetivos do presente trabalho. É de seguida efetuada uma revisão bibliográfica que permite o enquadramento do trabalho no contexto de trabalhos anteriores.

O capítulo 2 que apresenta como título “Refrigeração” é iniciado com uma breve apresentação da história da refrigeração, seguindo-se a exposição e descrição com maior pormenor das principais técnicas utilizadas para produção de frio. De seguida é abordado o ciclo de refrigeração em estudo (i.e., o ciclo de refrigeração por compressão de vapor). Numa primeira fase, procede-se à apresentação detalhada do ciclo em estudo, seguindo-se a dedução das respetivas equações utilizadas no balanço energético e exergético do ciclo de refrigeração. Este capítulo é encerrado com uma breve descrição dos sistemas físicos de refrigeração por compressão de vapor, nomeadamente, aplicações, componentes que o podem constituir, classificação quanto ao tipo de expansão e principais configurações.

No capítulo 3 que apresenta como título “Fluidos refrigerantes” são enunciadas e analisadas as características gerais e propriedades dos fluidos refrigerantes. De seguida são abordados os principais acontecimentos que marcaram a história da evolução dos fluidos refrigerantes, com especial destaque para a legislação aplicada nesta área. Procede-se à classificação dos fluidos refrigerantes de acordo com a família a que pertencem. São também apresentados os substitutos a curto e longo prazo dos principais fluidos refrigerantes utilizados, tendo em conta o tipo de abordagem para a substituição, ou seja, se a substituição é do tipo *retrofit* ou *drop-in*. Por último, é abordada a temática da recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes.

O capítulo 4 que apresenta como título “Estudo experimental” compreende a descrição de toda a instalação experimental utilizada no âmbito do presente trabalho e fluidos refrigerantes ensaiados, substituído (R-409A) e substituto (R-437A). É feita a apresentação dos estudos experimentais realizados, nomeadamente, as condições em que decorrem os diferentes ensaios efetuados do sistema e parâmetros avaliados. São posteriormente apresentados e discutidos os resultados obtidos.

No capítulo 5 que apresenta como título “Conclusão” são revistos os objetivos propostos no âmbito do presente trabalho. Faz-se uma análise geral ao trabalho e são fornecidas algumas indicações para trabalho a desenvolver no futuro.

Capítulo 2

Refrigeração

Apresentando como base científica os princípios fundamentais da termodinâmica, a refrigeração define-se como o processo de remoção de calor a um determinado meio, seja este sólido, líquido ou gasoso, com o objetivo de diminuir a temperatura do mesmo. A refrigeração constitui uma área do conhecimento que conta já com alguns séculos de investigação e desenvolvimento, conhecidas as primeiras experiências efetuadas por William Cullen a meio do século XVIII, tal como referem Dinçer e Kanoglu (2010).

Desde então, e até hoje, tem-se assistido a inúmeras descobertas, impulsionadas pela necessidade do homem em desenvolver tecnologias que se adaptem às alterações do seu estilo de vida e sejam capazes de lhe proporcionar conforto no seu dia-a-dia.

Atualmente encontram-se disponíveis vários sistemas capazes de promover a refrigeração. O sistema mais utilizado é o “ciclo por compressão de vapor”. Neste tipo de sistema é empregue um fluido que, de modo cíclico, é submetido a processos de compressão, arrefecimento com condensação, expansão e aquecimento com evaporação. Este assunto será abordado detalhadamente mais adiante neste capítulo.

Os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados em hospitais, laboratórios, habitações, na indústria, entre outros, com o objetivo de controlar a temperatura de um determinado espaço, seja para aquecimento ou arrefecimento. O controlo da temperatura permite ao homem aumentar o seu grau de conforto e melhorar a sua qualidade de vida. Estes sistemas podem ser utilizados para promover o arrefecimento, operando como máquina frigorífica, ou o aquecimento, operando como bomba de calor. Se o sistema operar como máquina frigorífica permite, por exemplo, a conservação de alimentos (carnes, cereais, cerveja, etc.) ou a manutenção de um ambiente habitacional agradável em climas quentes do globo terrestre. Se o sistema operar como bomba de calor permite o aquecimento de fluidos utilizados na indústria ou a manutenção de um ambiente habitacional agradável em climas frios do globo terrestre, entre outros.

O processo de refrigeração pode ser natural ou mecânico. A refrigeração natural é um processo antigo, mas que ainda continua a ser praticado, particularmente em aplicações de ar-condicionado. Este consiste na circulação de ar através de blocos de gelo extraídos da natureza (i.e., gelo produzido de forma natural), daí resultando a perda de calor do ar para o gelo e conseqüente arrefecimento deste. Por outro lado, o gelo ganha energia térmica e funde, passando ao estado líquido. A refrigeração mecânica consiste na utilização de uma

substância capaz de “transportar” calor absorvido numa fonte fria (a temperatura e pressão baixas) e de o rejeitar numa fonte quente (a temperatura e pressão elevadas). Neste caso a substância transportadora de calor é designada de fluido refrigerante, ou fluido frigorigéneo.

Neste capítulo é abordado de forma lata o conceito da refrigeração e a sua evolução ao longo do tempo. São também apresentados os aspetos técnicos, operacionais e os elementos constituintes dos diversos sistemas de refrigeração. Dada a sua relevância, será dado particular destaque ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Ainda dentro desta temática, são caracterizados os refrigerantes mais utilizados atualmente em sistemas de refrigeração, os utilizados no passado e os que poderão vir a ser utilizados no futuro.

2.1. História da refrigeração

Tomando Dinçer e Kanoglu (2010) como a principal fonte de informação e orientação, segue-se uma breve descrição da evolução histórica da refrigeração.

O gelo natural foi durante vários séculos utilizado para promover o arrefecimento. Especialmente utilizado por aqueles que apresentavam um elevado estatuto na sociedade, o gelo natural era recolhido nas regiões mais frias ou obtido durante a noite, transportado e armazenado para ser utilizado em zonas ou durante períodos mais quentes.

Melo (2011) afirma que a comercialização de gelo natural foi iniciada por Frederic Tudor que, em 1806, começou a extrair gelo do rio Hudson, nos Estados Unidos da América. O comércio de gelo natural persistiu durante quase um século, tendo decaído devido à poluição das fontes de água.

Em Portugal, também se utilizava o gelo natural. Recolhido, por exemplo, na Serra da Lousã, armazenado em poços construídos para esse fim (neveiros reais) e enviado por carros de bois e barco para a Casa Real em Lisboa. Também existia a Real Fábrica de Gelo, na Serra de Montejunto.

Embora o homem dispusesse de grandes quantidades de gelo na natureza, sempre revelou o interesse em construir um equipamento que permitisse produzir gelo artificialmente. A compreensão do efeito de arrefecimento conseguido através do processo evaporativo, fenómeno que acontece espontaneamente na natureza, permitiu ao homem produzir gelo artificialmente.

A evaporação foi durante muitos anos utilizada no antigo Egipto para arrefecer jarros de água e na Índia para promover a formação de gelo. Contudo, este fenómeno apenas começou a ser estudado em meados do século XVIII. Em 1755, William Cullen, um físico escocês, conseguiu produzir frio suficiente para obter gelo, através da redução da pressão num reservatório que continha água, com a ajuda de uma bomba de ar. Isto só foi possível, pois o líquido evapora a

temperaturas mais baixas quando se encontra sujeito a menores pressões. Isto é, quanto mais baixa for a pressão do líquido, menor será a temperatura de vaporização. Por conseguinte, uma porção do líquido retira calor a outra, fenómeno que permite a evaporação de uma parte do líquido (a que recebe o calor) e o arrefecimento de outra (a que cede calor). Havia sido encontrado o princípio básico da refrigeração.

Após a descoberta de William Cullen, sucederam-se as tentativas para a criação de equipamentos capazes de aplicar os princípios físicos da refrigeração.

De acordo com Critchell e Raymond (1912), a primeira máquina patenteada, capaz de operar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor foi construída em 1834, por Jacob Perkins. Esta era constituída por quatro equipamentos (compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão), consistindo o método operativo da refrigeração na evaporação de um fluido volátil a baixa pressão. O fluido utilizado nesta máquina era um subproduto obtido através da destilação de borracha produzida na Índia, o éter.

Posteriormente, mais progressos viriam a ser conseguidos com a utilização de novas substâncias como fluidos refrigerantes. Um dos grandes avanços nesta área diz respeito à utilização de substâncias que em condições ambientais *standard* se encontram no estado gasoso, mas quando submetidas a uma pressão elevada passam ao estado líquido, como são exemplos a amónia e o dióxido de carbono.

A explicação científica para a operação de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, apenas foi conhecida após a descoberta dos conceitos introdutórios da termodinâmica. Sabe-se que os primeiros passos desta ciência foram dados por Benjamin Rumford e Humphry Davy, pioneiros no estudo da natureza do calor e Sadi Carnot, que, pelas suas descobertas inovadoras, foi considerado o pai da termodinâmica. William Thomson (Lord Kelvin), James Joule e William Rankine foram os cientistas que deram continuidade ao trabalho até então desenvolvido.

Todas as máquinas de refrigeração que surgiram após 1850 seriam classificadas de acordo com o tipo de refrigerante utilizado. Máquinas que utilizassem ar como refrigerante eram denominadas de máquinas a ar comprimido ou ar arrefecido. A primeira máquina de refrigeração deste tipo a ser comercializada foi construída e patenteada em 1950 na Inglaterra e 1951 nos EUA, por John Gorrie.

As máquinas que utilizam ar como fluido refrigerante podem dividir-se em dois tipos, as que operam em ciclo fechado e as de ciclo aberto. Nas máquinas que operam em ciclo fechado, o ar circula repetidamente dentro desta, podendo encontrar-se a uma pressão superior à atmosférica. A primeira máquina a operar em ciclo fechado foi construída na Europa em 1862, por Alexander Kirk. Nas máquinas que operam em ciclo aberto, o ar atmosférico é admitido e

arrefecido, sendo posteriormente libertado no ambiente a ser refrigerado. A primeira máquina a operar em ciclo aberto foi construída na França em 1873, por Paul Giffard, tal como é referido por Roelker (1906). Esta foi construída tendo como base teórica o conhecimento adquirido por William Thomson (Lord Kelvin) e William Rankine.

Em 1860, Ferdinand Carre, engenheiro francês, constrói a primeira máquina de refrigeração por absorção utilizando amónia como fluido refrigerante. Este tirou partido da afinidade química entre a água e a amónia para desenvolver um pequeno dispositivo capaz de arrefecer uma pequena quantidade de água. A primeira máquina de refrigeração por absorção capaz de produzir gelo em grandes quantidades foi construída em 1878 por Franz Windhausen, que possuía a particularidade de operar em contínuo, empregando ácido sulfúrico.

Segundo Woolrich (1947), a produção industrial de frio foi conseguida em 1853, por Alexander Twinning, com a construção de uma máquina que operando através de um ciclo por compressão de vapor, conseguia produzir perto de uma tonelada de gelo por dia.

Alguns anos depois, em 1868, em França, Ferdinand Carré e Charles Tellier, desenvolveram e instalaram a primeira máquina a operar segundo um ciclo por compressão de vapor, utilizando éter como fluido refrigerante. Esta máquina viria mais tarde a ser utilizada em sistemas para conservação de carnes. Posteriormente, em 1874, na Alemanha, Carl Linde dedicou o seu estudo ao ciclo por compressão de vapor, utilizando igualmente como fluido refrigerante o éter. O seu estudo incidiu sob formas de cálculo para a eficiência térmica desta máquina e na procura de soluções para a tentar melhorar. Neste caso, a máquina frigorífica seria utilizada em sistemas para conservação de cerveja.

A máquina que maior evolução experimentou durante a década de 1860 foi a máquina que operando segundo um ciclo por compressão de vapor utilizava a amónia como fluido refrigerante. Tornava-se então a amónia o refrigerante mais promissor, aquele que viria a ser mais utilizado em sistemas de refrigeração. Os maiores contributos dados no estudo desta máquina foram conseguidos por Charles Tellier e Carl Linde. Carl Linde obteve em 1876 a primeira patente para este tipo de máquina, tal como Awberry (1942) refere.

A utilização da amónia como fluido refrigerante em máquinas que operem segundo um ciclo por compressão de vapor representou um avanço tecnológico significativo, permitindo a construção de máquinas mais simples e de menores dimensões. Isto porque a amónia apresenta boas características termodinâmicas (uma larga zona bifásica) e a pressão máxima de operação do ciclo termodinâmico é de fácil obtenção. Outros fluidos haviam sido testados, nomeadamente, alguns produtos derivados de petróleo (estudados por Peter Van der Weyde), o ácido sulfúrico (estudado por Raoul Pictet) e o dióxido de carbono (estudado por Thaddeus Lowe), entre outros.

A utilização de equipamentos de refrigeração torna-se então o método preferencial para a conservação de alimentos, encontrando-se estes bastante difundidos pela indústria alimentar na Europa e Estados Unidos da América, em meados de 1890.

Desde então e até hoje, verificou-se uma enorme evolução nas características físicas dos diversos componentes da máquina de refrigeração e dos fluidos de refrigeração utilizados. O principal objetivo é conseguir melhorar a eficiência térmica da máquina (eficiência à 1ª Lei da Termodinâmica) e minimizar seu impacto no ambiente, procurando a solução que mais se adequa à utilização pretendida.

O período que compreende fim do século XX e o início do século XXI é marcado como a nova era da refrigeração, impulsionada pela descoberta de métodos inovadores neste campo. No seu estudo, Garrett e Hofler (1992) apontam dois eventos como principais impulsionadores para este acontecimento. Em primeiro lugar, a assinatura do Protocolo de Montreal e consequente abolição do consumo de clorofluorcarbonetos (CFC's), agentes causadores da destruição da camada de ozono. O segundo evento foi a descoberta dos supercondutores que operam a elevada temperatura e o desenvolvimento de circuitos eletrónicos de elevada velocidade e sua miniaturização. O desenvolvimento da eletrónica, ainda hoje se apresenta como um desafio para a refrigeração, tendo esta evoluído na procura de novos processos de refrigeração avançados para satisfazer as necessidades de refrigeração dos componentes eletrónicos. Neste contexto, tomam ênfases as técnicas de refrigeração termoacústica, termoelétrica, magnética, entre outras.

2.2. Tipos de refrigeração

Utilizando um sistema de refrigeração é possível remover calor a um ambiente que se encontre a baixa temperatura (fonte de calor ou reservatório de calor) e transferi-lo para uma fonte que apresente uma temperatura mais elevada (recetor de calor ou reservatório de calor), tal como pode observar-se na Figura 2.1. Poder-se-á então constatar que uma máquina frigorífica opera de forma inversa ao princípio de funcionamento de um motor térmico.

Se se tiver em consideração o postulado de Rudolf Clausius, percebe-se que é impossível transferir energia sob a forma de calor e de forma espontânea, de uma fonte de calor a baixa temperatura para outra que se encontre a uma temperatura mais elevada. Para que tal aconteça é necessário o fornecimento de energia ao sistema sob a forma de trabalho W (2ª Lei da Termodinâmica).

A temperatura absoluta da fonte de calor (fonte fria) é T_F e a taxa de calor retirado à mesma, denominada de potência de refrigeração \dot{Q}_F . No outro lado do sistema, a taxa de calor transferida para a fonte recetora de calor (fonte quente), à temperatura T_Q , é designada de

potência de aquecimento \dot{Q}_Q . Como é de esperar, ambos os efeitos se encontram relacionados com a potência fornecida ao sistema sob a forma de trabalho \dot{W}_{in} .

A aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica ou Princípio da conservação da energia ao sistema permite a explicação da operação em contínuo e de forma cíclica do mesmo ($\dot{W}_{in} = \dot{Q}_Q - \dot{Q}_F$).

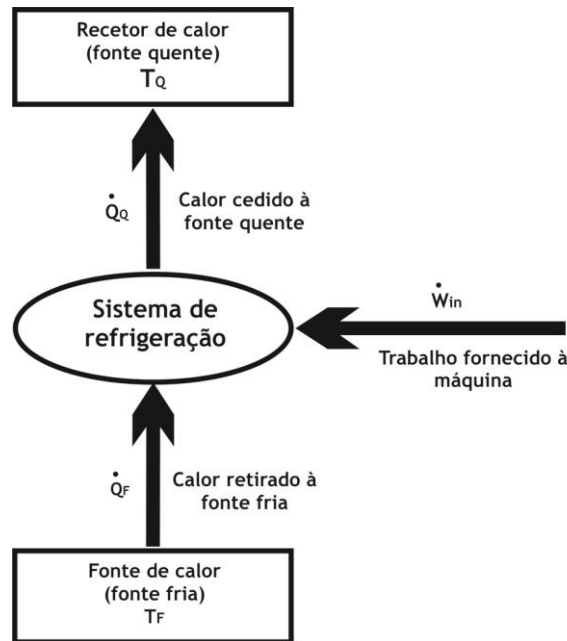


Figura 2.1 - Esquema representativo do funcionamento de uma máquina de refrigeração.

A refrigeração é um dos processos termodinâmicos mais utilizados em várias aplicações, nomeadamente, o acondicionamento de espaços para conservação de alimentos e conforto térmico. Nestes sistemas, o fluido refrigerante é utilizado para transferir calor. Inicialmente, o refrigerante absorve calor, \dot{Q}_F (potência de refrigeração), num processo em que a sua temperatura é inferior à da fonte de calor, resultando num aumento da temperatura do fluido refrigerante. Posteriormente, o refrigerante cede calor ao recetor de calor, \dot{Q}_Q (potência de aquecimento), num processo em que a sua temperatura é superior à da fonte recetora de calor, resultando numa diminuição da temperatura do fluido refrigerante.

De seguida são enumeradas as principais técnicas de refrigeração conhecidas:

- Refrigeração por compressão de vapor;
- Refrigeração por absorção (*absorption refrigeration system - ARS*);
- Refrigeração a ar (*air-standard*);
- Refrigeração a jato de gás (*jet ejector*);
- Refrigeração termoelétrica (*thermoelectric cooler*);
- Refrigeração termoacústica (*thermoacoustic cooler*);
- Refrigeração utilizando uma liga de hidreto de metal (*metal hydride - MH*);
- Refrigeração magnética (*magnetic cooler*).

2.2.1. Refrigeração por compressão de vapor

A refrigeração por compressão de vapor é a mais utilizada em aplicações práticas de refrigeração, estendendo-se a sua utilização desde pequenos frigoríficos domésticos a grandes sistemas de refrigeração industriais. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor caracterizam-se pela presença de pelo menos um compressor.

Num sistema básico de refrigeração por compressão de vapor ocorrem quatro processos termodinâmicos fundamentais: evaporação ($\overline{41}$), compressão ($\overline{12}$), condensação ($\overline{23}$) e expansão ($\overline{34}$), tal como se pode observar na Figura 2.2.

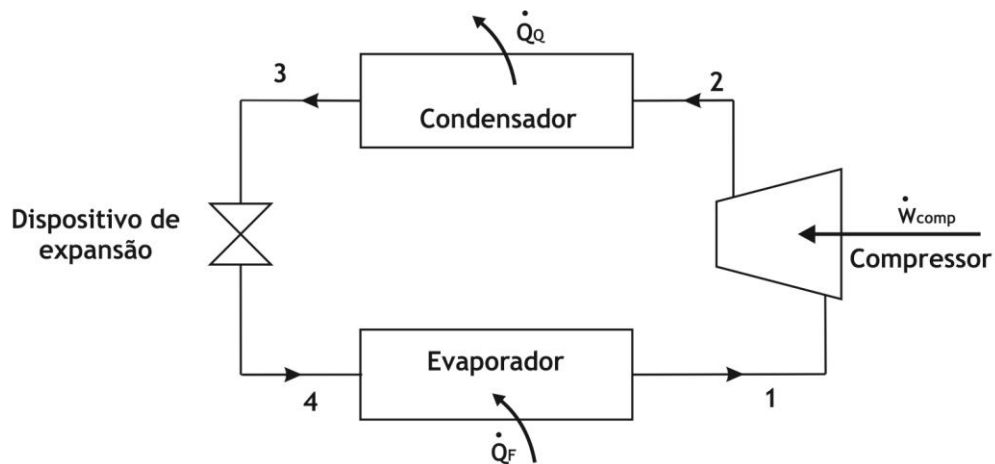


Figura 2.2 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor.

No correspondente ciclo simples ideal, um fluido refrigerante que circula em circuito fechado é admitido no compressor sob a forma de vapor saturado, a baixa pressão. No compressor o vapor saturado sofre uma compressão adiabática (1-2), resultando numa diminuição do volume e aumento da pressão e temperatura do refrigerante. De seguida, o vapor sobreaquecido que se encontra a temperatura e pressão elevada é conduzido até ao condensador, onde perde calor num processo de arrefecimento isobárico (2-3). Neste processo, o refrigerante é arrefecido e passando da fase gasosa à fase líquida. Ao deixar o condensador o refrigerante é conduzido até um dispositivo de expansão. Aí, o refrigerante experimenta uma expansão isentálpica (3-4), i.e., ocorre uma queda abrupta da pressão, causando uma evaporação parcial do fluido refrigerante. Deste processo resulta uma mistura de líquido e vapor a uma temperatura e pressão inferiores. A mistura líquido+vapor arrefecida segue para o evaporador. No evaporador a mistura líquido+vapor, que se encontra a baixa pressão, recebe o calor proveniente do ambiente a refrigerar num processo de aquecimento isobárico (4-1), provocando a evaporação total do refrigerante. O vapor saturado é novamente admitido no compressor para completar o ciclo termodinâmico.

Na prática, um ciclo por compressão de vapor não acontece exatamente da forma explicada no parágrafo anterior. No ciclo por compressão de vapor tratado, simples e ideal, desprezam-se os efeitos reais das perdas de pressão no sistema devido ao atrito nos diversos componentes, as irreversibilidades termodinâmicas na compressão e expansão e o facto de o refrigerante não possuir o comportamento de um gás ideal na fase de vapor.

2.2.2. Refrigeração por absorção (ARS)

De acordo com Dinçer e Kanoglu (2010), o primeiro equipamento a operar um sistema de refrigeração por absorção (ARS) foi construído por Ferdinand Carré em 1860. O facto de este sistema necessitar de uma fonte de energia térmica em substituição do compressor, como no sistema de refrigeração por compressão de vapor, tornou-o ideal para ser utilizado nas indústrias química e petroquímica, indústrias onde existe produção de calor não utilizável.

A utilização de sistemas por absorção teve altos e baixos, tendo sido diretamente influenciada pelo preço da energia eléctrica. No início do século XX o baixo preço da energia eléctrica fez com que a utilização deste sistema perdesse terreno para o sistema de refrigeração por compressão de vapor. Apenas na última década, devido ao aumento do preço da energia eléctrica e à maior consciencialização do impacto ambiental dos refrigerantes, os ARS's ganharam grande atenção por parte dos investigadores e investidores.

Atualmente a utilização de ARS's encontra-se difundida por várias atividades, nomeadamente, na indústria alimentar, química e petroquímica, nas centrais de trigerção, refrigeração de ringues de patinagem (lazer) e em sistemas AVAC (aquecimento, ventilação e ar-condicionado).

O ciclo de refrigeração por absorção consiste num conjunto de processos em que o efeito de refrigeração é conseguido através da utilização de dois fluidos e energia térmica, em vez da introdução de energia sob a forma de trabalho mecânico (i.e., trabalho de compressão), tal como acontece no ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Num ARS, um fluido secundário (i.e., o absorvente) é utilizado para circular e absorver o fluido primário (i.e., o refrigerante), que é vaporizado no gerador em contacto com a fonte térmica.

A eficiência do processo de refrigeração por absorção relaciona-se diretamente com a seleção apropriada da combinação dos dois fluidos, refrigerante e absorvente. Para isso é necessário conhecerem-se as propriedades termofísicas (pressão de vapor, solubilidade, densidade, viscosidade e estabilidade térmica) de ambos os fluidos e da respetiva solução. A combinação de fluidos mais utilizados em ARS's tem sido a amónia-água, para aplicações que requeiram temperaturas abaixo dos 0 °C, e brometo de lítio-água, para aplicações que requeiram temperaturas acima dos 4 °C.

O ciclo de refrigeração por absorção tem semelhanças com o ciclo por compressão de vapor, tendo em comum alguns componentes como o evaporador, o condensador e o dispositivo de expansão. A exceção está no compressor que, no ARS é substituído por outros três elementos, o absorvedor, a bomba de solução e o gerador. Nestes três componentes ocorrem três processos relevantes: na bomba de solução ocorre a bombagem da solução forte, no gerador ocorre a separação dos dois fluidos intervenientes (o fluido refrigerante vaporiza-se mais rapidamente) por efeito da energia térmica e no absorvedor ocorre de novo a mistura dos fluidos absorvente e refrigerante (esta mistura acontece com uma reação exotérmica).

Na Figura 2.3, pode observar-se um ARS básico constituído por um evaporador, um condensador, um gerador, um absorvedor, uma bomba de solução e duas válvulas de expansão.

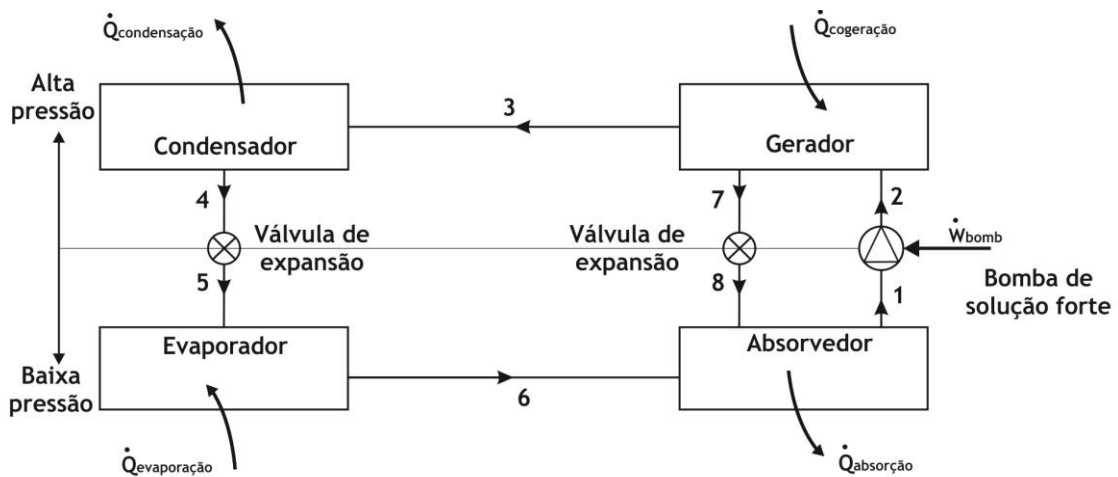


Figura 2.3 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por absorção (ARS).

A solução composta pelo refrigerante e absorvente é aquecida a elevada pressão, no gerador. O aquecimento da mistura provoca a evaporação do refrigerante (que é mais volátil) e a sua separação da mistura. O fluido refrigerante, que se encontra sob a forma de vapor, circula por diferença de pressão até ao condensador, sistema onde perde calor e condensa. Encontrando-se agora no estado líquido, o refrigerante a pressão elevada atravessa uma válvula de expansão chegando ao evaporador. Ao atravessar a válvula de expansão, o refrigerante experimenta uma diminuição brusca da pressão, o que determina a diminuição da temperatura e uma evaporação parcial. No evaporador o refrigerante absorve o calor do meio a refrigerar, vaporiza totalmente, deslocando-se posteriormente para o absorvedor devido a diferenças de pressão no sistema. Entretanto, o fluido absorvente que havia sido separado do fluido refrigerante no gerador é diretamente encaminhado para o absorvedor. Ao chegar ao absorvedor, o refrigerante é absorvido pelo fluido absorvente devido à grande afinidade química existente entre estes dois fluidos. A solução obtida (no estado líquido) é

pressurizada por uma bomba de solução e encaminhada até ao gerador, sistema onde é novamente aquecida e o ciclo por absorção renovado.

2.2.3. Refrigeração a ar

O ciclo de refrigeração a ar ou ciclo de Brayton inverso, como também pode ser designado, é caracterizado por operar com um fluido no estado gasoso, não condensável (normalmente ar). Como o ar não muda de fase durante todo o ciclo, o “condensador” e o “evaporador” devem apenas ser chamados de permutadores de calor.

Num sistema de refrigeração por compressão de vapor a carga de refrigeração (i.e., $q_R = h_1 - h_4$) e a potência de refrigeração (i.e., $\dot{Q}_R = \dot{m}_R(h_1 - h_4) = \dot{m}_R c p_R (T_1 - T_4)$) (ver Figura 2.2) dependem essencialmente da entalpia de vaporização do refrigerante. Por outro lado, no ciclo de refrigeração a ar este efeito depende do calor específico do gás e do aumento de temperatura do gás no permutador de calor 1, tal como se pode observar na Figura 2.4. Assim sendo, para existir o aumento da potência de refrigeração ou aquecimento de um sistema é necessário aumentar o caudal de fluido refrigerante circulante. O mesmo acontece em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e de absorção, casos em que a potência de refrigeração ou aquecimento dependerá sempre do caudal de fluido refrigerante circulante. Isto implicaria um aumento do tamanho do sistema de refrigeração. Para evitar esta situação, recorre-se ao aumento da pressão do refrigerante no circuito e à realização do ciclo em circuito fechado (ciclo fechado). A válvula de expansão, dispositivo usualmente utilizado no sistema de refrigeração por compressão de vapor, é substituída no sistema de refrigeração a ar por uma turbina (3-4). Uma parte do trabalho necessário para proporcionar o efeito refrigerante desejado é conseguido através da expansão do gás refrigerante na turbina, caso esta se encontre mecanicamente acoplada ao compressor.

Um sistema básico de refrigeração a ar é composto por dois permutadores de calor, um compressor e uma turbina, tal como se pode observar na Figura 2.4.

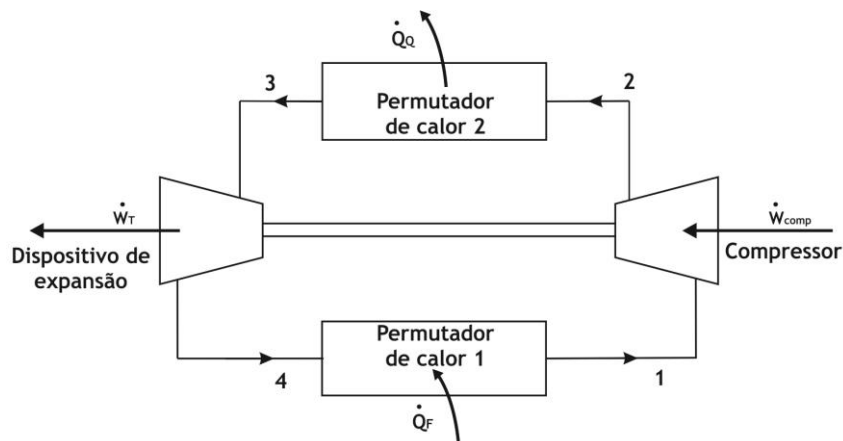


Figura 2.4 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração a ar, ou ciclo de Brayton inverso.

Neste ciclo o ar pode circular em circuito aberto ou fechado, dependendo das pressões atingidas no sistema. Considerando um ciclo ideal, ar é admitido no compressor a baixa pressão. Neste componente ocorre a compressão isentrópica (1-2) do ar, resultando no aumento da pressão, e temperatura, e diminuição do volume do mesmo. De seguida, o ar comprimido chega ao permutador de calor 2, onde rejeita calor e diminui a sua temperatura num processo isobárico (2-3). Na turbina o ar é expandido num processo isentrópico (3-4), resultando na diminuição da temperatura e pressão do ar. Por último, o ar a baixa temperatura é admitido no permutador de calor 1, onde recebe calor proveniente do local a refrigerar, aumentando a temperatura num processo isobárico (4-1). A quantidade de energia térmica recebida pelo ar no permutador de calor 1 (\dot{Q}_F) é conhecida como a potência de refrigeração.

Tal como foi referido anteriormente para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, na prática, um ciclo de refrigeração a ar não acontece exatamente da forma apresentada no parágrafo anterior. No ciclo a ar ideal desprezam-se os efeitos reais das perdas de pressão no sistema devida ao atrito nos diversos componentes, as irreversibilidades termodinâmicas na compressão e expansão.

2.2.4. Refrigeração a jato de gás

O princípio de operação do injetor foi descoberto por Henri Giffard em 1858 e patenteado em Inglaterra pela empresa Messrs Sharp Stewart & Co. of Glasgow. Mais tarde, em 1901, Sir Charles Parsons adaptou o injetor, o que permitiu a sua aplicação na máquina a vapor para remoção do ar dos fluidos condensados. A primeira aplicação do injetor em sistemas de refrigeração foi conseguida por Maurice Leblanc em 1910, tal como é referido por Dinçer e Kanoglu (2010). Embora tenha ganho uma grande popularidade na época, após o ano de 1930, o sistema de refrigeração a jato de gás perdeu terreno para o sistema por compressão de vapor. Uma explicação para este facto pode ser a diminuição do preço da energia elétrica.

Nos sistemas de refrigeração a jato de gás, água pode ser utilizada como fluido refrigerante. Como é sabido, a baixa temperatura a pressão de saturação de um fluido é menor e o volume específico é mais elevado. Esta baixa temperatura pode ser conseguida através da utilização de água como refrigerante. Embora não permita alcançar temperaturas suficientemente baixas, como as necessárias em algumas aplicações (i.e., abaixo dos 5 °C), a utilização de água como refrigerante permite satisfazer as necessidades de ar-condicionado e de arrefecimento, como por exemplo, na indústria química para remoção da parafina dos óleos lubrificantes.

Como pode observar-se na Figura 2.5, neste sistema são utilizados jatos de gás para promover a redução da pressão no tanque (2), equipamento onde é concentrado o fluido refrigerante. Gás a elevada pressão (i.e., vapor de água ou ar) é forçado a circular através dos ejetores (1).

Ao abandonar o ejetor, o gás expande-se e ganha velocidade. A energia cinética do gás que se desloca a uma elevada velocidade é aproveitada para promover a vaporização “instantânea” do fluido refrigerante que se encontra no tanque, daí resultando a designação de “tanque de evaporação instantânea”, tal como é referido por Dinçer e Kanoglu (2010). O vapor proveniente do tanque resulta do processo de evaporação de uma porção do fluido refrigerante, o que permite a diminuição da temperatura do fluido que permanece no tanque, no estado líquido. A porção de refrigerante que permanece no tanque (i.e., porção de refrigerante que perdeu energia térmica durante o processo evaporativo) é forçada a circular através do evaporador, recebendo energia térmica proveniente do local a refrigerar, \dot{Q}_F , de modo a estabilizar a sua temperatura. Nesta técnica de refrigeração, o fluido refrigerante não troca de estado físico no evaporador, sendo apenas aproveitado o seu calor sensível.

Devido à grande velocidade do gás, o vapor proveniente do tanque é arrastado e a mistura entra no difusor (3). A velocidade da mistura diminui gradualmente na medida em que esta atravessa o difusor. Por outro lado, a par da diminuição da velocidade existe o aumento da pressão da mistura entre 5 a 10 vezes, se comparadas com as pressões de entrada da mistura no difusor e a da chegada ao condensador (4).

No condensador, a mistura (gás e vapor) encontra-se a uma pressão cuja temperatura de condensação ronda os 40 °C. Isto significa que a mistura a esta pressão (i.e., elevada pressão) deverá perder calor suficiente para retornar ao estado líquido. O calor latente de condensação do fluido refrigerante (água) e o calor sensível do gás são transferidos para a água de condensação, à temperatura do meio ambiente.

Nos casos em que o gás utilizado é o ar não será necessária a utilização de um condensador, já que o ar pode ser libertado para o exterior juntamente com o vapor de água, através duma chaminé de refrigeração. Neste caso, na entrada do sistema, o ar deverá ser comprimido através da utilização de um compressor.

Se o vapor de água for utilizado como gás, torna-se necessário o aproveitamento da água condensada no condensador. Esta é bombeada de volta para a caldeira, onde é aquecida até vaporizar e atingir uma elevada pressão. O vapor gerado é reintroduzido no sistema, através do injetor (1).

Na Figura 2.5 pode observar-se o esquema de um sistema de refrigeração a jato de gás para arrefecimento de água de acordo com o descrito anteriormente.

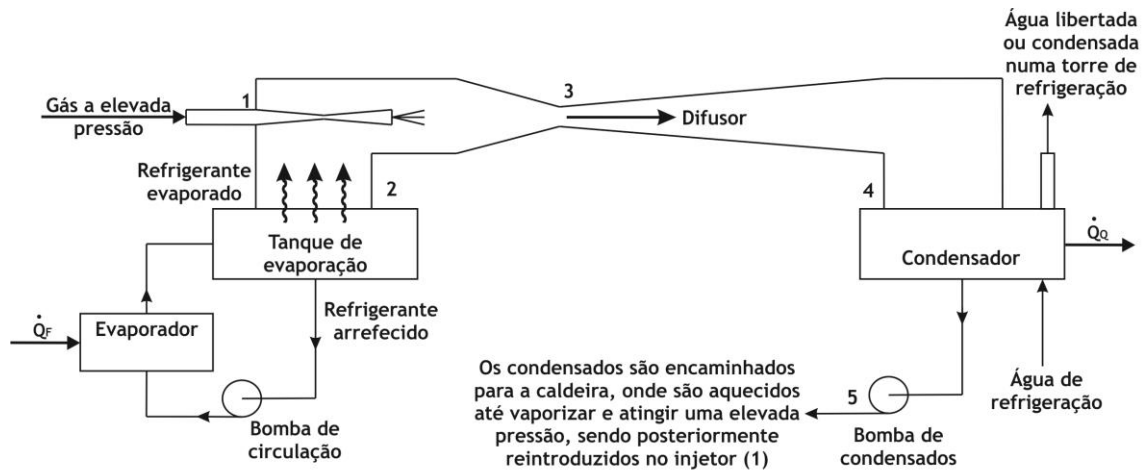


Figura 2.5 - Esquema representativo de um sistema de refrigeração a jato de gás.

2.2.5. Refrigeração termoelétrica

Este sistema é utilizado para transporte de calor, utilizando para esse efeito energia elétrica. Neste sistema, a energia elétrica é utilizada como transportador da carga térmica, ao invés do tradicional fluido refrigerante.

Durante as últimas décadas, esta técnica de refrigeração tem vindo a ganhar importância, devido à evolução científica em determinadas áreas do conhecimento, nomeadamente, a computação, a engenharia aeroespacial e aeronáutica, em aplicações de microssistemas e o desenvolvimento de semicondutores com base no efeito de *Peltier*.

A principal vantagem que advém da utilização destes sistemas diz respeito ao facto de não existirem partes móveis na sua arquitectura, sendo caracterizado como um sistema compacto, silencioso, portátil e que requer pouca manutenção.

O sistema de refrigeração termoelétrico consiste num dispositivo de estado sólido utilizado em aplicações cujo objetivo seja a estabilização da temperatura em sistemas que operem por ciclos de aquecimento, ou refrigeração de pequenas superfícies abaixo da temperatura ambiente.

Atualmente existem no mercado diversos dispositivos que utilizam a tecnologia de refrigeração termoelétrica para dissipação da energia térmica, nomeadamente, câmaras fotográficas, díodos laser, microprocessadores, dispositivos de análises sanguíneas e pequenos frigoríficos portáteis.

O efeito termoelétrico tem por base o efeito de *Peltier*, descoberto em 1834 por Jean Peltier. Este consiste na aplicação de uma corrente elétrica DC às termojunções de dois materiais condutores diferentes, o que provoca o aparecimento de um diferencial de temperatura entre

elas. O efeito de *Peltier* é um dos três efeitos termoelétricos conhecidos, sendo os outros o efeito de *Seebeck* e o de *Joule*. Os efeitos de *Seebeck* e de *Peltier* ou efeito *Seebeck-Peltier* ocorrem num circuito elétrico de dois condutores ligados por termojunções. O efeito de *Joule* consiste no aquecimento gerado pela passagem de corrente elétrica num material condutor.

Um módulo termoelétrico típico é constituído por duas finas camadas de material cerâmico que envolvem uma série de camadas de semicondutores (P- e N- de telureto de bismuto) em sanduiche entre elas. O material cerâmico colocado nas laterais do dispositivo atribui rigidez e funciona como isolante elétrico.

O material do tipo N possui um excesso de eletrões, enquanto o material do tipo P possui um défice de eletrões. Uma camada de material do tipo P e outra do tipo N formam um par, tal como se pode observar na Figura 2.6.

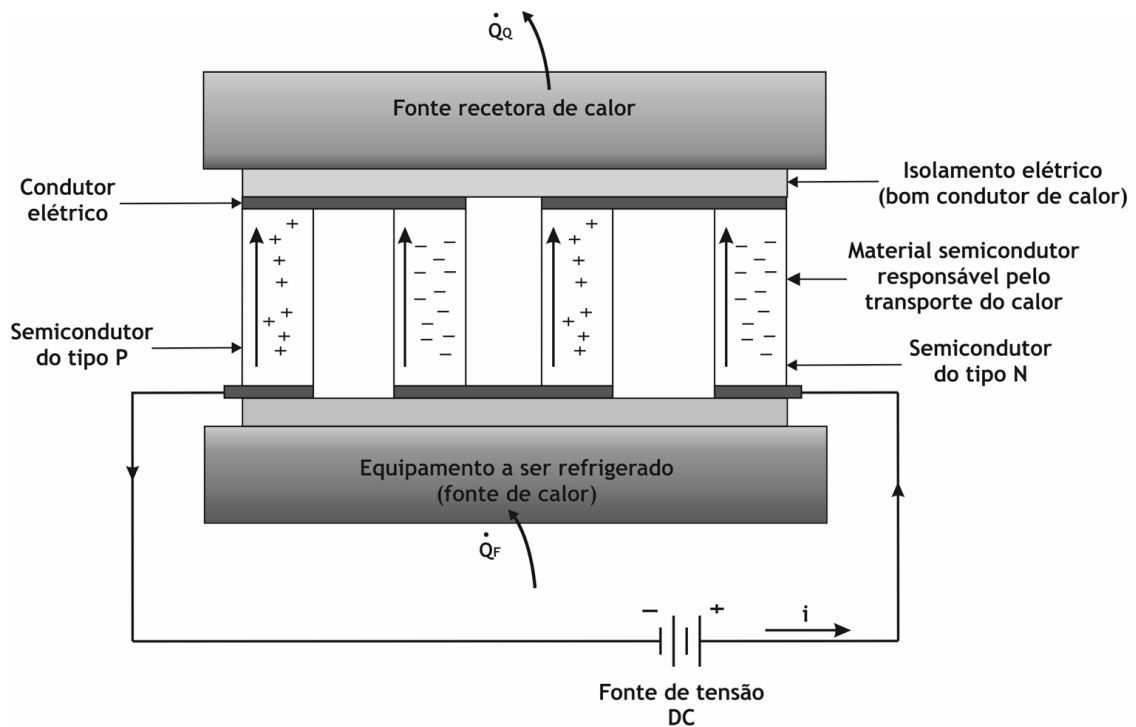


Figura 2.6 - Vista em corte de um sistema básico de refrigeração termoelétrica.

Os pares de semicondutores termoelétricos encontram-se ligados eletricamente em série e termicamente em paralelo. Um módulo termoelétrico pode conter entre um a várias centenas de pares de semicondutores.

À medida que os eletrões se movem do material do tipo P para o do tipo N, através de um condutor elétrico, os eletrões saltam para um estado de energia superior enquanto absorvem energia térmica da fonte de calor (i.e., no lado frio). Continuando através da grelha de semicondutores, os eletrões deslocam-se do material do tipo N para o do tipo P, através do

condutor elétrico, caindo para um estado de energia mais baixo e libertando a energia sob a forma de calor para a fonte recetora de calor (i.e., no lado quente).

O efeito termoelétrico ou efeito de *Seebeck-Peltier* pode ser utilizado para aquecimento ou arrefecimento, dependendo da direção da corrente que alimenta o dispositivo.

Tanto o aquecimento interno nos condutores aquando da passagem da corrente elétrica (i.e., efeito de Joule), como a carga removida no lado frio, são transportados para o lado quente. Isto leva a uma redução da potência necessária para conseguir o aquecimento desejado.

2.2.6. Refrigeração termoacústica

De acordo com Dinçer e Kanoglu (2010), o princípio da refrigeração termoacústica foi descoberto por John Wheatley, Swift Gregory e Albert Migliori, em Agosto de 1983. Pouco tempo depois, durante os anos 90, Steven Garrett e Scott Backhaus da *Naval Postgraduate School* em *Monterey*, Califórnia, desenvolveram dois equipamentos de refrigeração termoacústica para serem utilizados nos *Space Shuttle* (vaivém espacial). O primeiro foi desenhado para auxiliar na refrigeração dos componentes eletrónicos da nave e o segundo para preservar amostras de urina e sangue dos astronautas recolhidas durante a viagem, para posteriormente serem analisadas.

A refrigeração termoacústica é considerada uma tecnologia recente, emergente e amiga do ambiente, capaz de promover refrigeração sem necessidade de utilização de fluido refrigerante nocivo para a atmosfera. O princípio de operação da refrigeração termoacústica é muito simples e eficiente. Um altifalante produz som no interior de um tubo oco e ressonante que deve encontrar-se cheio com um gás, normalmente ar. A refrigeração termoacústica tira partido da elevada densidade das ondas sonoras para transferir calor devido ao efeito termoacústico (i.e., energia acústica). Pode então considerar-se que o fluido de trabalho deste sistema é o gás impulsionado acusticamente. Para o transporte de calor são utilizadas as ondas sonoras no interior de uma cavidade fechada, por forma a ser possível gerar a compressão mecânica e expansão do fluido de trabalho (i.e., neste caso gás) necessário ao ciclo de refrigeração.

Como vantagens, esta técnica apresenta uma elevada eficiência de operação, não sendo necessária a utilização de refrigerantes no estado líquido ou partes do equipamento em movimento. Estas tornam-na uma tecnologia promissora e de fácil integração para refrigeração de microcomponentes eletrónicos.

Atualmente a eficiência de um sistema de refrigeração termoacústica é 20 a 30% mais baixa que um sistema que opera por compressão de vapor. Esta baixa eficiência deve-se em parte à irreversibilidade do processo termoacústico de transporte de calor. A imaturidade técnica

apresentada por esta tecnologia é apontada como o principal fator para a baixa eficiência do sistema. Mas prevê-se que dentro de alguns anos este problema seja ultrapassado, através de melhoramentos nos permutadores de calor e outros subsistemas. Outro ponto que pode favorecer este sistema diz respeito ao facto de permitir um controlo proporcional e eficaz das quantidades de calor a “transportar”, ideal para aplicações onde o controlo de temperatura seja o objetivo primordial. O controlo proporcional permite evitar as perdas de paragem e arranque que usualmente acontecem nos sistemas que utilizam compressores convencionais e reduzir a ineficiência nos permutadores de calor.

Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), os sistemas de refrigeração termoacústica ainda não se encontram em comercialização, por ainda se considerar uma tecnologia em fase de desenvolvimento. Mas sabe-se que esta tecnologia poderá vir a ser utilizada em qualquer tipo de refrigeração (i.e., refrigeração de sistemas eletrónicos, alimentos, ar-condicionado, entre outros). Atualmente são utilizados, ou encontram-se em fase de construção, protótipos destes sistemas cuja capacidade de refrigeração chega aos 10 kW.

Num sistema de refrigeração termoacústica, uma onda sonora interage com um material sólido poroso por forma a produzir potência acústica. A onda sonora pode ser induzida através da aplicação de um gradiente de temperatura aos terminais do material sólido poroso, local onde se encontram os permutadores de calor, tal como se pode observar na Figura 2.7. Por outro lado, pode ser obtido um gradiente de temperatura nas partes laterais do material sólido poroso, através do seu atravessamento por uma onda sonora. Esta tecnologia baseia-se no efeito termoacústico e na criação de oscilações no gás compressível (i.e., zonas com diferentes pressões e velocidades), por forma a criar um ciclo termodinâmico similar ao ciclo de Stirling na vizinhança do material sólido.

Na Figura 2.7 pode observar-se o esquema de um sistema de refrigeração termoacústica, em que o *input* de potência acústica, \dot{W}_{ac} , é, neste caso, fornecido ao sistema por um transdutor eletrodinâmico.

Devido ao trabalho introduzido no sistema sob a forma de uma onda sonora, as partículas de gás são obrigadas a migrar da zona de baixa temperatura para a zona de alta temperatura, sofrendo um processo de compressão praticamente adiabático que provoca o aumento da sua temperatura. Quando chegam à zona de alta temperatura, ocorre um processo de transferência térmica das partículas para a placa que desempenha o papel de condensador, uma vez que as partículas do gás apresentam uma temperatura superior à da placa. Após perder calor, as partículas de gás percorrem o caminho inverso devido à movimentação oscilatória do gás e sofrendo um processo de expansão praticamente adiabático que provoca uma diminuição da sua temperatura. Finalmente, como as partículas apresentam uma temperatura inferior à da placa que desempenha o papel de “evaporador”, ocorre a

transferência de calor da placa para as partículas de gás, que retornam ao seu estado inicial, fechando-se, com isso, o ciclo termoacústico.

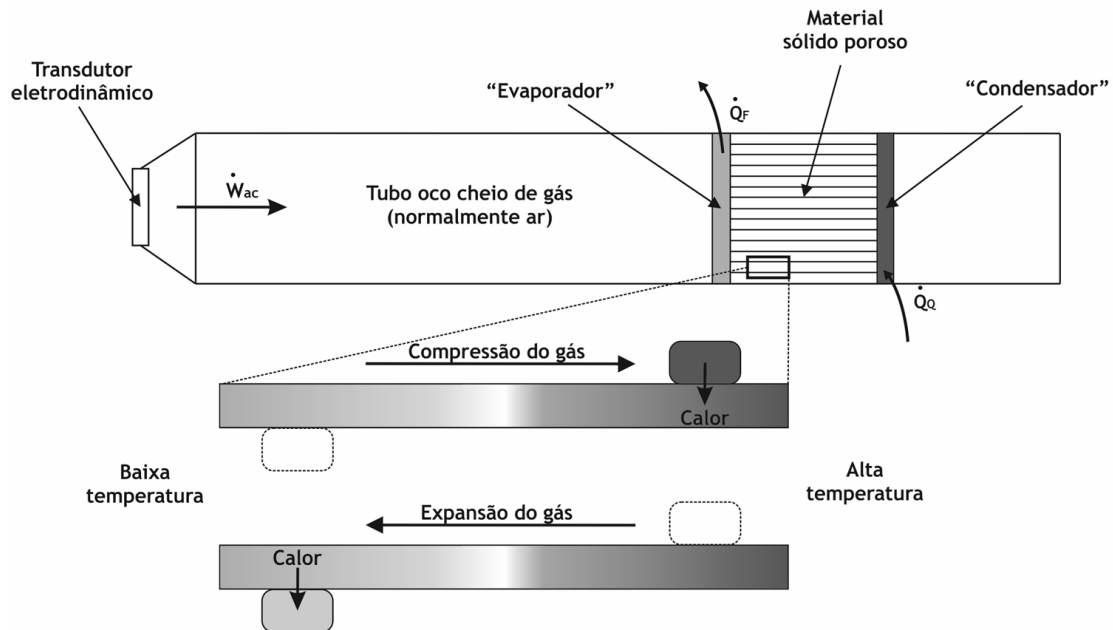


Figura 2.7 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração termoacústica.

2.2.7. Refrigeração utilizando uma liga de hidreto de metal

De acordo com JNT (1996), um grupo de companhias Japonesas, a Japanese National Team (JNT), desenvolveu e construiu um equipamento inovador que opera um sistema de refrigeração a hidreto de metal (MH - metal hydride). Este aproveita a afinidade química existente entre o hidrogénio e a mistura ou liga de hidreto de metal (i.e., absorção de hidrogénio pela liga de MH), com o objetivo de produzir e armazenar frio. Através da utilização deste sistema de refrigeração é possível manter a temperatura do local a refrigerar abaixo dos $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este facto foi demonstrado em 1995, pelo grupo R&D da JNT que ensaiou um sistema de refrigeração a MH capaz de produzir frio suficiente para manter um armazém de 100 m^3 abaixo do $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Um sistema de refrigeração a MH consegue ser tão compacto como um sistema de refrigeração convencional por compressão de vapor, o que permite a sua fácil integração, por exemplo, em máquinas de venda automática e nos expositores alimentares utilizados em supermercados.

O sistema de refrigeração a MH é seguro, limpo e amigo do ambiente, pois não utiliza os tradicionais CFC's. O hidrogénio é armazenado e selado em cilindros apropriados, e, por ser mais leve que o ar, no caso de fuga ou acidente rapidamente se propaga pela atmosfera. Outras vantagens que advêm da utilização deste sistema são:

- Por não utilizar amónia (tóxica e irritante) ou CFC's (destruidores da camada de ozono), o sistema pode ser utilizado num grande número de aplicações industriais ou domésticas;
- O sistema necessita, tal como o sistema de refrigeração por absorção (ARS), de uma fonte de calor para fornecer energia para a refrigeração, podendo ser utilizado o desperdício de energia térmica gerado num processo industrial ou através de um sistema de cogeração;
- Os únicos elementos em movimento existentes são as bombas de circulação de água e salmoura. O sistema de hidrogénio é impulsionado pelo calor introduzido no sistema, não sendo necessária a manipulação de válvulas. É um sistema simples, fácil de operar, de manter e que raramente sofre paragens;
- Impulsionado pelo calor fornecido ao sistema, este consome 20% menos energia elétrica que os convencionais sistemas que operam por compressão;
- Por possuir poucos componentes móveis, não tem compressor, o sistema funciona com baixos níveis de ruído;
- O sistema é seguro e de fácil controlo, sendo por isso possível projetar unidades de refrigeração, que utilizando esta tecnologia, podem operar capacidades de refrigeração entre 10 a 10.000 kW.

Quando a liga de MH entra em contato com o hidrogénio, absorve-o numa reação química exotérmica. De modo inverso, a liga facilmente se dissocia e descarrega o hidrogénio por intermédio de uma reação química endotérmica. O sistema de refrigeração a MH implementa um ciclo de refrigeração através da combinação de dois tipos de ligas. Uma delas trabalha a elevada temperatura e a outra a baixa temperatura, ambas abaixo da pressão de equilíbrio do hidrogénio. Os princípios de funcionamento do sistema de refrigeração a MH encontram-se ilustrados na Figura 2.8.

As ligas de MH absorvem e descarregam hidrogénio a níveis de pressão estáveis, por forma a manter o equilíbrio no sistema. Os níveis de pressão são determinados pelas temperaturas a que opera o sistema.

O sistema de refrigeração a MH utiliza uma liga de MH (MH-A) responsável pela condução do hidrogénio até ao processo de regeneração, processo que acontece no lado de alta temperatura do sistema. É ainda utilizada outra liga de MH (MH-B) para refrigeração da salmoura, processo que acontece no lado de baixa temperatura do sistema.

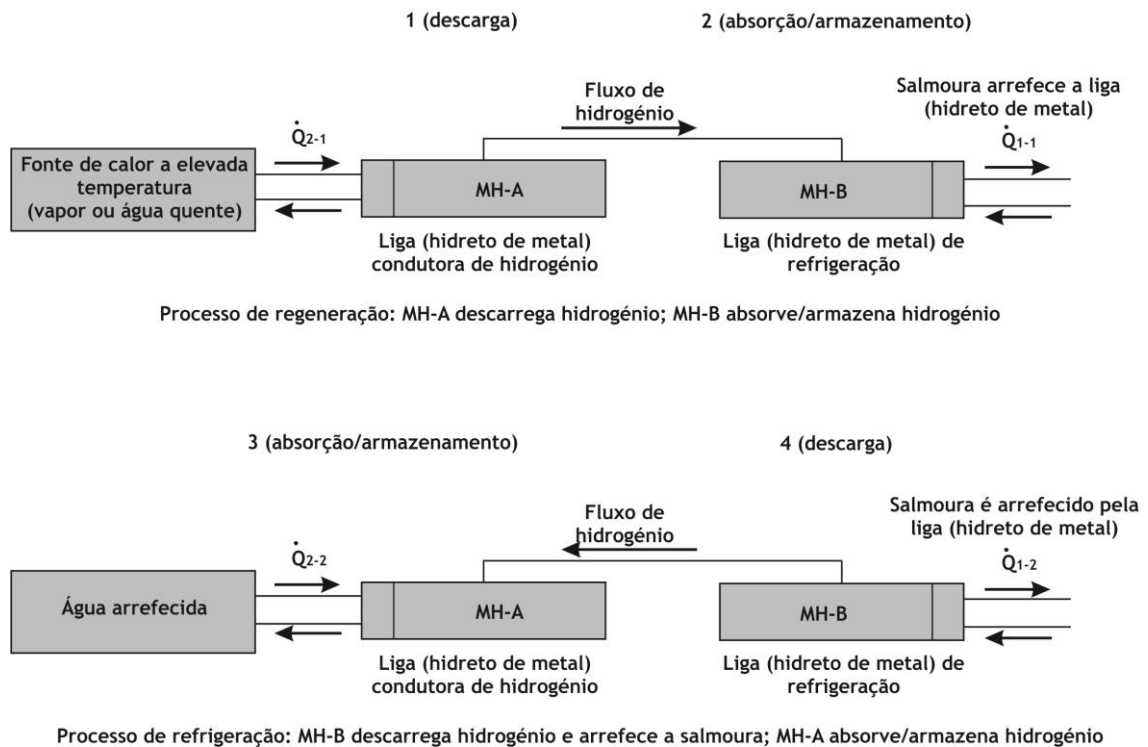


Figura 2.8 - Esquema representativo do princípio de operação de um sistema de refrigeração a MH (metal hydride).

Descrição do processo de regeneração: Consegue-se aumentar a pressão do hidrogénio na liga MH-A através do aumento de temperatura, conseguido com a introdução de calor proveniente da fonte de calor (\dot{Q}_{2-1}). Daí resulta a descarga (1) de hidrogénio da liga MH-A que se desloca até à liga MH-B, pois o hidrogénio encontra-se a uma pressão mais baixa. A liga MH-B absorve hidrogénio (2), processo que gera calor. Contudo, a circulação de salmoura de refrigeração (Q_{1-1}) evita o aumento de temperatura na liga MH-B, bem como, previne o aumento da pressão na mesma. A liga MH-B continua a absorver e armazenar hidrogénio.

Descrição do processo de refrigeração: Quando todo o hidrogénio presente na liga MH-A for transferido para a liga MH-B, o que resta da antiga liga é arrefecida com água arrefecida (Q_{2-2}), com o objetivo de baixar a pressão do hidrogénio. De seguida, o hidrogénio é descarregado (4) da liga MH-B para a liga MH-A, pois esta apresenta uma pressão de hidrogénio mais baixa. A descarga de hidrogénio provoca a redução da temperatura na liga MH-B, que é utilizada para arrefecer a salmoura (Q_{1-2}).

2.2.8. Refrigeração magnética

A refrigeração magnética é uma tecnologia que se baseia no efeito magnetocalórico para produção de frio. Esta técnica pode ser utilizada para obtenção de temperaturas extremamente baixas (i.e., abaixo de 1 K), bem como, em frigoríficos comuns, dependendo

do *design* do sistema. O efeito magnetocalórico é um fenômeno magneto-termodinâmico em que existe uma mudança “reversível” na temperatura de um material apropriado, causada pela exposição do mesmo a um campo magnético variável. O exemplo mais notável do efeito magnetocalórico é observado utilizando o elemento químico gadolínio (Gd) ou algumas das suas ligas. A temperatura deste elemento aumenta quando é atravessado por determinados campos magnéticos. Quando deixa de estar exposto ao campo magnético, a temperatura do elemento volta ao estado inicial de equilíbrio.

Na Figura 2.9 pode observar-se o esquema simplificado do ciclo de refrigeração magnética.

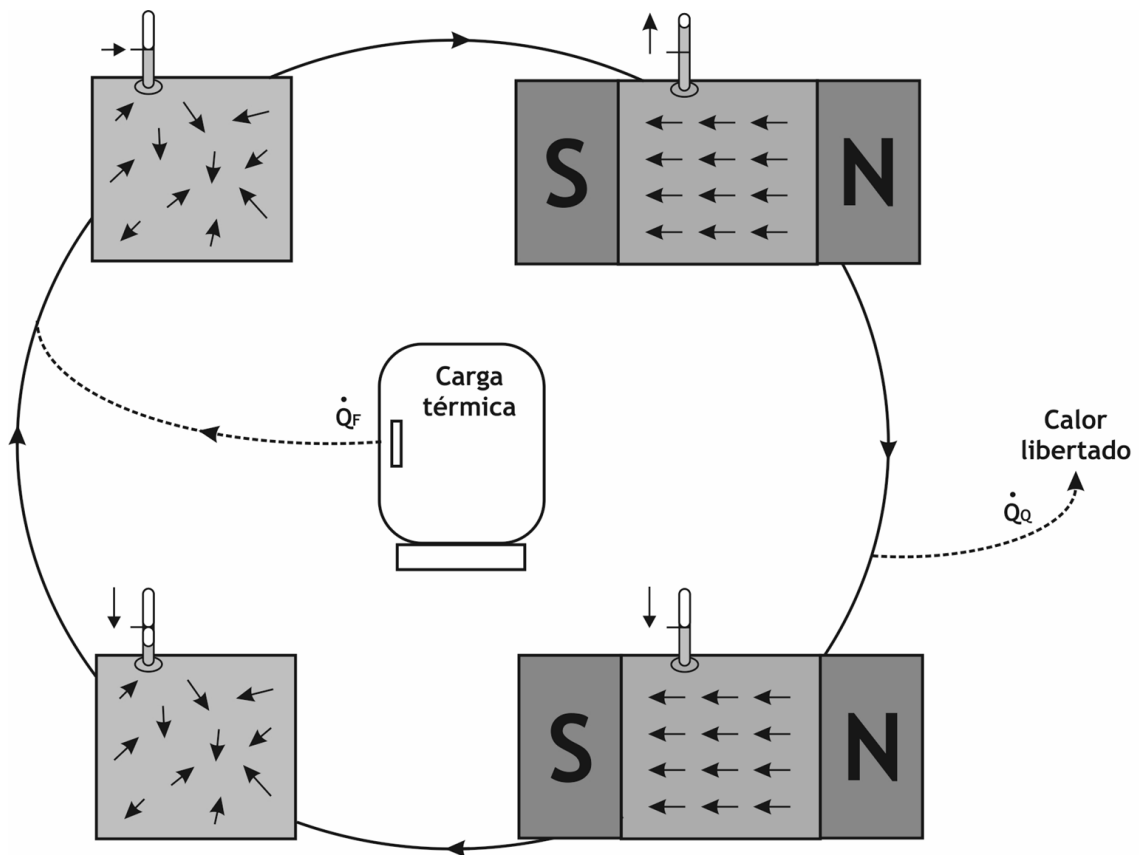


Figura 2.9 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração magnética.

Inicialmente orientados aleatoriamente, os momentos magnéticos são alinhados quando atravessados por um campo magnético, resultando no aquecimento do material magnético. Este calor é removido do material magnético para o ambiente, através da transferência de calor. Quando existe a interrupção do campo magnético, os momentos magnéticos do material reorientam-se aleatoriamente, o que leva ao arrefecimento do material abaixo da temperatura ambiente. O calor removido ao material pode ser extraído com a utilização de um outro meio de transferência de calor. Dependendo da temperatura de operação do sistema, o meio de transferência de calor pode ser água, ar, ou se se pretender atingir temperaturas muito baixas, hélio.

A refrigeração magnética apresenta quatro vantagens quando comparada com a refrigeração por compressão de vapor:

- É uma tecnologia amiga do ambiente, pois não utiliza gases prejudiciais (CFC's, NH₃, HCFC's e HFC's);
- É um sistema mais compacto, pois o material “refrigerante” encontra-se no estado sólido;
- Como não possui componentes em movimento, não gera ruídos;
- Apresenta uma elevada eficiência teórica de transferência de calor, quando comparado com os sistemas tradicionais (i.e., sistemas que operam por compressão de vapor);
- Devido à elevada eficiência e à não utilização de gases prejudiciais, esta tecnologia apresenta uma menor libertação de CO₂ para a atmosfera.

As possíveis aplicações atribuídas à refrigeração magnética incluem, os sistemas de acondicionamento de ar interior (AVAC), bombas de calor e pequenos chillers.

Prevê-se durante os próximos anos uma intensificação da investigação desta tecnologia, devido às vantagens por ela apresentadas em relação aos sistemas que são hoje-em-dia utilizados. Dieckmann et al. (2007) apontam como grandes desafios à proliferação desta tecnologia, a descoberta de novos materiais magnetocalóricos que consigam explorar uma maior amplitude de temperaturas durante a magnetização/desmagnetização e a diminuição de custos para sistemas reais.

2.3. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (CRCV)

Na secção que agora se inicia far-se-á a apresentação geral do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (CRCV) e respetivas equações principais que permitirão, no capítulo 4, a análise energética e exergetica do sistema testado.

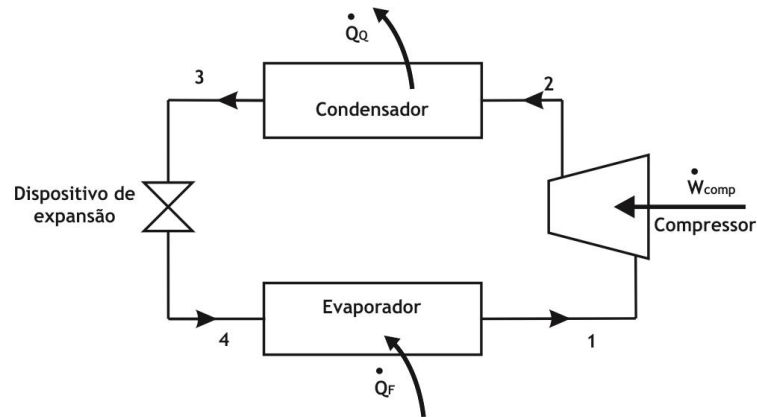
2.3.1. Apresentação geral do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Amplamente utilizado em sistemas de refrigeração industriais e domésticos, sistemas de ar-condicionado e bombas de calor, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é constituído por quatro processos termodinâmicos fundamentais, tal como pode observar-se na Figura 2.10. Os quatro processos termodinâmicos integrantes do ciclo ideal em estudo são os seguintes:

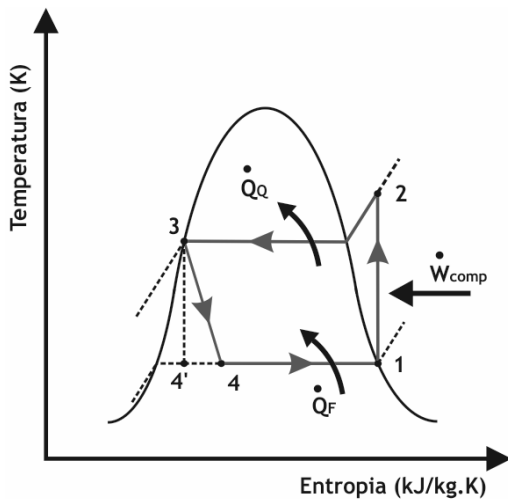
- Compressão adiabática (ou processo isentrópico reversível) que ocorre no compressor (1-2);
- Rejeição de calor a pressão constante (ou processo isobárico) que ocorre no condensador (2-3);

- Expansão isentálpica que ocorre no dispositivo de expansão (3-4). Pode também considerar-se uma expansão isentrópica (3-4'), caso o dispositivo seja uma turbina;
- Absorção de calor a pressão constante (ou processo isobárico) que ocorre no evaporador (4-1).

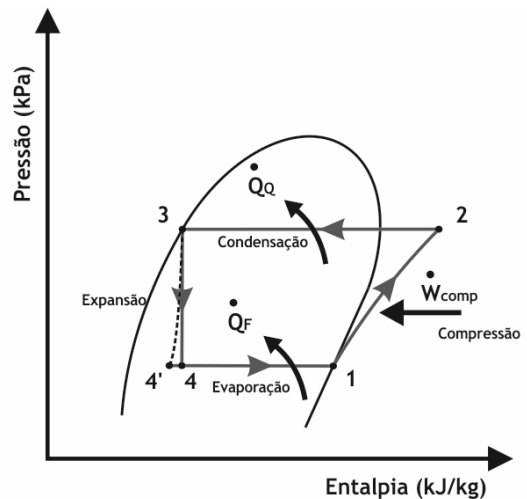
Para melhor acompanhar a descrição do ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor, devem observar-se os esquemas de representação dos processos na Figura 2.10 (b) correspondente ao diagrama (T,s) e Figura 2.10 (c) correspondente ao diagrama (p,h).



[a]



[b]



[c]

Figura 2.10 - (a) Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor ideal, (b) ciclo no diagrama (T,s), e (c) ciclo no diagrama (p,h).

No ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor, o refrigerante é admitido no compressor sob a forma de vapor saturado (1), onde é comprimido isentropicamente até atingir a pressão máxima a que se encontra o condensador. Durante o processo de compressão

isentrópica, a temperatura do refrigerante aumenta bem acima das temperaturas do meio envolvente e do condensador (sobreaquecimento). O refrigerante entra no condensador sob a forma de vapor sobreaquecido (2), onde perde calor sensível para a envolvente e calor latente por condensação. No momento em que o refrigerante abandona o condensador encontra-se sob a forma de líquido saturado (3).

O refrigerante que se encontra sob a forma de líquido saturado expande-se até à pressão do evaporador, através da passagem por uma válvula de expansão (ou um tubo capilar). A temperatura do refrigerante diminui (efeito de *Joule-Thomson*) abaixo da temperatura do espaço a refrigerar durante o processo. O refrigerante entra no evaporador sob a forma de uma mistura líquido-vapor (4) e atinge o estado de vapor saturado à saída, pois absorve calor do espaço a refrigerar. O refrigerante sai do evaporador sob a forma de vapor saturado (1) e volta a entrar no compressor, completando o ciclo termodinâmico ideal.

O efeito de *Joule-Thomson* consiste no arrefecimento de fluido que em determinadas condições de temperatura e pressão e ao ser forçado a atravessar um tampão poroso ou uma válvula, a sua temperatura diminui com a diminuição da pressão, (i.e., $\frac{dT}{dp} > 0$).

Da observação da Figura 2.10 (b), diagrama entrópico (T,s), conclui-se:

- A área entre a curva do processo (4-1) e o eixo das abcissas no diagrama (T,s) (i.e., o $\int_4^1 T ds$), representa a quantidade de calor absorvida pelo fluido refrigerante no evaporador.
- A área entre a curva do processo (2-3) e o eixo das abcissas no diagrama (T,s) (i.e., o $\int_2^3 T ds$), representa a quantidade de calor rejeitada pelo fluido refrigerante no condensador.

O diagrama entálpico ou diagrama (p,h), presente na Figura 2.10 (c), é também muito utilizado na análise de ciclos termodinâmicos de refrigeração. Através deste diagrama percebe-se que três dos quatro processos termodinâmicos constituintes do ciclo ideal são representados por linhas retas, sendo a transferência de calor no condensador (2-3) e evaporador (4-1) proporcional ao comprimento das curvas do respetivo processo lido no eixo das abcissas como variação entálpica.

O ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor não é um ciclo totalmente reversível, pois contém uma válvula de expansão para promover o estrangulamento do fluido refrigerante, processo termodinâmico irreversível. Este processo (3-4) é mantido no ciclo para torná-lo um modelo mais realista, ver Figura 2.10 (b). Se o dispositivo de expansão for substituído por uma turbina isentrópica, o refrigerante chega ao evaporador no estado (4') em vez do estado (4). Se procedêssemos à substituição anteriormente referida, a capacidade

de refrigeração do sistema iria aumentar (4'-4) (i.e., passaríamos a ter uma maior área do processo de absorção de calor). Nesse caso, teríamos uma diminuição do trabalho mecânico introduzido no sistema, caso a turbina se encontrasse mecanicamente acoplada ao compressor. Contudo, a substituição do dispositivo de expansão por uma turbina não é prático, muito menos economicamente viável em pequenos sistemas de refrigeração.

Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor real é um pouco diferente do ciclo ideal. Esta diferenciação deve-se principalmente à irreversibilidade que ocorre nos vários componentes do sistema. Duas fontes comuns de irreversibilidade são o atrito entre o fluido em escoamento e as paredes dos componentes do sistema (causa pequenas quedas de pressão no sistema) e as transferências de calor de ou para o ambiente envolvente. Na Figura 2.11 (b) é possível observar no diagrama (T,s) o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

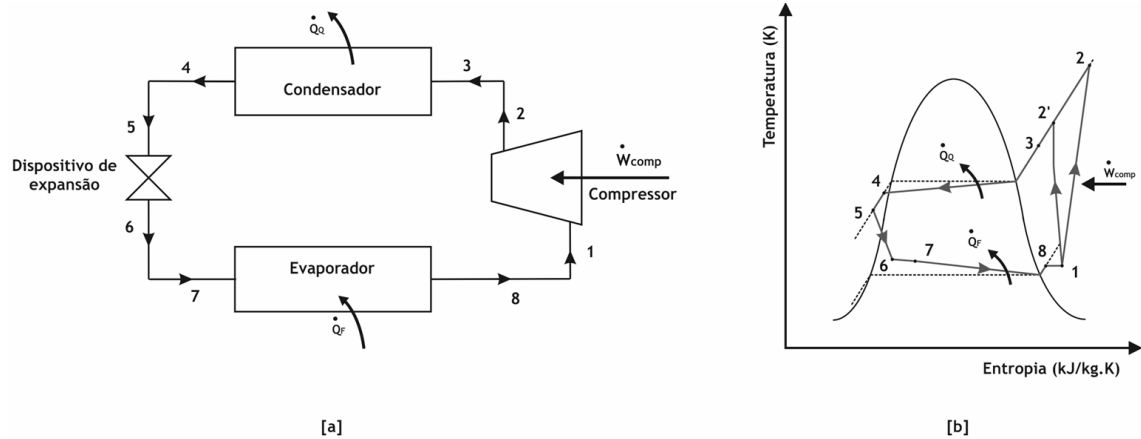


Figura 2.11 - (a) Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor real, e (b) respetivo diagrama (T,s).

Num ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor, o refrigerante deixa o evaporador e entra no compressor sob a forma de vapor saturado. Contudo, na prática, não é fácil controlar com precisão o estado em que o refrigerante se encontra. Para tentar contornar esta situação são efetuadas algumas alterações no sistema, por forma a garantir que o refrigerante seja admitido no compressor sob a forma de vapor. A esta técnica é dado o nome de sobreaquecimento e permite que o refrigerante seja totalmente evaporado antes de entrar no compressor. Desta forma é possível resguardar o compressor para que não existam fenómenos de cavitação e apresente um melhor rendimento, permitindo que este componente alcance um maior período de vida útil. Recorde-se que os fenómenos de cavitação das pás do compressor acontecem caso existam pequenas porções de refrigerante no estado líquido a circular no compressor, sendo esta situação a que se pretende evitar através da aplicação da técnica do sobreaquecimento. Ao observar-se a Figura 2.11 (b), percebe-se que a linha que une o evaporador ao compressor (8-1) é normalmente mais longa, o que provoca um aumento da queda de pressão causada pela interação entre o refrigerante

em escoamento e as paredes do equipamento (i.e., atrito). Do sobreaquecimento resultam ganhos de calor que são representados pelo alongamento da linha (8-1), uma diminuição da pressão no evaporador e um aumento do volume específico do refrigerante. Uma desvantagem do sobreaquecimento diz respeito ao aumento da potência consumida pelo compressor. Se o sistema funcionar em regime permanente, o aumento da potência consumida no compressor é proporcional ao aumento do volume específico do refrigerante, tal como é referido por Çengel e Boles (1998).

Pressupõe-se que o processo de compressão no ciclo ideal é totalmente reversível e adiabático, logo isentrópico. Por outro lado, no ciclo por compressão real, devido ao efeito da viscosidade e atrito do escoamento do refrigerante, pode existir um pequeno aumento da entropia e transferência de calor para o ambiente, no compressor. Caso exista transferência de calor, resultará no aumento ou diminuição da entropia, dependendo do sentido do fluxo de calor. Assim sendo, durante o ciclo de compressão real a entropia do refrigerante pode aumentar (1-2) ou diminuir (1-2'), de acordo com o efeito dominante. O processo de compressão (1-2') é mais desejável que o processo de compressão com aumento da entropia (1-2), pois o volume específico do refrigerante e o trabalho realizado pelo compressor são menores. Neste caso, o refrigerante deve ser arrefecido durante o processo de compressão, caso se torne prático e económico fazê-lo, através de um arrefecimento da cabeça do compressor.

Quando abandona o condensador, o refrigerante encontra-se no estado de líquido saturado à pressão de saída do compressor, caso se considere o ciclo por compressão ideal. No ciclo por compressão real é inevitável ocorrerem perdas de pressão. Isto está representado na Figura 2.11 (b) pela linha não horizontal, até ao dispositivo de expansão. Ainda assim, não é fácil realizar o processo de condensação com muita precisão, sabendo que todo o refrigerante se encontra no estado de líquido saturado, no momento em que abandona o condensador e chega ao dispositivo de expansão. Para se ter a certeza que o refrigerante chega ao dispositivo de expansão sob a forma de líquido saturado é aplicada a técnica de subarrefecimento (4-5). A aplicação desta técnica permite que o refrigerante entre no evaporador com uma entalpia menor e assim, consiga absorver uma maior quantidade de calor ao espaço a refrigerar. Desta situação resultam, o aumento da potência de refrigeração do sistema, a diminuição da potência elétrica utilizada para a mesma carga de refrigeração, a estabilização da temperatura de refrigeração e uma redução inicial de custos. Normalmente, o dispositivo de expansão ou válvula de laminagem e o evaporador encontram-se muito próximos um do outro, por forma a evitar perdas de pressão nas tubagens e absorção de calor do ambiente exterior. Na Figura 2.12 é possível visualizar nos diagramas (T,s) e (p,h) as representações correspondentes ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, mas no qual são aplicadas as técnicas de sobreaquecimento no evaporador e de subarrefecimento no condensador.

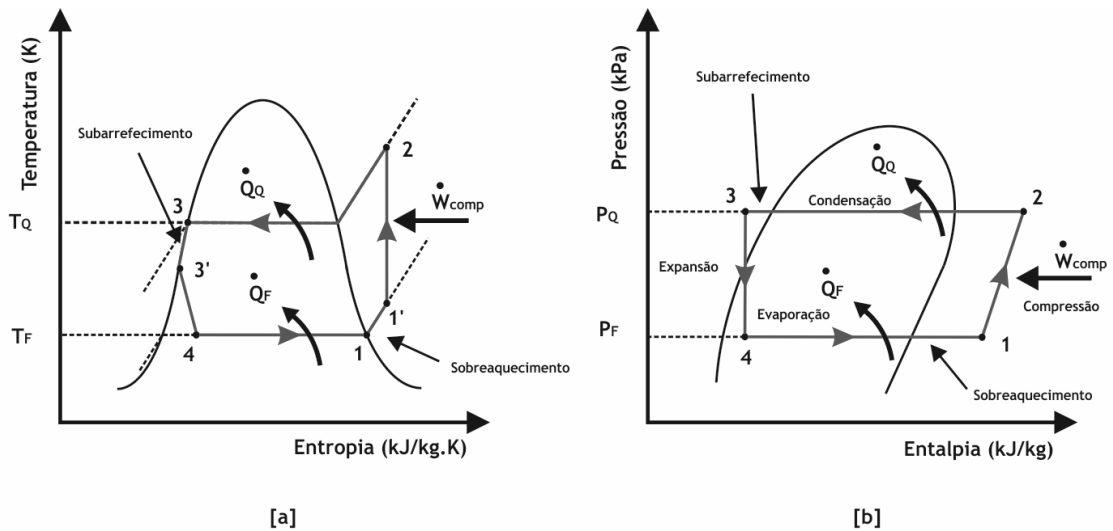


Figura 2.12 - (a) Diagrama (T,s) de um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor em que são aplicadas as técnicas de subarrefecimento e sobreaquecimento, e (b) representação no diagrama (p,h).

2.3.2. Análise energética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A 1ª Lei da Termodinâmica exprime através da equação do balanço energético, o princípio da conservação da energia. Energia é uma propriedade termodinâmica que possui várias formas de manifestação, nomeadamente, energia térmica, química, nuclear, elétrica, radiação e trabalho (cinética e potencial). É atribuída a designação de processo termodinâmico, quando existe a conversão entre formas de energia num determinado sistema ou a permuta de energia entre sistemas. Embora exista uma alteração na forma de manifestação da energia, de acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica, a quantidade de energia presente no sistema em análise, se não existirem trocas com os sistemas envolventes, deve permanecer constante durante a conversão.

Procede-se de seguida à apresentação da 1ª Lei da Termodinâmica, considerando para isso o sistema em estudo como um sistema fechado, existindo apenas trocas de calor e trabalho com o exterior através das suas fronteiras:

$$\begin{aligned} \Delta E - (Q - W) &= 0 \\ Q - W &= \Delta E \end{aligned} \quad (2.1)$$

Para um sistema aberto que permuta calor (Q) e trabalho (W) através da fronteira do sistema e também associada ao caudal mássico através do volume de controlo, o balanço energético é expresso por:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{E}_{VC} + \dot{m}_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{out} - \dot{m}_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{in} \quad (2.2)$$

Em que: $g = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ e representa a aceleração da gravidade.

Faz-se de seguida a análise energética a cada um dos quatro componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Considera-se nessa análise que os processos decorrem em regime permanente, que as variações de energia cinética e potencial são desprezáveis, que os processos termodinâmicos que ocorrem no condensador e no evaporador não envolvem a transferência de trabalho e que o processo de compressão é adiabático.

Assim, aplicando a lei da conservação da energia e massa, é possível escrever as equações que exprimem o balanço energético para cada componente de um sistema de refrigeração por compressão de vapor:

- Compressor (compressão adiabática):

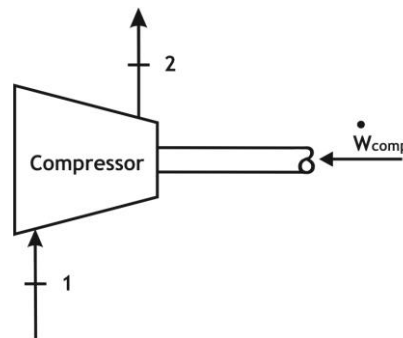


Figura 2.13 - Esquema simplificado do compressor considerado para o balanço de massa e de energia.

O compressor é o elemento utilizado em sistemas de refrigeração por compressão de vapor responsável pela compressão (i.e., aumento da pressão) e deslocamento do fluido refrigerante.

Aplicando o princípio da conservação da massa (Lei de Lavoisier) ao componente ilustrado na Figura 2.13, i.e., a um compressor, obtêm-se:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ref,1} &= \dot{m}_{ref,2} \\ \rho_1 A_1 V_1 &= \rho_2 A_2 V_2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Como $\rho = \frac{1}{v}$, substituindo na equação (2.3):

$$\frac{1}{v_1} A_1 V_1 = \frac{1}{v_2} A_2 V_2 \quad (2.4)$$

Como $\dot{V} = A \times V$, a equação (2.4) pode ser reescrita:

$$\frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} \quad (2.5)$$

Aplicando agora o princípio da conservação da energia (1ª Lei da Termodinâmica) ao componente ilustrado na Figura 2.13, i.e., a um compressor, consegue-se obter a equação que permite o cálculo da potência no compressor:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Como $\dot{E}_{in} = \dot{m}_{ref}h_1 + \dot{W}_{comp}$ e $\dot{E}_{out} = \dot{m}_{ref}h_2$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ref}h_1 + \dot{W}_{comp} &= \dot{m}_{ref}h_2 \\ \dot{W}_{comp} &= \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Na realidade o compressor não opera como um elemento isolado termicamente da envolvente, existindo a transferência de pequenas quantidades de energia térmica entre o ambiente envolvente e o fluido refrigerante que circula no interior do compressor, durante a compressão. A direção do deslocamento da energia térmica que atravessa as paredes do compressor depende do diferencial de temperaturas existente entre o ar envolvente ao compressor e o fluido refrigerante que circula no interior do compressor.

O aquecimento do ar envolvente ao compressor pode acontecer, no caso dos compressores herméticos e semi-herméticos, devido ao calor produzido pelo funcionamento do motor elétrico que aciona o compressor, (potência de aquecimento) \dot{Q}_{ME} .

No entanto, como a quantidade de calor transferida é muito baixa, esta é usualmente desprezada. Se se pretender contabilizar esta pequena quantidade de calor transferida, a equação que exprime o balanço energético para o compressor pode ser reescrita, obtendo-se:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Como $\dot{E}_{in} = \dot{m}_{ref}h_1 + \dot{W}_{comp}$ e $\dot{E}_{out} = \dot{Q}_{ME} + \dot{m}_{ref}h_2$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{comp} + \dot{m}_{ref}h_1 &= \dot{Q}_{ME} + \dot{m}_{ref}h_2 \\ \dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{ME} &= \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (2.7)$$

No caso particular do sistema de refrigeração por compressão de vapor existente no Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor, e que foi usado no estudo experimental integrante do presente trabalho, pode contabilizar-se a potência elétrica, ou quantidade de energia elétrica consumida por unidade de tempo pelo compressor, mediante o

uso de um *wattímetro* incluído na unidade. A equação que permite o cálculo da referida potência é:

$$P_{\text{elect,comp}} = \frac{1000 \times 3600}{166,66 \times \tau}$$

Em que: $\tau \left[\frac{s}{\text{rev}} \right]$ representa o tempo por revolução no wattímetro.

De acordo com o diagrama (T,s) presente na Figura 2.14, é possível determinar a eficiência isentrópica de um compressor adiabático, podendo esta ser definida como o quociente entre o trabalho da compressão isentrópica e o trabalho da compressão real:

$$\eta_{\text{comp,isen}} = \frac{\dot{W}_{\text{comp,isen}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

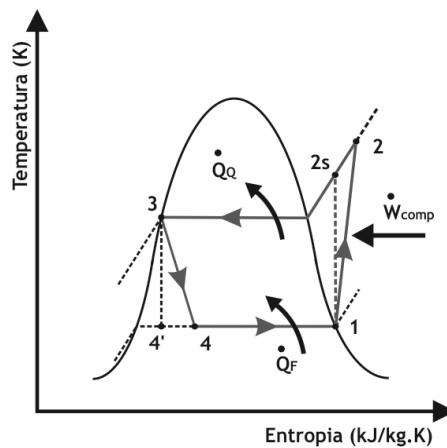


Figura 2.14 - Diagrama (T,s) de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que utiliza um compressor adiabático.

- Condensador (permuta de calor isobárica):

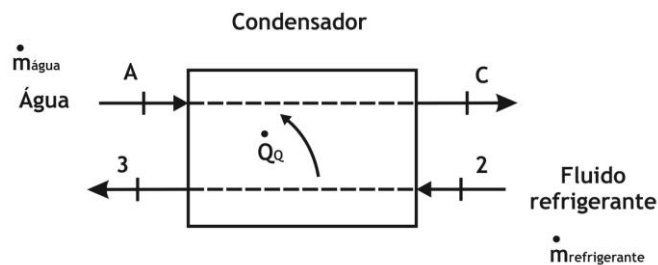


Figura 2.15 - Esquema simplificado considerado para o balanço de massa e energia no condensador, i.e., um permutador de calor (fluido refrigerante/água).

O condensador é o elemento utilizado em sistemas de refrigeração por compressão de vapor responsável pela rejeição de calor para o ambiente. À medida que percorre as serpentinas do

condensador, o fluido refrigerante é arrefecido e condensado, pois perde energia térmica para um fluido de arrefecimento (normalmente ar ou água).

Aplicando os princípios da conservação da massa e energia ao componente ilustrado na Figura 2.15, i.e., a um permutador de calor (fluido refrigerante/água), consegue-se obter a equação que permite o cálculo da potência de aquecimento:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Como $\dot{E}_{in} = \dot{m}_{ref}h_2$ e $\dot{E}_{out} = \dot{m}_{ref}h_3 + \dot{Q}_Q$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref}h_2 &= \dot{m}_{ref}h_3 + \dot{Q}_Q \\ \dot{Q}_Q &= \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)\end{aligned}\quad (2.9)$$

Em que: \dot{Q}_Q representa a taxa de calor transferida do fluido refrigerante para a água de arrefecimento, no condensador.

Pode ainda ser determinada a eficiência energética do condensador:

$$\eta_{ene,cond} = \frac{\text{calor transferido para a água, no condensador}}{\text{calor máximo transferível}} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{\text{água,cond}} \times c_{\text{água,med}} \times (T_2 - T_A)} \quad (2.10)$$

Em que: $c_{p(\text{água,med})} = 4,187 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$ representa o calor específico médio da água.

- Dispositivo de expansão (expansão isentálpica):

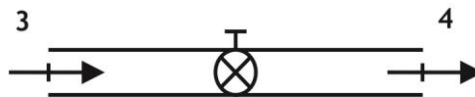


Figura 2.16 - Esquema simplificado do dispositivo de expansão considerado para o balanço de massa e energia.

O dispositivo de expansão é o elemento utilizado em sistemas de refrigeração por compressão de vapor responsável pela diminuição brusca da pressão do fluido refrigerante. No ciclo em estudo o fluido refrigerante chega ao dispositivo de expansão no estado líquido e abandona-o sob a forma de uma mistura de líquido-vapor.

Aplicando os princípios da conservação da massa e energia ao componente ilustrado na Figura 2.16, i.e., a um dispositivo de expansão, obtêm-se:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Como $\dot{E}_{in} = \dot{m}_{ref}h_3$ e $\dot{E}_{out} = \dot{m}_{ref}h_4$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref}h_3 &= \dot{m}_{ref}h_4 \\ h_3 &= h_4\end{aligned}\quad (2.11)$$

Assim sendo, caracteriza-se o processo de expansão do fluido refrigerante como um processo isentálpico (i.e., um processo que ocorre a entalpia constante). De acordo com o princípio da conservação da energia, a entalpia pode ser definida como a soma da energia interna específica u e a energia do escoamento Pv (i.e., $dh = du + pdv$). Ao definir-se a entalpia como uma grandeza de estado, vem $h = u + Pv$.

Como $h = u + pv$, substituindo na equação (2.11):

$$u_3 + p_3v_3 = u_4 + p_4v_4 \quad (2.12)$$

- Evaporador (permuta de calor isobárica):

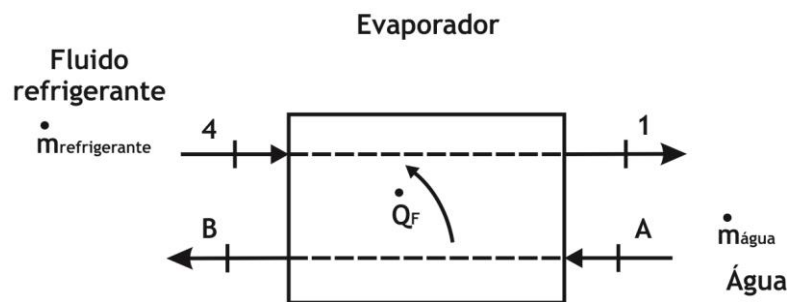


Figura 2.17 - Esquema simplificado considerado para o balanço de massa e energia no evaporador, i.e., um permutador de calor (fluido refrigerante/água).

O evaporador é o elemento utilizado em sistemas de refrigeração por compressão de vapor responsável pela absorção de calor do espaço a refrigerar. À medida que percorre as serpentinas do evaporador, o fluido refrigerante evapora-se, pois recebe energia térmica proveniente do meio a refrigerar.

Aplicando os princípios da conservação da massa e energia ao componente ilustrado na Figura 2.17, i.e., a um permutador de calor (fluido refrigerante/água), consegue-se obter a equação que permite o cálculo da potência de refrigeração:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Como $\dot{E}_{in} = \dot{m}_{ref}h_1$ e $\dot{E}_{out} = \dot{m}_{ref}h_4 + \dot{Q}_F$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref}h_1 &= \dot{m}_{ref}h_4 + \dot{Q}_F \\ \dot{Q}_F &= \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)\end{aligned}\quad (2.13)$$

Em que: \dot{Q}_F representa a taxa de calor transferida do ambiente a refrigerar para o fluido refrigerante, no evaporador.

Pode também ser determinada a eficiência energética do evaporador:

$$\begin{aligned}\eta_{ene, evap} &= \frac{\text{calor transferido para o fluido refrigerante, no evaporador}}{\text{calor máximo transferível}} \\ &= \frac{\dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{\acute{a}gua, evap} \times c_{\acute{a}gua, med} \times (T_A - T_4)}\end{aligned}\quad (2.14)$$

Em que: $c_{p(\acute{a}gua, med)} = 4,187 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$, representa o calor específico médio da água.

Para todo o sistema de refrigeração, o balanço de energia pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_F = \dot{Q}_Q \quad (2.15)$$

O coeficiente de performance (COP - Coeficient of Performance) ou coeficiente de desempenho de um ciclo termodinâmico, ou eficiência energética tendo em conta a 1ª Lei da Termodinâmica, é dado por:

$$COP_{MF/BC} = \frac{\text{objetivo do ciclo em termos energéticos}}{\text{energia introduzida no ciclo para cumprir o objetivo energético}}$$

Uma máquina frigorífica é utilizada com o intuito de retirar energia térmica a uma fonte fria, i.e., a um reservatório de calor que se encontra a baixa temperatura. Assim sendo, o objetivo de uma máquina frigorífica é a potência de refrigeração, \dot{Q}_F , e a energia introduzida, a potência mecânica de compressão, \dot{W}_{comp} . Deste modo, o coeficiente de desempenho de uma máquina frigorífica (COP_{MF}) é dado por:

$$COP_{MF} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \leq \frac{T_F}{T_Q - T_F} = COP_{MF(CARNOT)} \quad (2.16)$$

Uma bomba de calor é utilizada com o objetivo de fornecer energia térmica a uma fonte quente, i.e., a um reservatório de calor que se encontra a uma temperatura elevada. Assim sendo, o objetivo de uma bomba de calor é a potência de aquecimento, \dot{Q}_Q , e a energia

introduzida, a potência mecânica de compressão, \dot{W}_{comp} . Deste modo, o coeficiente de performance de uma bomba de calor (COP_{BC}) é dado por:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_Q}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_2-h_3)}{\dot{m}_{ref}(h_2-h_1)} = \frac{h_2-h_3}{h_2-h_1} \leq \frac{T_Q}{T_Q-T_F} = \frac{1}{1-\frac{T_F}{T_Q}} = COP_{BC(CARNOT)} \quad (2.17)$$

Uma análise expedita das equações (2.16) e (2.17) permite concluir que ambos os coeficientes de desempenho da máquina frigorífica e da bomba de calor que operam segundo um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, aumentam com o aumento da temperatura da fonte fria e com a diminuição da temperatura da fonte quente.

2.3.3. Análise exergética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A aplicação da 2ª Lei da Termodinâmica permite uma quantificação mais qualitativa das diferentes formas de energia, através da introdução de uma nova propriedade termodinâmica, a entropia.

A entropia é uma propriedade termodinâmica através da qual é possível estudar o grau de irreversibilidade de um processo termodinâmico que ocorre num determinado sistema. Para um sistema fechado, a 2ª Lei da Termodinâmica determina que:

$$\Delta S = \sum \frac{Q_i}{T_i} + S_{ger} \quad (2.18)$$

Já para um sistema aberto, i.e. um volume de controlo, a 2ª lei é expressa por:

$$\dot{S}_{ger,VC} = \dot{S}_{vc} + S_{ger} + \sum (\dot{m}s)_{out} - \sum (\dot{m}s)_{in} - \sum \frac{\dot{Q}_{i,VC}}{T_i} \quad (2.19)$$

De acordo com a mesma lei, um processo termodinâmico real só ocorre se a geração de entropia for positiva ($\dot{S}_{ger,VC} > 0$). Neste caso o processo é considerado irreversível. Idealmente podem considerar-se processos reversíveis em que a geração de entropia é nula ($\dot{S}_{ger,VC} = 0$).

Pode considerar-se ainda outra propriedade termodinâmica, a exergia, que se define como o potencial de trabalho que poderia ser aproveitado através da conservação de determinada quantidade de energia, à luz da 2ª Lei da Termodinâmica. Considera-se o trabalho como a forma de energia conhecida mais nobre (i.e., exergia pura), de acordo com a 2ª Lei da Termodinâmica. Por exemplo, a qualidade apresentada pela energia térmica contida num reservatório de calor a elevada temperatura, degrada-se no momento em que é transferida para outro reservatório de calor que se encontra a uma temperatura inferior.

Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), uma análise exergética é uma análise termodinâmica baseada na 2ª Lei, que providencia a aproximação entre as performances das transformações de energia que ocorrem num sistema real e ideal. Assim sendo, através da análise exergética conseguem perceber-se a localização e causas das perdas termodinâmicas de um sistema, permitindo desta forma encontrar soluções de melhoramento e otimização do mesmo.

Da aplicação da 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica a um sistema fechado, que troca calor e trabalho com o exterior através da fronteira e reconhecendo o princípio da degradação da energia, o balanço de exergia para um sistema pode ser escrito da seguinte forma (Equação de Gouy-Stodola):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Exergia transferida} \\ \text{devido à permuta} \\ \text{de calor} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Exergia transferida} \\ \text{devido à permuta} \\ \text{de trabalho} \end{array} \right\} - \{ \text{Exergia destruída} \} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Variação de} \\ \text{exergia no sistema} \end{array} \right\}$$

No caso de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, assumindo que todo o sistema opera com um caudal constante de refrigerante, podendo então considerar-se que todos os processos termodinâmicos analisados ocorrem de acordo com o regime anteriormente fixado (i.e., regime permanente) e desprezando as perdas de energia cinética e potencial do fluido refrigerante no sistema, é possível escrever as equações que exprimem o balanço exergético para cada componente de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Assim:

- Compressor (compressão adiabática):

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica ao processo de compressão adiabática que ocorre no compressor, pode escrever-se o balanço de entropia para o sistema:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{ger} &= \Delta\dot{S}_{sis} = 0 \\ \dot{S}_{ger} &= \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \end{aligned}$$

Como $\dot{S}_{in} = \dot{m}_{ref} s_1$ e $\dot{S}_{out} = \dot{m}_{ref} s_2$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{ref} s_2 - \dot{m}_{ref} s_1 = \dot{m}_{ref} (s_2 - s_1) \quad (2.20)$$

Em que: \dot{S}_{ger} representa a taxa de entropia gerada.

A destruição de exergia que ocorre durante o processo de compressão é determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{ger}$$

Como $\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{ref}}(s_2 - s_1)$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = T_0 \dot{m}_{\text{ref}}(s_2 - s_1) \quad (2.21)$$

Em que: T_0 representa a temperatura do ambiente; e $\dot{E}x_{\text{dest}}$ representa a taxa de exergia destruída.

A destruição de exergia pode ainda ser determinada, através da aplicação do balanço exerético ao compressor:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{in}} - \dot{E}x_{\text{out}} - \dot{E}x_{\text{dest}} &= 0 \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{E}x_{\text{in}} - \dot{E}x_{\text{out}} \end{aligned}$$

Como $\dot{E}x_{\text{in}} = \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{E}x_1$ e $\dot{E}x_{\text{out}} = \dot{E}x_2$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{W}_{\text{comp}} - \Delta\dot{E}x_{12} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Por definição, a taxa de exergia ($\dot{E}x$) é igual ao produto do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}) pela função de disponibilidade aplicada a um sistema aberto, Função de Darrieus (ψ). Obtêm-se:

$$\dot{E}x = \dot{m}_{\text{ref}} \times \psi$$

Como $\psi = h - T_0s$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h - T_0s) \quad (2.23)$$

Assim sendo, $\Delta\dot{E}x_{12} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_{\text{ref}}(\psi_2 - \psi_1) = \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] = \dot{W}_{\text{comp,rev}}$. Substituindo na equação (2.22):

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{W}_{\text{comp}} - \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{W}_{\text{comp}} - \dot{W}_{\text{comp,rev}} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Como $\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1)$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1) - \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{m}_{\text{ref}}T_0(s_2 - s_1) \end{aligned} \quad (2.25)$$

A eficiência exergética do compressor pode ser expresso como o quociente entre o trabalho na compressão reversível pelo trabalho de compressão no ciclo real:

$$\eta_{ex,comp} = \frac{\dot{W}_{comp,rev}}{\dot{W}_{comp}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.26)$$

- Condensador (permuta de calor isobárica):

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica ao processo de troca de calor isobárico que ocorre no condensador, pode escrever-se o balanço de entropia para o sistema:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{ger} &= \Delta\dot{S}_{sis} = 0 \\ \dot{S}_{ger} &= \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \end{aligned}$$

Como $\dot{S}_{out} = \frac{\dot{Q}_Q}{T_C} + \dot{m}_{ref}s_3$ e $\dot{S}_{in} = \dot{m}_{ref}s_2$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{ref}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_Q}{T_C} \quad (2.27)$$

A destruição de exergia que ocorre durante o processo de troca de calor no condensador é determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{ger}$$

Como $\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{ref}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_Q}{T_C}$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \left[\dot{m}_{ref}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_Q}{T_C} \right] \quad (2.28)$$

A destruição de exergia pode ainda ser determinada, através da aplicação do balanço exergético ao condensador:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{dest} &= 0 \\ \dot{E}x_{dest} &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \end{aligned}$$

Como $\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_2$ e $\dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{\dot{Q}_Q} + \dot{E}x_3$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{dest} &= (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) - \dot{E}x_{\dot{Q}_Q} \\ \dot{E}x_{dest} &= \Delta\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{\dot{Q}_Q} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Como $\Delta \dot{E}x_{32} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 = \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]$ e $\dot{E}x_{\dot{Q}_Q} = \dot{Q}_Q \left(1 - \frac{T_0}{T_C}\right)$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_Q \left(1 - \frac{T_0}{T_C}\right) \quad (2.30)$$

Em que: $\dot{E}x_{\dot{Q}_Q}$ representa a taxa de exergia cedida à fonte quente, associada ao calor transferido; e T_C representa a temperatura da fonte quente.

A eficiência exergética do condensador pode ser expresso como o quociente entre a quantidade de exergia transferida para a fonte quente e a perda de exergia do fluido refrigerante durante a sua passagem pelo condensador:

$$\eta_{\text{ex,cond}} = \frac{\dot{E}x_{\dot{Q}_Q}}{\Delta \dot{E}x_{32}} = \frac{\dot{Q}_Q \left(1 - \frac{T_0}{T_C}\right)}{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\text{dest}}}{\Delta \dot{E}x_{32}} \quad (2.31)$$

- Dispositivo de expansão (expansão isentálpica):

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica ao processo de expansão isentálpico que ocorre no dispositivo de expansão, de acordo com a representação esquemática apresentada na Figura 2.16, pode escrever-se o balanço de entropia para o sistema:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{in}} - \dot{S}_{\text{out}} + \dot{S}_{\text{ger}} &= \Delta \dot{S}_{\text{sis}} = 0 \\ \dot{S}_{\text{ger}} &= \dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}} \end{aligned}$$

Como $\dot{S}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{ref}}s_3$ e $\dot{S}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{ref}}s_4$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{ref}}s_4 - \dot{m}_{\text{ref}}s_3 = \dot{m}_{\text{ref}}(s_4 - s_3) \quad (2.32)$$

A destruição de exergia que ocorre durante o processo de expansão é determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger}}$$

Como $\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{ref}}(s_4 - s_3)$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = T_0 \dot{m}_{\text{ref}}(s_4 - s_3) \quad (2.33)$$

A destruição de exergia pode ainda ser determinada, através da aplicação do balanço exergético ao dispositivo de expansão:

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{dest} &= 0 \\ \dot{E}x_{dest} &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}\end{aligned}$$

Como $\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_3$ e $\dot{E}x_{out} = \dot{E}x_4$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{dest} &= \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = \Delta\dot{E}x_{43} \\ \dot{E}x_{dest} &= \dot{m}_{ref}[h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)]\end{aligned}\quad (2.34)$$

A eficiência exergética de um dispositivo de expansão pode ser definida como o quociente entre a quantidade de exergia recuperada e a quantidade de exergia perdida:

$$\eta_{ex,DispExp} = \frac{\dot{S}_{ger}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = 1 - \frac{\Delta\dot{E}x_{43}}{\Delta\dot{E}x_{43}} = 0 \quad (2.35)$$

De acordo com Dinçer e Kanoglu (2010), não existe perda, nem ganho de exergia num dispositivo de expansão. Assim sendo, a eficiência exergética deste dispositivo deverá ser zero. Tal não acontece na realidade, pois nenhum processo termodinâmico é totalmente reversível, isso só acontece quando ($\dot{E}x_{dest} = 0$).

- Evaporador (permuta de calor isobárica):

Aplicando a 2ª lei da Termodinâmica ao processo de troca de calor isobárico que ocorre no evaporador, pode escrever-se o balanço de entropia para o sistema:

$$\begin{aligned}\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{ger} &= \Delta\dot{S}_{sis} = 0 \\ \dot{S}_{ger} &= \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}\end{aligned}$$

Como $\dot{S}_{out} = \dot{m}_{ref}s_1$ e $\dot{S}_{in} = \dot{m}_{ref}s_4 + \frac{\dot{Q}_F}{T_B}$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{ref}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_F}{T_B} \quad (2.36)$$

A destruição de exergia que ocorre durante o processo de troca de calor no evaporador é determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{E}x_{dest} = T_0\dot{S}_{ger}$$

Como $\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{ref}}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_F}{T_B}$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = T_0 \left[\dot{m}_{\text{ref}}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_F}{T_B} \right] \quad (2.37)$$

A destruição de exergia pode ainda ser determinada, através da aplicação do balanço exergético ao evaporador:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{in}} - \dot{E}x_{\text{out}} - \dot{E}x_{\text{dest}} &= 0 \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \dot{E}x_{\text{in}} - \dot{E}x_{\text{out}} \end{aligned}$$

Como $\dot{E}x_{\text{in}} = -\dot{E}x_{\dot{Q}_F} + \dot{E}x_4$ e $\dot{E}x_{\text{out}} = \dot{E}x_1$, substituindo na equação anterior:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{dest}} &= -\dot{E}x_{\dot{Q}_F} + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 \\ \dot{E}x_{\text{dest}} &= \Delta\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{\dot{Q}_F} \end{aligned} \quad (2.38)$$

Como $\Delta\dot{E}x_{14} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_{\text{ref}}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)]$ e $\dot{E}x_{\dot{Q}_F} = -\dot{Q}_F \left(1 - \frac{T_0}{T_B}\right)$, substituindo na equação anterior:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = \dot{m}_{\text{ref}}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + \left[\dot{Q}_F \left(1 - \frac{T_0}{T_B}\right) \right] \quad (2.39)$$

Em que: $\dot{E}x_{\dot{Q}_F}$ representa a taxa de exergia retirada à fonte fria, associada ao calor transferido; e T_B representa a temperatura da fonte fria.

A eficiência exergética do evaporador pode ser expresso como o quociente entre a quantidade de exergia retirada à fonte fria e o ganho de exergia do fluido refrigerante durante a sua passagem pelo evaporador:

$$\eta_{\text{ex, evap}} = \frac{\dot{E}x_{\dot{Q}_F}}{\Delta\dot{E}x_{14}} = \frac{-\dot{Q}_F \left(1 - \frac{T_0}{T_B}\right)}{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\text{dest}}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1} \quad (2.40)$$

Para todo o sistema de refrigeração, a eficiência exergética tendo em conta a 2ª Lei da Termodinâmica, pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta_{\text{ex, MF/BC}} = \frac{\text{objetivo do ciclo em termos exergéticos}}{\text{exergia introduzida no ciclo para cumprir o objetivo exergético}}$$

A eficiência exergética de uma máquina frigorífica ($\eta_{\text{ex, MF}}$) pode ser definida como o quociente entre a taxa de exergia recebida pelo fluido refrigerante durante a sua passagem pelo evaporador ($\Delta\dot{E}x_{14}$), pela taxa de exergia ganha pelo fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}x_{12}$):

$$\eta_{\text{ex,MF}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}(\psi_4 - \psi_1)}{\dot{m}_{\text{ref}}(\psi_2 - \psi_1)} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)]}{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)]} \quad (2.41)$$

A eficiência exergética de uma bomba de calor ($\eta_{\text{ex,BC}}$) pode ser definida como o quociente entre a taxa de exergia cedida pelo fluido refrigerante durante a sua passagem pelo condensador ($\Delta\dot{E}x_{32}$), pela taxa de exergia ganha pelo fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}x_{12}$):

$$\eta_{\text{ex,BC}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}(\psi_2 - \psi_3)}{\dot{m}_{\text{ref}}(\psi_2 - \psi_1)} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]}{\dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)]} \quad (2.42)$$

2.4. Sistemas de refrigeração por compressão de vapor

2.4.1. Aplicações

Atualmente, a utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor encontra-se amplamente difundida por vários setores, nomeadamente, nos transportes, comércio, indústria e doméstico. Apresentando como principal objetivo a realização de aquecimento ou arrefecimento, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor apresentam-se como uma mais-valia para o homem, possibilitando o bem-estar e aumento da sua qualidade de vida.

Em termos de aplicações, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são maioritariamente utilizados para climatização, conservação de alimentos e produção de águas quentes e frias (i.e., águas utilizadas em processos industriais e/ou para utilização sanitária em edifícios públicos, industriais ou habitacionais).

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor mais utilizados no contexto doméstico são os “ar-condicionados”, frigoríficos e congeladores. Os equipamentos de “ar-condicionado” são utilizados para regulação da qualidade do ar interior dos edifícios, integrando num único sistema as opções de aquecimento, arrefecimento e em alguns casos, o controlo da humidade do ar. As máquinas frigoríficas e congeladores (ou sistemas combinados) são utilizados para conservação de alimentos pelo frio.

No contexto industrial, a utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor é maioritariamente realizada na indústria petroquímica, química e alimentar. Na indústria química e petroquímica, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são utilizados para manter determinados processos químicos a temperaturas controladas. A liquefação de gases (oxigénio, azoto, propano, metano, etc.), a purificação de ar comprimido, a produção de alimentos congelados (gelados e outras sobremesas) e a congelação de produtos agroalimentares (vegetais, carnes, peixes, derivados do leite e frutas) são outros exemplos da utilização dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor em aplicações industriais, tal como refere a ASHRAE (2011), em HVAC Applications.

A purificação do ar comprimido é conseguida através da condensação do vapor de água contido no ar comprimido, por forma a permitir a diminuição do teor de humidade no ar.

A congelação de produtos agroalimentares permite a conservação e transporte dos alimentos até outros locais do planeta de modo que o seu consumo seja possível em condições sanitárias corretas.

No setor comercial, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor integram equipamentos diversos, tais como, as máquinas de *vending* (i.e., venda automática) e expositores de produtos alimentares (bebidas, gelados, iogurtes, etc.).

Uma das aplicações dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor que está a ganhar ênfase na atualidade diz respeito ao arrefecimento de grandes infraestruturas que alojam complexos sistemas computacionais (i.e., data centers), utilizados para armazenamento e processamento de dados informáticos.

2.4.2. Componentes

Um sistema de refrigeração por compressão de vapor é constituído por quatro componentes fundamentais (evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão) e outros dispositivos auxiliares (acumulador, recetor, separador de óleo, filtro, secador, válvula de retenção, válvula de solenóide e controlador de descongelamento).

Far-se-á de seguida uma pequena descrição de cada um dos componentes enunciados no parágrafo anterior, componentes que podem integrar um sistema de refrigeração por compressão de vapor:

- **Compressor:** promove a circulação e aumento da pressão do fluido refrigerante no sistema. Existem os seguintes tipos de compressores: alternativo, centrífugo, de parafuso, turbina, Wankel e rotativo de palhetas. A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da potência de refrigeração \dot{Q}_F ou de aquecimento \dot{Q}_Q pretendida (i.e., da pressão máxima atingida no sistema e caudal de fluido refrigerante), tal como referem Dinçer e Kanoglu (2010). De acordo com as características do processo de compressão, os compressores podem ser classificados como: máquinas de deslocamento positivo ou máquinas dinâmicas. Os compressores de deslocamento positivo (alternativo, de parafuso, rotativo de palhetas e Wankel) conseguem o aumento da pressão de vapor do fluido refrigerante, através da redução do volume interno da câmara de compressão. Os compressores dinâmicos (turbina e centrífugo) aumentam a pressão do fluido refrigerante, através da conversão da pressão dinâmica em pressão estática. Se se tiver em conta a conceção dos compressores, estes podem ser classificados como: herméticos, semi-herméticos e abertos. No compressor hermético, tanto o compressor como o motor elétrico

responsável pelo acionamento do compressor, encontram-se alojados no interior de uma carcaça sólida, isolados hermeticamente do exterior, o que permite que os enrolamentos do motor elétrico sejam arrefecidos pelo fluido de refrigeração em circulação. O conjunto (compressor/motor elétrico) apresenta um único acesso exterior destinado à alimentação do motor elétrico. A elevada robustez, a baixa necessidade de manutenção e baixo preço, tornam o compressor hermético ideal para ser utilizado em pequenos sistemas de refrigeração domésticos (com potências até cerca de 30 kW). A estrutura do compressor semi-hermético é similar à do compressor hermético, no entanto é possível a remoção do cabeçote, permitindo assim o acesso às válvulas e aos êmbolos. No compressor do tipo aberto, o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça, possibilitando o seu acionamento externamente, através da utilização de um motor térmico ou elétrico. Este tipo de compressor é muito utilizado na indústria, pois permite o acoplamento de motores de elevadas potências, da ordem das centenas de kW. Os critérios utilizados para a seleção de compressores são: a capacidade de refrigeração, o caudal de fluido refrigerante, a razão de compressão e as propriedades térmicas e físicas do fluido refrigerante;

- **Condensador:** equipamento (permutador de calor) utilizado para arrefecimento, condensação e subarrefecimento do fluido refrigerante proveniente do compressor e que se encontra a elevada pressão e temperatura. O fluido refrigerante entra no condensador no estado de vapor sobreaquecido e abandona-o, normalmente, sob a forma de líquido saturado. A capacidade de transferência de calor é considerada a característica mais importante durante a escolha do tipo de condensador a utilizar. Podem distinguir-se três tipos de condensadores: os arrefecidos a ar, a água e os que operam através do efeito evaporativo. Os tipos de condensadores arrefecidos a ar e água mais comercializados são: o de tubo duplo, o de carcaça e serpentina (*shell and coil*), o de carcaça e tubo (*shell and tube*), o de placas, o de fluxo de ar horizontal, o de fluxo de ar vertical, o de fluxo de ar forçado e o estático. É usual que o condensador opere em contra corrente, permitindo um aumento da sua capacidade de transferência de calor;
- **Evaporador:** equipamento (permutador de calor) utilizado em aplicações de refrigeração, arrefecimento, congelação ou ar-condicionado, com o intuito de retirar energia térmica de um determinado local a refrigerar. O fluido refrigerante entra no evaporador sob a forma de uma mistura líquido-vapor e abandona-o no estado de vapor saturado ou sobreaquecido. Os evaporadores podem subdividir-se em duas categorias, dependendo do estado do meio a refrigerar: evaporadores secos (ou de expansão direta) e os evaporadores inundados. Os evaporadores secos são utilizados no arrefecimento de ambientes fechados (ar), por exemplo, os sistemas de ar-condicionado. Os evaporadores inundados são utilizados no arrefecimento de: água potável, água utilizada em processos industriais, leite após o processo de pasteurização e água utilizada em sistemas de ar-condicionado;

- **Dispositivo de expansão:** são utilizados para reduzir a pressão de condensação (alta pressão) até à pressão de evaporação (baixa pressão), através do estrangulamento do fluido refrigerante. Este equipamento é desenhado para regular o caudal de fluido refrigerante que entra no evaporador, dependendo o caudal da quantidade de calor a ser removida do espaço a refrigerar. Os tipos de dispositivos de expansão mais utilizados são: a válvula de expansão termostática, a válvula de expansão a pressão constante, a válvula de boia e o tubo capilar;
- **Acumulador:** funciona como um reservatório temporário que “aprisiona” o excesso de mistura óleo-fluido refrigerante e a devolve a uma taxa que não seja prejudicial para o compressor. Alguns acumuladores incluem um permutador de calor que auxilia a ebulição do fluido refrigerante, antes de este ser devolvido ao compressor, através do aproveitamento da energia térmica retirada ao fluido refrigerante durante o subarrefecimento no condensador, permitindo que o sistema opere com uma maior eficiência. A correta instalação de um acumulador de sucção (na linha de sucção), depois da válvula de retorno e antes do compressor, irá aumentar a vida útil do compressor;
- **Recetor:** é necessário em sistemas que utilizam uma válvula de expansão para controlo do caudal de fluido refrigerante. O recetor funciona como um espaço para armazenamento do fluido refrigerante em excesso no sistema, sempre que a válvula de expansão altera o caudal de fluido refrigerante admitido no evaporador;
- **Separador de óleo:** promove a separação do óleo e limita a quantidade de óleo arrastado até aproximadamente 0,0003 - 0,001% da quantidade total de fluido refrigerante, dependendo das características do sistema de refrigeração, nomeadamente, arranque/paragem, frequência de carga/descarga, entre outras;
- **Filtro:** remove materiais estranhos ou impurezas que se possam ter depositado na linha de refrigeração. Se permanecerem no sistema, estas impurezas podem causar pequenos orifícios nos dispositivos de controlo de caudal, válvulas de retenção e compressor;
- **Secador:** promove a extração da humidade que pode surgir no fluido refrigerante e que degrada as propriedades termodinâmicas do mesmo. Os fatores que influenciam a escolha do tamanho ideal do secador são: caudal e tipo de fluido refrigerante, o tamanho da linha e a queda de pressão admissível;
- **Válvula de retenção:** dispositivo mecânico utilizado para garantir que o escoamento do fluido refrigerante apenas acontece numa direção. Precedem normalmente dispositivos de controlo de caudal;
- **Válvula de solenoide:** operadas eletricamente à distância, permitem a interrupção ou início da circulação de fluido refrigerante no sistema;
- **Controlador de descongelamento:** define intervalos de tempo em que deve ser acionado o mecanismo de remoção do gelo que se forma na superfície das alhetas do evaporador. Este mecanismo envolve o controlo de válvulas e ventiladores.

2.4.3. Sistemas físicos

De acordo com as características apresentadas pelo processo de expansão, os sistemas de refrigeração podem ser classificados como: sistemas de expansão direta ou sistemas de expansão indireta, tal como é referido em Melo (2011).

- **Sistemas de expansão direta:** o fluido refrigerante que circula pelas serpentinas do evaporador realiza o processo de arrefecimento final, ou seja, o processo de evaporação do fluido refrigerante “retira” energia térmica diretamente ao meio a refrigerar. Não são utilizados fluidos refrigerantes intermediários ou secundários. Exemplos de sistemas que operam por expansão direta mais comuns: ar-condicionados, sistemas autónomos de condensação de ar ou água (*self-contained systems*) e sistemas separados (*split-systems*);
- **Sistemas de expansão indireta:** um fluido refrigerante (primário) arrefece outro fluido refrigerante intermediário (secundário, normalmente água) que, passando por uma serpentina, retira energia térmica ao ambiente a refrigerar. Este tipo de sistemas é muito aplicado na indústria, onde a amónia se destaca como o fluido refrigerante mais utilizado. Devido à elevada toxicidade apresentada pela amónia, outro fluido refrigerante é utilizado como intermediário para minimização dos possíveis riscos para a saúde humana ou contaminação de produtos finais.

Verifica-se também, no contexto industrial, a aplicação dos sistemas de refrigeração em cascata ou sistema multipressão. A utilização destes sistemas é muita vantajosa em indústrias que necessitam diferentes níveis de temperatura, em diferentes fases do processamento do produto. Um exemplo da sua aplicação é a indústria dos laticínios, onde um dos ambientes deve ser mantido a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, para produção de gelados, enquanto outro ambiente deve ser mantido $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, para arrefecimento do leite após o processo de pasteurização (i.e., aquecimento acima dos $100\text{ }^{\circ}\text{C}$). O sistema de refrigeração em cascata é um sistema de refrigeração por compressão de vapor que possui dois ou mais níveis de baixa pressão (i.e., pressão do circuito de refrigeração entre o dispositivo de expansão e o compressor), dependendo do número de estágios/aplicações que vão abrangidas pelo sistema. O arrefecimento intermédio entre estágios de compressão reduz a potência requerida para a compressão do fluido refrigerante. Com a utilização deste sistema, passa também a ser possível a utilização de dois ou mais fluidos refrigerantes, sendo escolhidos os que apresentam melhores propriedades termodinâmicas para as gamas de temperaturas de cada estágio, i.e., cada fluido refrigerante opera com menores amplitudes térmicas entre o condensador e evaporador. Outra vantagem da utilização de sistemas de refrigeração em cascata diz respeito à redução da diferença de pressão em que trabalha o compressor, reduzindo assim o desgaste nas superfícies dos seus mancais, tal como é referido em Dinçer e Kanoglu (2010).

Se se tiver em conta a disposição dos compressores, os sistemas de refrigeração podem ser classificados como: sistemas em paralelo ou sistemas convencionais individuais.

- **Sistemas em paralelo:** os compressores (que se encontram ligados em paralelo) são montados em *racks* e as respetivas tubagens de sucção e descarga ligadas a *mainfolds* comuns, operando todos os compressores à mesma pressão de sucção. Este tipo de sistemas proporciona um controlo de capacidade do sistema mais eficiente, uma vez que todos os compressores podem ser controlados por forma a garantir a carga de refrigeração necessária. A utilização de sistemas em paralelo apresentam-se vantajosa em aplicações que apresentem grandes variações de carga de refrigeração, como é o caso de supermercados, cujos aspetos operacionais e metrológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação até 10% da sua potência nominal.

Na Tabela 2.1, apresenta-se a comparação entre a utilização de sistemas de refrigeração em paralelo e os sistemas convencionais individuais.

Tabela 2.1 - Tabela de comparação entre as características dos sistemas de refrigeração em paralelo e sistemas individuais. Fonte: Dinçer e Kanoglu (2010).

Tipologia do sistema Características	Sistema paralelo	Sistema convencional
Capacidade da instalação	Pequenas, médias e grandes	Micro e pequenas
Quantidade de ambientes refrigerados por equipamento	Diversos	Apenas um
Fiabilidade e segurança da instalação	Maior	Menor
Consumo de energia	Menor	Maior
Custo inicial	Maior	Menor
Vida útil	Maior	Menor
Tamanho do equipamento	Maior	Menor
Número de compressores	Mais de dois	Apenas um
Controlo da capacidade	Depende do número de compressores (entre 50 e 100%)	Sem controlo (liga/desliga)
Simplicidade	Menor	Maior

2.5. Nota conclusiva

Abordou-se neste capítulo a temática da refrigeração. Foi apresentada a história da refrigeração, seguindo-se a exposição e descrição com maior pormenor das principais técnicas utilizadas para produção de frio. Posteriormente foi abordado o ciclo em estudo neste trabalho (i.e., o ciclo de refrigeração por compressão de vapor), sendo este apresentado com maior detalhe, incluindo, a dedução das equações utilizadas no balanço energético e exergético do ciclo de refrigeração. Na parte final deste capítulo são, ainda, apresentados os sistemas físicos de refrigeração por compressão de vapor, com destaque para as respetivas aplicações, componentes que o podem constituir, classificação quanto ao tipo de expansão e principais configurações.

No capítulo seguinte far-se-á a abordagem teórica à temática dos fluidos refrigerantes, para que seja assim possível escolher o fluido refrigerante a utilizar no estudo experimental.

Capítulo 3

Fluidos refrigerantes

Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), um fluido refrigerante é todo aquele que apresenta uma elevada capacidade para “absorver” grandes quantidades de energia térmica durante o processo de evaporação a uma baixa temperatura, característica que o torna ideal para ser utilizado em sistemas de refrigeração que operam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor (ar-condicionados, bombas de calor, etc.).

Os fluidos refrigerantes podem ser classificados como primários ou secundários, tal como Dinçer e Kanoglu (2010) referem. Os fluidos refrigerantes primários são aqueles que circulam no interior do sistema de refrigeração, sendo comprimidos no compressor e expandidos no dispositivo de expansão, ou seja, são aqueles cuja largura da zona bifásica medida no digrama (p,h) é importante. São exemplos dos fluidos refrigerantes primários, os compostos halogenados, os hidrocarbonetos, os compostos inorgânicos, as misturas zeotrópicas e azeotrópicas. Os fluidos refrigerantes secundários são normalmente, líquidos utilizados como transportadores de energia térmica a baixa temperatura, do fluido refrigerante primário para outro fluido. Este tipo de fluidos refrigerantes apenas é utilizado em sistemas de refrigeração por compressão de vapor que operem por expansão indireta. São exemplos de fluidos refrigerantes secundários, as salmouras e os anticongelantes.

O primeiro fluido refrigerante a ser comercializado em larga escala foi o etanol (R-610). Este foi utilizado na primeira máquina de refrigeração patenteada a operar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, máquina construída por Jacob Perkins em 1834. As características do etanol são perceptíveis ao derramar-se uma pequena quantidade sob a mão. O efeito evaporativo quase instantâneo provoca uma sensação de arrefecimento na pele, enquanto uma porção do etanol é evaporada “roubando” energia térmica à mão.

Posteriormente, novos fluidos foram testados e utilizados em sistemas de refrigeração. São alguns exemplos desses fluidos, a amónia (R-717), o dióxido de carbono (R-744), o monocloroetano (R-160), o isobutano (R-600a), o clorometano (R-40), diclorometano (R-30), o dióxido de enxofre (R-764), o ar (R-729) e outros posteriormente utilizados.

Excepcionalmente, os sistemas de refrigeração por absorção utilizam duas substâncias (o fluido refrigerante e o absorvente). Pretende-se com estes sistemas aproveitar a afinidade química existente entre estes fluidos, com o intuito de a sua combinação e dissociação possibilitar o efeito de refrigeração ou aquecimento desejado.

Neste capítulo é abordada a temática dos fluidos refrigerantes e a respetiva evolução histórica, tendo em conta os principais acontecimentos que marcaram essa evolução. Procedeu-se também à apresentação das principais características e propriedades que caracterizam os fluidos refrigerantes, por forma a permitir a classificação dos mesmos de acordo com a respetiva família. Por fim, são abordadas as diferentes possibilidades de substituição para os fluidos refrigerantes atualmente mais utilizados, os diferentes métodos de substituição, a recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes.

3.1. Caracterização dos fluidos refrigerantes

Na secção que agora se inicia far-se-á a apresentação das principais características e propriedades dos fluidos refrigerantes, por forma a permitir a classificação dos mesmos, de acordo com a respetiva família.

3.1.1. Características gerais de um fluido refrigerante

A análise das características gerais de um fluido refrigerante permite a caracterização e distinção dos diversos fluidos refrigerantes, tendo em conta as suas propriedades (i.e., qualidades ou especificidades).

Durante o processo de seleção do fluido refrigerante a utilizar num qualquer sistema frigorífico ou bomba de calor, devem ter-se em conta as respetivas características gerais do fluido refrigerante, para que possa, assim, ser aplicado aquele que melhor se adequa à instalação e que seja capaz de satisfazer as condições de refrigeração ou aquecimento desejadas.

De acordo com Dinçer (1997) é esperado que o fluido refrigerante ideal apresente as seguintes características gerais:

- Seja amigo do ambiente (não contribua para a destruição da camada de ozono e aumento do efeito de estufa);
- Apresenta uma baixa temperatura de evaporação;
- Apresente um baixo caudal volúmico por unidade de capacidade do sistema;
- Apresente uma pressão de evaporação mais baixa que a pressão atmosférica;
- Apresente uma elevada entalpia de evaporação;
- Não seja inflamável nem explosivo;
- Não seja corrosivo nem tóxico;
- Não seja reativo, mas compatível com os óleos de lubrificação do compressor;
- Não seja ácido no caso de mistura com água ou ar;
- Seja quimicamente estável;
- Apresente propriedades térmicas e físicas adequadas (i.e., condutividade térmica, viscosidade, etc.);

- Apresente elevada disponibilidade comercial;
- Seja facilmente detetável no caso de fugas;
- Tenha baixo custo.

Tendo em conta Dinçer e Kanoglu (2010), as propriedades de saturação do fluido refrigerante devem ser igualmente tomadas em conta. Para se conseguir obter uma razoável taxa de transferência de energia térmica, a diferença de temperaturas entre o refrigerante no interior do permutador de calor e o ambiente exterior deve rondar os 10 °C. Por exemplo, se se desejar manter um determinado ambiente a 0 °C, a temperatura do refrigerante no evaporador deverá rondar os -10 °C. A pressão mais baixa obtida no ciclo de refrigeração ocorre no evaporador, não devendo esta pressão ser inferior à pressão atmosférica, para prevenir quaisquer entradas de ar no sistema de refrigeração. Também no condensador a temperatura e pressão do fluido refrigerante devem depender das propriedades termodinâmicas e físicas do meio para o qual a energia térmica é rejeitada, isto é, deve ter-se em atenção a quantidade de energia térmica que esse meio consegue suportar.

3.1.2. Propriedades dos fluidos refrigerantes

A caracterização dos fluidos refrigerantes só é possível através do estudo das suas propriedades.

De acordo com Hihara (2012), Kohler (2012), McLinden (2011) e o relatório “*Application Guide*” publicado pela McQuay International Air Conditioning (2002), as propriedades que possibilitam a caracterização de um fluido refrigerante estão relacionadas com a segurança (toxicidade e inflamabilidade), o ambiente (ODP, GWP, TEWI e tempo de permanência na atmosfera), a compatibilidade com materiais (metais, isolantes, lubrificantes, etc.), o desempenho (eficiência, propriedades de transferência de energia térmica e ponto crítico). São ainda importantes outras propriedades físicas como a velocidade acústica, o *glide*, etc..

Procede-se agora ao estudo das propriedades dos fluidos refrigerantes, enunciadas no parágrafo anterior.

Toxicidade e inflamabilidade

Toxicidade e inflamabilidade são os dois parâmetros utilizados pela ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) para indicar o nível de segurança da utilização de um fluido refrigerante.

Para facilitar esta classificação, a norma ASHRAE Standard 34 (2010) adotou uma matriz que relaciona ambos os parâmetros, tal como se pode observar na Figura 3.1.

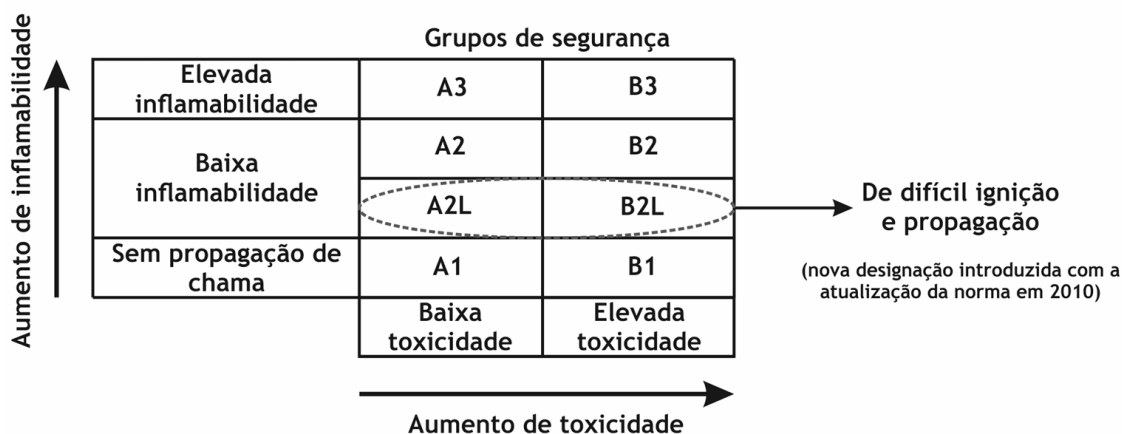


Figura 3.1 - Matriz de classificação de fluidos refrigerantes quanto à segurança da sua utilização.

Fonte: Norma ASHRAE Standard 34 (2010).

A toxicidade de uma substância é definida como a concentração necessária da mesma no ambiente para provocar danos corporais no homem. Uma substância que apresenta uma elevada estabilidade no ambiente (i.e., é pouco reativa, permanecendo no ambiente com as mesmas características durante um longo período de tempo) penetra com maior facilidade no corpo humano, através das vias respiratórias, depositando-se nos pulmões, local onde são absorvidas pela corrente sanguínea. Estas substâncias conseguem chegar aos diversos órgãos do corpo humano com características idênticas às apresentadas durante a emissão (i.e., dividido ao facto de serem pouco reativas), depositando-se nos diversos órgãos do corpo humano, provocando assim estragos mais profundo no mesmo. Por outro lado, uma substância que seja mais reativa (i.e., o oposto de estável) vai interagir de forma violenta quando em contacto com o corpo humano, provocando-lhe um dano superficial, ou seja, irritação da pele, vias respiratórias e olhos. A toxicidade aguda é o termo utilizado para designar a exposição do homem a elevadas concentrações de determinada substância durante curtos períodos de tempo, por exemplo, a exposição a uma grande fuga de fluido refrigerante no interior de um espaço fechado. A toxicidade crónica designa a exposição repetitiva do homem a baixas concentrações de determinada substância durante longos períodos de tempo. Este será o tipo de exposição experimentado por um técnico de manutenção e instalação de equipamentos de refrigeração. O Valor Limite de Tolerância ou *Threshold Limit Value* (TLV) representa o valor máximo da concentração de determinada substância no ambiente, ao qual todos os seres humanos podem estar repetidamente expostos, dia após dia, sem que da exposição resultem efeitos negativos para a sua saúde. Por outras palavras, TLV representa a concentração máxima de determinada substância no ambiente, por forma a evitar o aparecimento de problemas de saúde no homem após uma exposição à toxicidade crónica. O valor de TLV é obtido através da informação disponível, conseguida a partir da experiência industrial e testes experimentais em laboratórios. Deve apenas referir-se que o TLV pode variar de pessoa para pessoa, de acordo com os seus hábitos (tabagismo, álcool ou outras

drogas), estado de saúde, idade, medicação, entre outros. De acordo com o nível de toxicidade apresentada pelos fluidos refrigerantes, a norma ASHRAE Standard 34 (2010) subdivide-os em dois grupos, classe A e B, tal como é ilustrado na Figura 3.1.

A inflamabilidade de uma substância é definida como a facilidade com que esta queima ou entra em ignição. A água (R-718) e o propano (R-290) são as substâncias utilizadas como referências, representando a água uma substância não inflamável e o propano uma substância bastante inflamável. Esta característica relaciona-se diretamente com as condições do ambiente envolvente, existindo substâncias que em condições atmosféricas normais (i.e., condições PTN, $P=101,35$ kPa e $T=20$ °C) são estáveis e quando sujeitas a determinadas condições específicas entram em ignição. O Limite Inferior de Inflamabilidade ou *Lower Flammability Limit* (LFL) representa o valor mínimo da concentração da substância no ar às condições PTN, numa mistura perfeitamente homogênea, existindo a possibilidade de a substância entrar em ignição. O valor do LFL é geralmente obtido em ensaios laboratoriais para as condições PTN e expressa em percentagem, representando o quociente entre o volume ocupado pela substância pelo volume total da mistura. O procedimento experimental utilizado para determinação do LFL de fluidos refrigerantes e outras substâncias encontra-se disponível na norma ANSI/ASTM Standard E681-85. A velocidade de propagação da chama é também uma importante característica da inflamabilidade das substâncias. Esta informa da velocidade a que ocorre a reação de combustão e expressa-se em [cm/s]. O calor de combustão ou *Heat Of Combustion* (HOC) representa a energia térmica libertada durante a queima de uma substância, podendo expressar-se nas unidades [Btu/lb]. Caso o valor de HOC seja positivo, significa que da queima da substância existe libertação de energia (i.e., acontece uma reação exotérmica). Por outro lado, se o valor de HOC for negativo, significa que para existir a queima da substância é necessário fornecer energia à reação (i.e., acontece uma reação endotérmica). De acordo com o nível de inflamabilidade apresentada pelos fluidos refrigerantes, a norma ASHRAE Standard 34 (2010) subdivide-os em quatro grupos, classe 1, 2, 2L e 3, tal como é ilustrado na Figura 3.1.

Da leitura da matriz presente na Figura 3.1, pode concluir-se que:

- **Classe A:** para os fluidos refrigerantes pertencentes a esta classe, não foram encontrados casos de intoxicação em humanos para concentrações inferiores ou igual a 400 ppm em volume, baseando-se esta determinação no TLV do respetivo fluido refrigerante;
- **Classe B:** para os fluidos refrigerantes pertencentes a esta classe, foram encontradas evidências de intoxicação em humanos para concentrações inferiores a 400 ppm em volume, baseando-se esta determinação no TLV do respetivo fluido refrigerante;
- **Classe 1:** para os fluidos refrigerantes pertencentes a esta classe, não é observada a propagação de chama às condições PTN;

- **Classe 2:** os fluidos refrigerantes pertencentes a esta classe possuem um baixo valor de LFL (i.e., baixa inflamabilidade), superior a $0,17 \text{ [g/cm}^3\text{]}$, um HOC inferior a $8,174 \text{ [Btu/lb]}$ e uma baixa velocidade de propagação da chama, abaixo dos 10 [cm/s] , para as condições PTN;
- **Classe 2L:** os refrigerantes pertencentes a esta classe possuem um baixo calor de LFL (i.e., baixa inflamabilidade), superior a $0,17 \text{ [g/cm}^3\text{]}$, um HOC superior a $8,174 \text{ [Btu/lb]}$ e uma elevada velocidade de propagação da chama, acima dos 10 [cm/s] , para as condições PTN;
- **Classe 3:** os refrigerantes pertencentes a esta classe são bastante inflamáveis. Estes possuem um elevado valor de LFL, inferior a $0,17 \text{ [g/cm}^3\text{]}$, um HOC superior a $8,174 \text{ [Btu/lb]}$ e uma elevada velocidade de propagação da chama, acima dos 10 [cm/s] , para as condições PTN.

De acordo com Calm e Didon (1998) é possível prever algumas das características dos fluidos refrigerantes, nomeadamente, a inflamabilidade, a toxicidade e o tempo de permanência na atmosfera, através do estudo da composição química das substâncias.

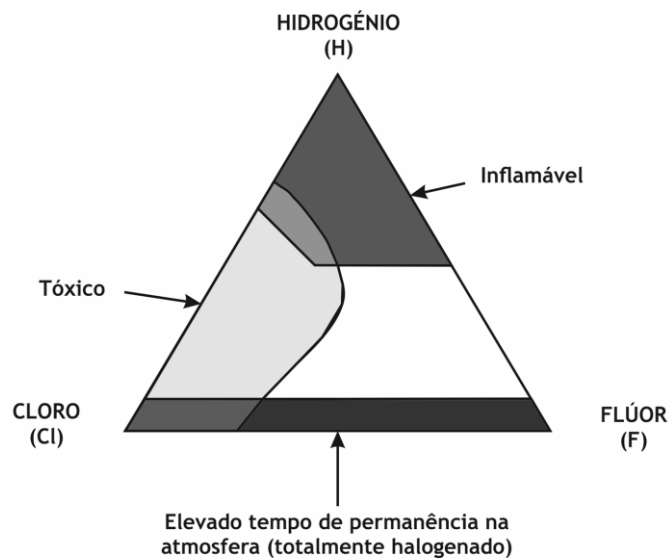


Figura 3.2 - Triângulo que exprime a relação entre a constituição química, a inflamabilidade, a toxicidade e o tempo de permanência na atmosfera dos fluidos refrigerantes orgânicos. Fonte: Calm e Didion (1998).

Da análise da Figura 3.2, pode concluir-se que:

- Fluidos refrigerantes ricos em hidrogénio (H) são inflamáveis e apresentam um baixo tempo de permanência na atmosfera (consequência da sua elevada reatividade). São exemplos, os compostos hidrocarbonetos;
- Fluidos refrigerantes ricos em cloro (Cl) ou bromo (B) são tóxicos;

- Fluidos refrigerantes ricos em fluor (F) e cloro (Cl) apresentam um elevado tempo de permanência na atmosfera (consequência da sua baixa reatividade). São exemplos, a família dos compostos CFC's (compostos halogenados);

Eficiência

Quanto mais eficiente for o sistema de refrigeração, menor será a quantidade de energia necessária para promover uma semelhante potência de arrefecimento. Pode definir-se a eficiência de uma máquina de refrigeração, ou eficiência térmica à 1ª Lei ou COP (Coeficiente de Performance), como o quociente entre o objetivo energético do ciclo e a quantidade de energia introduzida no ciclo para cumprir o objetivo energético.

O ciclo de Carnot representa o ciclo teórico completamente reversível para um sistema de refrigeração, cuja eficiência pode ser expressa dependendo apenas das temperaturas das fontes térmicas (i.e., $COP_{MF(CARNOT)} = \frac{T_F}{T_Q - T_F}$ e $COP_{BC(CARNOT)} = \frac{T_Q}{T_Q - T_F}$). Note-se que as propriedades do refrigerante não fazem parte desta equação.

Pode então concluir-se que a eficiência é uma propriedade do sistema de refrigeração, não uma propriedade do refrigerante.

Existem ainda outros parâmetros inerentes ao sistema de refrigeração, não dependendo portanto das propriedades do fluido refrigerante, que influenciam diretamente a eficiência desses sistemas. Alguns desses parâmetros são, a eficiência do motor elétrico, a eficiência do compressor (seja em plena carga ou carga parcial), o *design* e material de construção dos permutadores de calor, as condições de operação, entre outros.

As propriedades do fluido refrigerante que poderão afetar a eficiência do sistema são, as propriedades de transferência (facilidade de compressão), as propriedades de transferência de energia térmica, a velocidade acústica, entre outras.

Propriedades de transferência de energia térmica

O objetivo da refrigeração é o de “deslocar” energia térmica de um local onde não é desejada, para outro onde seja necessária (ou onde não represente um problema, por exemplo, o ambiente). Para cumprir este objetivo, o processo de transferência de energia térmica destaca-se como tendo importância fundamental. A eficiência de um ciclo de refrigeração só poderá ser máxima se o fluido apresentar uma elevada capacidade de transferência de energia térmica.

A utilização de um fluido refrigerante que apresente boas propriedades de transferência de energia térmica permite a utilização de sistemas de refrigeração mais compactos, nomeadamente ao nível dos permutadores de calor. De acordo com a equação básica utilizada

no dimensionamento de permutadores de calor ($Q = U \times A \times \Delta_T$), onde, Q é a quantidade de calor trocada entre fluidos, U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de contacto entre fluidos e Δ_T é a diferença logarítmica média de temperaturas entre os fluidos, a utilização de um fluido refrigerante que apresente boas propriedades de transferência de energia térmica, refletir-se-á no aumento do coeficiente global de transferência de calor. Para uma mesma diferença de temperaturas e quantidade de calor trocada entre fluidos, o aumento do coeficiente global de transferência de calor, irá resultar numa diminuição da área de contacto entre fluidos (i.e., diminuição do tamanho do permutador). Por sua vez, a diminuição do tamanho dos permutadores de calor, irá resultar numa diminuição da elevação de pressão no compressor e conseqüente aumento da eficiência de operação do mesmo.

São vários os fatores que influenciam o calor transferido com um fluido refrigerante. Alguns destes fatores encontram-se relacionados com as características dos diversos elementos constituintes do sistema de refrigeração, por exemplo, a disposição e *design* das tubagens e outros elementos, e o caudal de escoamento (número de *Reynolds*).

Outras três propriedades do fluido refrigerante que afetam a capacidade de transferência de calor global do sistema são, a viscosidade dinâmica (μ), o calor específico (c) e a condutividade térmica (k). Estas propriedades são utilizadas no cálculo do número de *Prandtl* ($Pr = \mu \times \frac{c_p}{k}$), fator muito utilizado no dimensionamento e *design* de permutadores de calor.

O objetivo é utilizar como fluido refrigerante, uma substância capaz de “carregar” grandes quantidades de energia (i.e., que apresente elevado calor específico) e de transferir energia facilmente (i.e., apresentam elevada condutividade térmica). É ainda desejável que a substância apresente uma baixa viscosidade, permitindo assim o aumento da turbulência no escoamento e a redução da potência mecânica produzida pelo compressor para promover a sua movimentação.

ODP (*Ozone Depletion Potential*)

O ODP (*Ozone Depletion Potential*) é o índice que caracteriza a participação de uma molécula de determinado fluido refrigerante no processo de destruição da camada de ozono.

O valor deste índice é calculado através da comparação com a contribuição para o processo de destruição da camada de ozono da molécula de referência, molécula de R-11 ou R-12, apresentando, ambas, um ODP = 1, considerado o potencial máximo de destruição da camada de ozono.

Com a entrada em vigor do Protocolo de Montreal, em 1989, ficou acordado entre os países signatários, a abolição da utilização de todos os fluidos refrigerantes que apresentassem um valor de ODP > 0, devendo estes ser gradualmente substituídos por outros mais inofensivos para o ambiente.

Atualmente a produção e comercialização de fluidos refrigerantes que apresentem um valor de ODP > 0 encontra-se proibida, assim como a comercialização de sistemas preparados para utilizar este tipo de fluidos refrigerantes.

De acordo com Calm e Didon (1998) é possível prever a contribuição dos fluidos refrigerantes para a destruição da camada de ozono, através do estudo da composição química das substâncias.

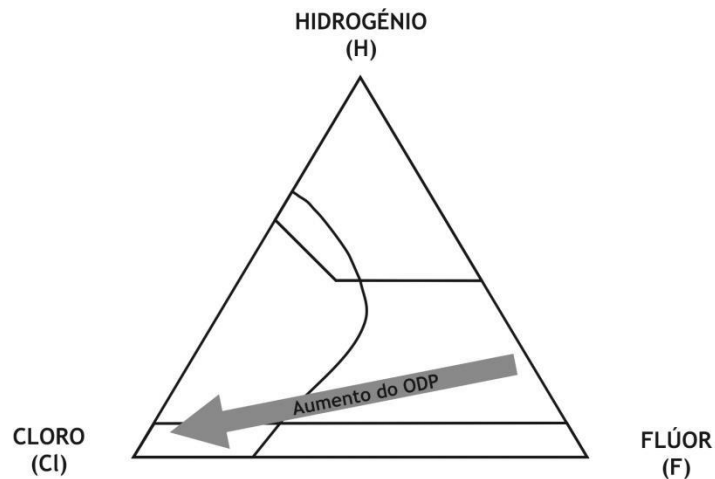


Figura 3.3 - Triângulo que exprime a relação entre a constituição química e o ODP dos fluidos refrigerantes orgânicos. Fonte: Calm e Didion (1998).

Da análise da Figura 3.3, pode concluir-se que o ODP de um fluido refrigerante (i.e., a contribuição dos fluidos refrigerantes para a destruição da camada de ozono) aumenta com a concentração de átomos de cloro (ou bromo) presentes na constituição química da substância.

Os compostos halogenados (CFC's), ricos em cloro e flúor, são compostos altamente reativos. Quando chegam à estratosfera terrestre, estes compostos reagem com as moléculas de ozono por intermédio da luz solar, dissociando-as ($\text{CFC} + \text{Luz} + 2 \text{O}_3 \rightarrow 3 \text{O}_2 + \text{Cl}^*$). Desta reação resultam radicais livres de cloro que apresentam um elevado tempo de permanência na atmosfera. Os radicais livres de cloro podem, durante o seu período de vida, destruir milhares de moléculas de ozono, até que se ligar a uma substância diferente do ozono.

A destruição da camada de ozono conduz ao aumento da entrada de raios ultravioletas solares na atmosfera terrestre, o que representa um elevado risco para a saúde pública, nomeadamente, o aumento da incidência do cancro da pele e queimaduras provocadas pela exposição prolongada à radiação solar.

GWP (*Global Warming Potential*)

O GWP (*Global Warming Potential*) é um índice que caracteriza a participação de uma molécula de determinado fluido refrigerante no efeito de estufa.

O valor deste índice é calculado através da comparação com a contribuição para o efeito de estufa da molécula de referência, molécula de dióxido de carbono. Esta comparação pode ser feita tendo em conta o efeito de aquecimento provocado por uma molécula de fluido refrigerante durante diferentes períodos de tempo, nomeadamente, 20, 100 ou 500 anos, sendo o período de comparação mais utilizado os 100 anos (GWP_{100}). O dióxido de carbono é usado como gás de referência, pois apresenta o maior impacto líquido no aquecimento global. O GWP do dióxido de carbono é definido como sendo igual a 1 ($GWP = 1$).

Com entrada em vigor do Protocolo de Quioto, em 2005, ficou acordado entre os países signatários, a abolição da utilização de fluidos refrigerantes que apresentassem um valor elevado de GWP, devendo estes ser gradualmente substituídos por outros mais inofensivos para o ambiente (i.e., que apresentem um menores GWP).

Nos últimos anos vários países publicaram legislação com o objetivo de cumprir as metas acordadas na assinatura do Protocolo de Quioto. São signatários do Protocolo de Quioto 175 países, dos quais não fazem parte, entre outros, os Estados Unidos da América.

De acordo com Calm e Didon (1998) é igualmente possível prever a contribuição dos fluidos refrigerantes para o aquecimento global através do estudo da composição química das substâncias.

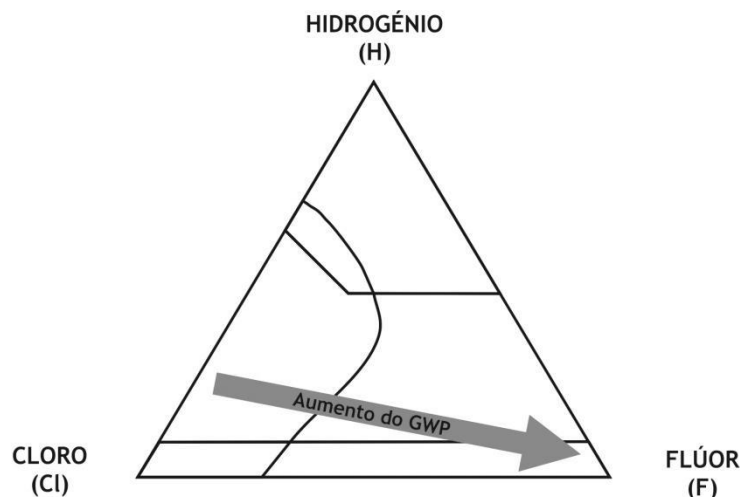


Figura 3.4 - Triângulo que exprime a relação entre a constituição química e o GWP dos fluidos refrigerantes orgânicos. Fonte: Calm e Didon (1998).

Da análise da Figura 3.3, pode concluir-se que o GWP de um fluido refrigerante (i.e., a contribuição dos fluidos refrigerantes para o aumento do efeito de estufa e aquecimento global) aumenta com a concentração de átomos de fluor presentes na constituição química da substância.

O GWP de um fluido refrigerante aumenta com a capacidade das suas moléculas em absorver a radiação solar refletida pela Terra e o com o seu tempo de permanência na atmosfera. As moléculas que apresentam maior GWP são as que possuem ligações químicas de carbono-flúor (C-F).

Atualmente, cerca de 95% dos fluidos refrigerantes da família dos HFC's, mundialmente utilizados, apresentam um GWP entre os 700 e 4000, tal como é referido por Kohler (2012).

A TEAP (Technology & Economic Assessment Panel), unidade técnica e de investigação criada pela UNEP (United Nations Environment Programme - Ozone Secretariat), propõe a classificação dos fluidos refrigerantes, mediante o seu GWP, de acordo com a informação constante da Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Tabela de classificação dos fluidos refrigerantes, de acordo com o seu GWP. Fonte: TEAP (2010).

GWP ₁₀₀	Classificação
GWP > 30	Ultra-low-GWP
GWP > 100	Very low-GWP
GWP > 300	Low-GWP
GWP > 1000	Moderate-GWP
GWP > 3000	High-GWP
GWP > 10 000	Very High GWP
GWP > 30 000	Ultra-High GWP

TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*)

O TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) exprime a relação entre o desempenho do ciclo de refrigeração e o seu impacto global para o ambiente, resultantes da utilização de um determinado fluido refrigerante.

Na Figura 3.5 pode observar-se, sob a forma de um esquema simplificado, as características intrínsecas ao conceito TEWI.

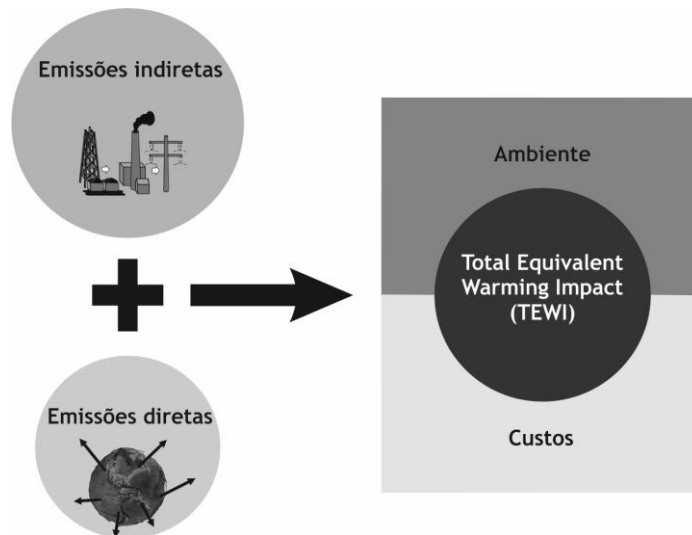


Figura 3.5 - Esquema simplificado para análise do conceito TEWI. Fonte: Kohler (2012).

Com a aplicação deste parâmetro é possível determinar o valor total das emissões de GEE relacionadas com a utilização de um qualquer fluido refrigerante, através da contabilização das emissões diretas (fugas de fluido refrigerante para a atmosfera) e indiretas (GEE resultantes da produção da energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração).

O valor de emissões de GEE indiretas (contabilizadas durante o período de vida útil do fluido refrigerante) representa a maior fatia das emissões de GEE relacionadas com a utilização de um fluido refrigerante.

A substituição de um fluido refrigerante que possui um elevado GWP por outro com um valor de GWP mais baixo (contabilizando apenas o valor das emissões diretas de GEE), nem sempre é a melhor solução. Nos casos em que o fluido refrigerante substituto apresenta propriedades termofísicas e de transferência de energia térmica mais desfavoráveis, da substituição resultará uma diminuição do desempenho do ciclo de refrigeração. Torna-se assim necessário um maior consumo de energia elétrica pelo sistema de refrigeração para obtenção de uma igual potência de refrigeração, ou de aquecimento. Em suma, a substituição do fluido refrigerante conduzirá a um aumento dos custos de operação do sistema de refrigeração e das emissões de GEE indiretas (resultante da produção de energia elétrica).

Assim sendo, através deste parâmetro é possível avaliar de forma mais abrangente a viabilidade da substituição de um fluido refrigerante.

Alguns investigadores da área apontam como ponto fraco deste parâmetro, o facto de não englobar no cálculo as emissões de GEE relacionadas com a produção, manuseamento e transporte do fluido refrigerante.

O valor deste parâmetro é obtido através da aplicação da seguinte fórmula:

$$TEWI = (GWP_{100} \times L \times n) + (GWP_{100} \times m[1 - C]) + (n \times E \times \beta) \quad (3.1)$$

Onde:

- GWP_{100} - Global Warming Potential a 100 anos;
- L - valor anual de emissões de fluido refrigerante [kg];
- n - período de vida útil do sistema [anos];
- m - carga de fluido refrigerante [kg];
- C - fator de recuperação/reciclagem do fluido refrigerante [entre 0 e 1];
- E - consumo anual de energia pelo sistema de refrigeração [kWh];
- β - emissões de dióxido de carbono $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \right]$.

Compatibilidade com os materiais

Antes da comercialização de um novo fluido refrigerante, deve perceber-se a forma como este reage quando em contacto com os diversos materiais constituintes do sistema de refrigeração, nomeadamente, o cobre, o aço, o latão, os lubrificantes, as juntas, os vedantes, o motor, entre outros. Todas as compatibilidades devem ser estudadas, a fim de se perceber se, da não compatibilidade entre materiais, resulta a degradação das propriedades termofísicas e de transferência de energia térmica do fluido refrigerante, ou se algum dos materiais é danificado, possibilitando assim a existência de fugas de fluido refrigerante durante o período de vida útil do sistema.

A utilização de fluidos refrigerantes inertes, substâncias que apresentem uma grande estabilidade no ambiente (i.e., não reajam facilmente quando em contacto com diferentes tipos de materiais), seria a opção ideal em termos de compatibilidade de materiais. A compatibilidade de materiais apresenta-se como um dos grandes benefícios resultantes da utilização de fluidos refrigerantes da família dos CFC's. Por outro lado, a utilização de fluidos refrigerantes inertes, faz com que sejam altamente prejudiciais para o ambiente, apresentando longos períodos de permanência na atmosfera.

Procede-se agora à análise da compatibilidade entre os fluidos refrigerantes e alguns dos materiais mais sensíveis do sistema de refrigeração:

- **Motor elétrico:** os compressores mais utilizados em sistemas de refrigeração são os herméticos, encontrando-se o motor elétrico do acionamento permanentemente exposto ao fluido refrigerante, o que possibilita a refrigeração direta dos enrolamentos do motor elétrico pelo fluido refrigerante em circulação. Da interação entre o fluido refrigerante e o isolamento do motor elétrico podem resultar, a absorção de fluido refrigerante por parte do isolamento e a extração de polímeros do

isolamento pelo fluido refrigerante, o que poderá resultar na degradação do isolamento e possível ocorrência de falhas no motor elétrico. Os polímeros extraídos do isolamento pelo fluido refrigerante podem depositar-se em qualquer parte do sistema de refrigeração e obstruir a circulação de fluido refrigerante. A absorção de fluido refrigerante por parte do isolamento pode originar alterações na rigidez dielétrica do isolante interno dos enrolamentos do motor elétrico (normalmente ar) e colocar em causa a integridade física do equipamento. A libertação rápida de fluido refrigerante absorvido pelo isolamento, resultante do aquecimento dos enrolamentos do motor elétrico, poderá originar o aparecimento de bolhas no fluido refrigerante. A resina utilizada para o isolamento dos enrolamentos do motor elétrico pode também ser afetada, caso seja exposta ao fluido refrigerante a elevada temperatura. Assim, a seleção do fluido refrigerante deve ter em atenção o tipo de compressor existente na instalação, com especial atenção para os casos em que existe a alteração do fluido refrigerante. É muito importante que o novo fluido refrigerante seja compatível com os materiais de origem do sistema de refrigeração;

- **Elastômetros e plásticos:** juntas, borrachas, etc., podem ser feitos a partir de elastômetros. A circulação dos fluidos refrigerantes, lubrificantes ou a combinação de ambos, pode originar a extração do material de enchimento e danificar as propriedades dos elastômetros (i.e., materiais vedantes), através do seu encolhimento ou expansão. As propriedades dos materiais plásticos podem também ser afetadas pela exposição aos fluidos refrigerantes. A degradação dos materiais plásticos por parte dos fluidos refrigerantes diminui com o aumento da concentração de átomos de fluor na composição do fluido refrigerante;
- **Metais:** os fluidos refrigerantes halogenados (CFC's) são muito estáveis quando expostos a metais. A reatividade entre fluidos refrigerantes e metais aumenta na medida em que são atingidas condições extremas no sistema, por exemplo, o aumento da temperatura do fluido refrigerante. A norma ANSI/ASHRAE *Standard 97* apresenta o método utilizado para o estudo da incompatibilidade entre fluidos refrigerantes e metais, baseando-se na aceleração do período de vida dos materiais através do aumento da temperatura do fluido refrigerante.

Lubrificantes

Todos os componentes mecânicos que produzam trabalho (i.e., que se movimentem) sofrem desgaste por atrito, necessitando assim de lubrificação. Nos sistemas de refrigeração, alguns dos componentes que necessitam lubrificação são o compressor e as diversas válvulas que se encontram espalhadas por todo o sistema. A utilização de um bom lubrificante deve resguardar estes equipamentos contra o desgaste originado pelo contacto entre as partes móveis e aumentar a estanquicidade do compressor (parâmetro fortemente dependente da viscosidade do lubrificante). Os lubrificantes devem, ainda, ser quimicamente compatíveis

com o fluido refrigerante, e com os outros materiais presentes no sistema de refrigeração e devem possuir uma baixa solubilidade nos refrigerantes.

Os lubrificantes utilizados em sistemas de refrigeração que operem por expansão direta do fluido refrigerante percorrem, normalmente, todo o circuito acompanhando a deslocamento do fluido refrigerante, através dos diversos componentes do sistema de refrigeração. Neste caso, deve ter-se em atenção a disposição das tubagens durante o dimensionamento da instalação, por forma a garantir que o óleo lubrificante consiga regressar ao compressor, não permanecendo “preso” em algum lugar do circuito.

Em sistemas de refrigeração que operem com o evaporador inundado é muito fácil o lubrificante ficar “preso” no evaporador, não conseguindo deste modo regressar ao compressor. A deposição de lubrificante nas paredes do evaporador dificulta o processo de transferência de calor nesse equipamento. É então usual utilizar um sistema de retorno constituído por um separador de óleo (i.e., um equipamento que separa o lubrificante do fluido refrigerante) e uma tubagem que o devolve ao compressor.

Espera-se que o lubrificante e o fluido refrigerante sejam quimicamente compatíveis, possibilitando assim a respetiva mistura. Os óleos lubrificantes são classificados de acordo com a sua origem/composição química. Existem os seguintes tipos de lubrificantes: os óleos minerais (OM); os alquilbenzenos (AB); os poliál ésteres (POE); o polialquilenoglicol (PAG); os polialquilenoglicóis modificados e os éteres de polivinil (EVP). Os óleos minerais e os lubrificantes POE são os dois tipos de lubrificantes mais utilizados em sistemas de ar condicionado. Os óleos minerais são naturais, derivados do petróleo, ao passo que os lubrificantes POE são sintéticos, fabricados a partir de álcoois.

O adequado funcionamento e longevidade do sistema de refrigeração dependem diretamente da interação entre o lubrificante e o fluido refrigerante. A lubrificação dos sistemas de refrigeração que utilizam fluidos refrigerantes da família dos CFC's é realizada recorrendo a óleos minerais. Quanto maior for a concentração de átomos de cloro na composição química dos fluidos refrigerantes, melhores propriedades de anti-desgaste (ou lubrificação) de componentes que produzem trabalho estes apresentam.

Os lubrificantes minerais não são compatíveis com os POE, embora possa acontecer a mistura desses lubrificantes após a substituição de um fluido refrigerante.

Os fluidos refrigerantes da família dos HCFC's podem utilizar óleos minerais ou sintéticos. Em alguns casos são utilizados aditivos para melhorar o desempenho do lubrificante.

Os fluidos refrigerantes da família dos HFC's requerem, geralmente, a utilização de um lubrificante sintético, por exemplo um lubrificante POE.

Lubrificantes sintéticos são mais higroscópicos (i.e., possuem maior capacidade de absorção de água ou humidade) que os lubrificantes naturais. O sistema de refrigeração deve ser estanque, por forma a não permitir a penetração de humidade exterior. Caso exista a penetração de humidade no sistema de refrigeração, esta pode combinar-se quimicamente com o carbono e formar o ácido carbónico, que irá contribuir para a degradação dos materiais do sistema de refrigeração. Os lubrificantes POE não devem ser expostos à humidade atmosférica pois vão absorver com maior facilidade a humidade presente no ar, e caso sejam introduzidos no sistema de refrigeração vão provocar uma diminuição do desempenho do ciclo de refrigeração.

Ponto crítico

O ponto crítico de um fluido refrigerante é encontrado recorrendo ao diagrama (P,h) correspondente. Este é o ponto onde as propriedades do fluido refrigerante no estado líquido e vapor se encontram e se tornam indistinguíveis. No ponto crítico, tanto a temperatura, como a densidade e composição do fluido refrigerante são idênticas no estado líquido e gasoso. As propriedades do fluido refrigerante que maior interesse assumem neste ponto são, a densidade crítica, a pressão crítica, o volume crítico e a temperatura crítica.

Caso o ciclo de refrigeração opere acima do ponto crítico, será difícil separar as fases líquida e gasosa do fluido refrigerante. O ciclo de refrigeração a ar (*air-standard*) é o mais utilizado para operar acima do ponto crítico. Isto acontece, pois o fluido refrigerante (neste caso o ar) consegue rejeitar energia térmica a temperaturas super críticas. Atualmente, a comunidade científica tenta perceber quais as condições e benefícios da operação com dióxido de carbono em ciclos de refrigeração super críticos.

Operar um ciclo de refrigeração muito próximo do ponto crítico, traz alguns benefícios, nomeadamente, uma elevada capacidade volumétrica do sistema. Por outro lado, a par desta, existe uma diminuição da eficiência do sistema, provocada pela redução do efeito de refrigeração.

Glide

Glide é um termo relativamente recente que foi introduzido no mercado de fluidos refrigerantes como resposta à emergente utilização das misturas de fluidos refrigerantes.

Como é sabido, as misturas de fluidos refrigerantes são constituídas por diversos fluidos refrigerantes em idênticas ou diferentes proporções. Assim sendo, o fluido refrigerante resultante (i.e., a mistura) adota o comportamento de todos os seus componentes. Pode então definir-se *Glide* como a diferença de temperatura (em °C), entre o início e o fim do processo de mudança de fase de uma mistura de refrigerantes, tanto no evaporador, como no condensador (subarrefecimento e sobreaquecimento não incluídos). Isto acontece em virtude dos refrigerantes constituintes da mistura possuírem diferentes temperaturas de evaporação.

Por exemplo, a mistura azeotrópica R-409A é constituída por R-22 (cuja temperatura de evaporação ronda os - 41 °C), R-124 (cuja temperatura de evaporação ronda os - 12 °C) e R-142b (cuja temperatura de evaporação ronda os - 10 °C), correspondendo as temperaturas de evaporação dos diferentes constituintes à pressão (normal) de 101,325 kPa. Quando recebe energia térmica, o R-22 é o primeiro componente da mistura a evaporar, o que provoca a alteração da composição da mistura resultante e, portanto, o estabelecimento de um ponto de evaporação médio diferente. A mudança na composição da mistura é conhecida como *fractionation* (fracionamento). À mudança da temperatura média de evaporação da mistura de refrigerantes é dado o nome de *Glide* (deslizamento).

Velocidade acústica

A velocidade acústica é um parâmetro importante que deve ter-se em consideração aquando do dimensionamento de um sistema de refrigeração. Este parâmetro define a velocidade máxima a que o fluido refrigerante se poderá deslocar no sistema. Caso o deslocamento do refrigerante experimente uma velocidade superior ou igual à velocidade supersónica, irá produzir ondas de choque que vão danificar os diversos equipamentos do sistema de refrigeração. Normalmente, o fluido refrigerante à entrada de compressores centrífugos adquire uma velocidade supersónica (Mach = 1). A velocidade acústica de um fluido refrigerante aumenta com o aumento da temperatura e diminui com o aumento da pressão.

Propriedades físicas

Através do estudo das propriedades físicas dos fluidos refrigerantes é possível conhecer as potencialidades destes. Isto facilita a escolha do fluido refrigerante que mais se adequa a determinada aplicação na refrigeração.

As temperaturas de evaporação e congelamento são dois exemplos práticos das propriedades físicas de um fluido refrigerante. A temperatura de evaporação de um fluido refrigerante serve de indicador para os níveis de temperatura a que o sistema de refrigeração poderá operar. Por outro lado, a temperatura de congelamento do fluido refrigerante deve ser inferior à temperatura mínima atingida no ciclo de refrigeração, por forma a evitar o congelamento do fluido refrigerante no sistema.

3.2. Fluidos refrigerantes e sua evolução

Como havia já sido referido anteriormente, a primeira máquina de refrigeração patenteada foi construída por Jacob Perkins, em 1834. Esta utilizava éter (R-610) como fluido refrigerante, que viria a ser utilizado em muitas das máquinas de refrigeração construídas até ao início do século XIX, tal como referem Dinçer e Kanoglu (2010). O éter tornava-se assim o primeiro refrigerante comercial. Talvez por ter sido o primeiro refrigerante a ser utilizado, o éter não seria propriamente o fluido mais adequado para este propósito, sendo até bastante perigosa a sua utilização por ser um fluido muito inflamável.

Nos anos seguintes, novos fluidos refrigerantes foram estudados, destacando-se por exemplo, a amônia (R-717), o dióxido de carbono (R-744), o monocloroetano (R-160), o isobutano (R-600a), o diclorometano (R-30), o dióxido de enxofre (R-764) e o ar (R-729). De todos estes fluidos, apenas três se tornaram mais comerciais. A amônia e o dióxido de enxofre foram bastante utilizados em pequenas unidades frigoríficas e o dióxido de carbono preferencialmente utilizado em câmaras frigoríficas de navios. Todos estes fluidos apresentam propriedades termoquímicas interessantes, à exceção dos componentes (SO_2 , CH_3Cl , $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ e NH_3) que são tóxicos para os humanos, (CH_3Cl , $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ e NH_3) que são combustíveis e do (CO_2) que só pode ser utilizado a pressões muito elevadas.

No início dos anos 30, assistiu-se à introdução dos primeiros compostos hidrocarbonetos halogenados, os clorofluorcarbonetos (CFC's), na indústria da produção de frio. O que conduziu ao abandono da utilização das substâncias naturais. A descoberta das propriedades termoquímicas dos compostos CFC's foi conseguida por Thomas Midgley, decorria o ano de 1928. Thomas Midgley crera ter encontrado uma família de refrigerantes não tóxicos nem inflamável, tal como cita Melo (2011).

A produção de compostos CFC's veio revolucionar não apenas a indústria de refrigeração pois foram também utilizados em inúmeras outras aplicações, nomeadamente, em espumas celulósicas, aerossóis e solventes de limpeza.

De todos os compostos CFC's conhecidos, os que maior destaque obtiveram como fluidos refrigerantes foram, o diclorodifluormetano (R-12) e o triclorofluormetano ou Freon (R-11). Estes fluidos foram produzidos e comercializados pelas empresas *DuPont* e *Nemours*. Obtidos através da destilação do petróleo (i.e., são produtos derivados do petróleo), os CFC's são moléculas compostas por carbono, cloro e fluor.

Durante aproximadamente 70 anos os compostos CFC's dominaram a refrigeração doméstica e comercial leve. Este foi o tempo necessário para se perceber que os compostos CFC's não apresentavam as características que inicialmente haviam sido determinadas. Foram então colocadas em causa a segurança da sua utilização e a não agressividade para com o ambiente. Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), haviam sido registados diversos acidentes, inclusive o falecimento de pessoas através da inalação destes gases no interior de espaços confinados. A estabilidade apresentada por estes compostos permite a sua migração até à estratosfera e posterior ligação a moléculas de ozono, contribuindo substancialmente para a destruição da camada de ozono. Este efeito foi descoberto por Sherwood Rowland e Mario Molina que, em 1974, associaram a redução da camada de ozono à libertação dos compostos CFC's para a natureza. Esta teoria viria a ser confirmada em 1985 com a descoberta de um buraco na camada de ozono sobre a Antártida.

Tomando como justificação os fundamentos apresentados no parágrafo anterior, tornou-se necessário banir os compostos CFC's e procurar novos fluidos refrigerantes substitutos. Em 1987, 25 países em conjunto com a UE assinaram o Protocolo de Montreal, cujo objetivo seria o de proteger a integridade da camada de ozono, através da regulação das emissões mundiais de produção e consumo de substâncias da família dos CFC's. Benhadid-Dib e Benzaoui (2012) reconhecem que a assinatura deste documento é ainda hoje considerada como um dos principais marcos da história da refrigeração. Começa neste período a surgir a preocupação ambiental com o estudo do impacto da utilização dos fluidos refrigerantes em instalações industriais.

As medidas e prazos estabelecidos pelo Protocolo de Montreal foram intensificados nos anos seguintes à sua assinatura, durante as conferências de Londres, Copenhaga, Viena, Montreal e Beijing, tal como é referido na legislação publicada pela UNEP (2000).

Da adaptação do Protocolo de Montreal surgiu o Regulamento Comunitário (UE) nº 2037/2000 relativo à emissão de substâncias que levam à destruição da camada de ozono. A Norma Alemã *CFC/Halon Prohibition Ordinance* que representava a adaptação da Regulamentação Comunitária nº 2037/2000 entrou em vigor em 1991, sendo posteriormente substituída pela Norma *ChemOzonschichtV (Chemical ozone Layer V)* em 2006.

A assinatura do Protocolo de Montreal promoveu a substituição gradual dos compostos CFC's pelos compostos hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's) e hidrofluorcarbonetos (HFC's). A utilização dos compostos CFC's foi finalmente abandonada em 2000.

As moléculas de HCFC's são constituídas por átomos de carbono, cloro, fluor e hidrogénio. Estes compostos apresentam uma menor estabilidade na natureza, o que as torna menos prejudiciais que os CFC's para o ambiente. Segundo Benhadid-Dib e Benzaoui (2012), estas substâncias são consideradas como fluidos refrigerantes de transição, pois a sua utilização seria temporária até ao desenvolvimento de novas substâncias mais compatíveis com o ambiente.

O monoclorodifluormetano (R-22), o diclorotrifluoretano (R-123), o monoclorotetrafluoretano (R-124), o diclorofluoretano (R-141b) e algumas misturas (R-401A e R-408A e R-409A), foram alguns dos fluidos HCFC's mais utilizados.

Vários países publicaram legislações próprias para acelerar o *phase-out* dos compostos halogenados (CFC's e HCFC's). Por exemplo, no ano de 2000 foi publicada na UE a Regulamentação 2037/2000, cujo objetivo seria o de evitar as emissões de substâncias nocivas para a atmosfera. As principais medidas da Regulamentação 2037/2000 foram: a recuperação gradual dos compostos CFC's e HCFC's, realizada durante a manutenção dos equipamentos de refrigeração e ar condicionado já instalados, permitindo a reciclagem,

regeneração ou destruição desses compostos; e a criação de mecanismos que visassem a inspeção regular e manutenção de equipamentos de refrigeração e ar condicionado, por forma a evitar fugas. Neste documento foi também aprovada a interrupção da utilização dos compostos HCFC's e respetiva substituição gradual destes, até 2015, pelos compostos HFC's, tal como é referido na legislação publicada pelo European Parliament (2000).

As moléculas de hidrofluorcarbonetos (HFC's) são constituídas por átomos de carbono, fluor e hidrogénio. Segundo Benhadid-Dib e Benzaoui (2012), estes compostos são conhecidos como fluidos refrigerantes de substituição. A grande vantagem que advém da utilização destes compostos reside no facto de estes não possuírem átomos de cloro na sua constituição, o que impede a sua participação no processo de destruição da camada de ozono. Contudo, embora não participem no processo de destruição da camada de ozono, os compostos HFC's contribuem significativamente para o efeito de estufa (i.e., aquecimento global).

O trifluormetano (R-23), o difluormetano (R-32), o pentafluoretano (R-125), o tetrafluoretano (R-134a), o trifluoretano (R-143a), o difluoretano (R-152a) e algumas misturas (R-404A, R-407C R-410A, R-422A, R-422D, R-427A e R-507A), foram alguns dos fluidos HFC's mais utilizados.

A assinatura do Protocolo de Quioto é também conhecida como um dos fatores importantes na história da evolução dos fluidos refrigerantes. Este protocolo surge como consequência de uma série de conferências realizadas no âmbito das mudanças climáticas, apresentando como principal objetivo, a redução das emissões de GEE em 5%, no período compreendido entre 2008 e 2012, tendo como referência as emissões desses gases em 1990. Para alcançar este objetivo cada país signatário é obrigado a cumprir as metas estabelecidas. Por exemplo, a UE comprometeu-se inicialmente a reduzir em 8% as suas emissões de GEE. Os GEE em causa são o dióxido de carbono, o metano, o óxido de nitroso e gases fluorados.

Retificado e assinado por 175 países, o Protocolo de Quioto entrou em vigor em 2005. Todos os países que assinaram este tratado comprometeram-se a tomar medidas rígidas para reduzir as emissões de gases que agravam o efeito de estufa, considerados como causa antropogénica do aquecimento global e responsáveis pelas alterações climáticas.

De acordo com o Protocolo de Quioto, a redução das emissões de GEE pode ser conseguida através da aplicação de três mecanismos: o Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), o comércio de emissões, e Atividades Implementadas Conjuntamente (AIJ), tal como é referido na legislação publicada pelas United Nations (1998).

Para cumprir as metas posteriormente retificadas, impostas no Protocolo de Quioto, a UE comprometeu-se a cumprir três objetivos até 2020: reduzir as emissões de GEE em 20%, reduzir o consumo de energia elétrica em 20% e aumentar a quota de energia produzida

através de fontes renováveis para os 20% do total de energia primária consumida. Posteriormente foram já definidas pela UE novas metas a longo prazo, a cumprir até 2050: reduzir as emissões de GEE em 60%, reduzir o consumo de energia elétrica em 40% e aumentar a quota de energia produzida através de fontes renováveis para os 33% do total de energia primária consumida, tal como é referido por Moraes (2011).

Em Janeiro de 2006, foi publicada na UE a Regulamentação 842/2006, referente à utilização de determinados gases fluorados com efeito de estufa, os *F-Gases*. O objetivo desta regulamentação é o de reduzir as emissões de GEE no espaço comunitário. A aplicação desta regulamentação visa a abolição de alguns fluidos refrigerantes da família dos HFC's, compostos parcialmente halogenados. As medidas mais importantes são: a contenção (prevenção, minimização e reparação imediata de fugas de fluido refrigerante); a recuperação dos gases fluorados para reciclagem, regeneração ou destruição; a elaboração de relatórios pelos fabricantes, importadores e exportadores de quantidades de fluido refrigerante superiores a uma tonelada por ano; a rotulagem dos produtos e sistemas de refrigeração com a designação do fluido refrigerante utilizado e respetivas classificações mais importantes (toxicidade, inflamabilidade, GWP, ODP, entre outras); e a limitação do uso de determinados fluidos refrigerantes, sob determinadas condições, tal como é referido na legislação publicada pelo European Parliament (2006b).

Foi também publicada a 17 de Maio de 2006, a Diretiva 70/156/EEC (*MAC Directive - European Union's Mobile Air Conditioning*). Esta Diretiva restringe a utilização de fluidos refrigerantes com um GWP_{100} superior a 150, utilizados nos sistemas de ar condicionado de todos os novos automóveis e camiões, fabricados a partir do dia 1 de Janeiro de 2017, tal como é referido na legislação publicada pelo European Parliament (2006a). Convém aqui salientar que o setor automóvel é responsável por 50% das vendas mundiais de refrigerante R-134a, tal como é referido por Melo (2011).

Atualmente, a procura de refrigerantes alternativos que sejam o menos nocivos possível para o ambiente representa uma das áreas da investigação com maior destaque na indústria da refrigeração. Pretende-se assim encontrar refrigerantes que não contribuam para a destruição da camada de ozono, nem para o aumento do efeito de estufa.

É verdade que o desenvolvimento está a seguir o caminho certo, porém alguns autores afirmam que a substituição dos atuais refrigerantes pelos novos HFC's provoca o aumento do consumo de energia elétrica dos sistemas de refrigeração. Isto porque os novos refrigerantes apresentam uma menor eficiência na transferência de energia térmica. Como é sabido, em grande medida, para a produção de energia elétrica é necessário queimar combustíveis fósseis (i.e., carvão, petróleo ou gás natural), resultando da sua queima a produção de gases que contribuem para o efeito de estufa (i.e., emissões indiretas de GEE).

Na ausência de um refrigerante alternativo ideal, seja puro ou uma mistura, torna-se necessário definir como prioridade a pesquisa de refrigerantes que sejam mais amigos do ambiente, apresentem um bom desempenho energético, sejam compatíveis com os sistemas de refrigeração atualmente equipados, e que sejam seguros e de baixo custo.

Para tentar contornar o problema exposto no parágrafo anterior apresentam-se algumas alternativas disponíveis na literatura:

- Bolaji e Huan (2013) propõem o estudo da utilização dos refrigerantes naturais puros (amónia, hidrocarbonetos, vapor de água e dióxido de carbono);
- Benhadid-Dib e Benzaoui (2012) propõem o estudo da utilização de misturas de refrigerantes naturais e halogenados;
- Melo (2011) propõe o estudo da utilização da nova gama de fluidos refrigerantes, os compostos hidrofluoroleofinas (HFO's);

Apresenta-se na Figura 3.6 um esquema com a evolução da utilização dos diversos fluidos refrigerantes, onde se sintetiza a informação contida nesta secção.

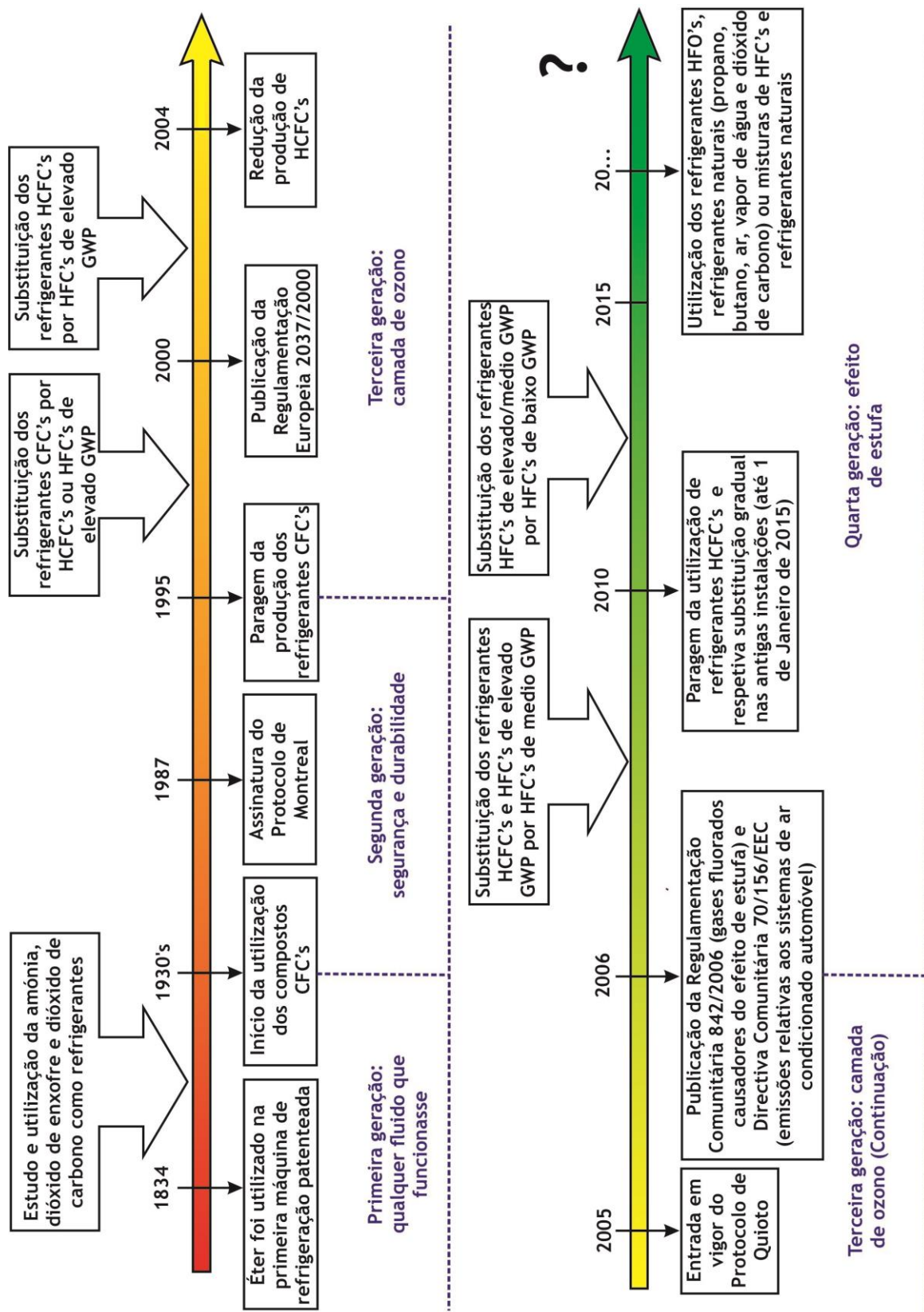


Figura 3.6 - Nótula histórica da evolução e utilização de fluidos refrigerantes.

3.3. Classificação dos fluidos refrigerantes

Na secção que agora se inicia far-se-á a apresentação da classificação dos fluidos refrigerantes primários, de acordo com cinco grupos principais (famílias), tal como é referido por Dinçer e Kanoglu (2010). São estes cinco grupos principais:

- Os halocarbonetos;
- Os hidrocarbonetos (HC);
- Os compostos inorgânicos;
- As misturas azeotrópicas;
- As misturas zeotrópicas, ou não azeotrópicas (*blends*).

3.3.1. Os halocarbonetos

Os halocarbonetos contêm na sua constituição química um, ou mais, dos três compostos halogénios (cloro, fluor ou brómio). Normalmente designados como clorofluorcarbonetos (CFC's), estes compostos foram bastante utilizados no passado como fluidos refrigerantes, solventes e agentes expansores de espumas. Os fluidos refrigerantes do tipo CFC's mais utilizados foram o R-11 e o R-12. Após a assinatura do Protocolo de Montreal em 1987, a utilização mundial destes compostos rapidamente decresceu, durante o respetivo período de *phase-out* (1987-2000), devido ao seu impacto negativo no ambiente resultante da destruição da camada de ozono. As correspondentes características, apresentadas pelos compostos CFC's e outros, podem ser observadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Tabela de apresentação de algumas das características (ODP, GWP e ciclo de vida) e período de *phase-out* relativos a algumas das famílias de fluidos refrigerantes. Fonte: Benhadid-Dib e Benzaoui (2012).

Classificação de refrigerantes		ODP	GWP ₁₀₀	Ciclo de vida (anos)	Phase-out
CFC	R-11	1	3 800	45	entre 1995 e 2000
	R-12	1	8 100	100	
Bromometano		0,6	1 300	0,7	
HCFC		0,05	400 a 1 800	1 a 20	entre 2004 e 2015 (na UE)
HFC		0	400 a 11 700	1 a 300	Não definido.
PFC		0	6 500 a 9 200	10 000 a 50 000	
HFO		0	4 a 6	-	
Amónia		0	0	Alguns dias	

Os compostos CFC's são inodoros, não tóxicos e mais pesados que o ar atmosférico, o que os torna perigosos quando manuseados no interior de locais fechados. Os produtos resultantes da combustão de compostos CFC's são bastante tóxicos, caso sejam inalados.

Os compostos perfluorcarbonos (PFC's) pertencem à família dos compostos CFC's, sendo constituídos por átomos de carbono e fluor. Da análise das características dos compostos PFC's presentes na Tabela 3.2 conclui-se que possuem um elevado tempo de permanência na atmosfera terrestre, não contribuindo para a degradação da camada de ozono, mas com forte participação no aumento do efeito de estufa.

3.3.2. Os hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos (HC's) são compostos constituídos por átomos de carbono e hidrogénio. O metano (R-50), etano (R-170), propano (R-290), ciclopropano, n-butano (R-600), ciclopentano e isobutano (R-600a) são alguns dos compostos pertencentes à família dos HC's, tal como é apresentado por Bolaji e Huan (2013).

Os compostos HC's são altamente inflamáveis, pouco tóxicos e amigos do ambiente, pois não intervêm no processo de destruição da camada de ozono e apresentam uma muito baixa participação no aumento do efeito de estufa, tal como é apresentado por Bolaji e Huan (2013).

Existem diversas famílias de compostos HC's, nomeadamente, os hidrobromofluorcarbonos (HBFC's), os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's), os hidrofluorcarbonetos (HFC's), o bromometano (CH_3Br), o clorofórmio metano (CH_3CCl_3). Neste trabalho apenas vão ser abordadas as famílias mais importantes, os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's), hidrofluorcarbonetos (HFC's) e as hidrofluoroleofinas (HFO's):

- Os HCFC's são compostos constituídos por átomos de hidrogénio, cloro, fluor e carbono. Estes foram criados com o intuito de substituir os compostos CFC's. Por possuírem átomos de cloro na sua composição química, participam no processo de destruição da camada de ozono, mas em muito menores proporções quando comparados com os compostos CFC's. Os HCFC's possuem ODP muito baixos, tal como pode observar-se na Tabela 3.2;
- Os HFC's são compostos constituídos por átomos de hidrogénio, fluor e carbono. Estes são considerados como a verdadeira classe de substitutos para os compostos CFC's, não possuindo na sua constituição átomos de cloro ou bromo, resultando na não participação no processo de destruição da camada de ozono. Contudo, existem compostos HFC's que apresentam elevados GWPs, tal como pode observar-se na Tabela 3.2;
- Os HFO's são compostos constituídos por átomos de hidrogénio, flúor e carbono. Estes compostos não participam no processo de destruição da camada de ozono e possuem

um muito baixo GWP, tal como pode observar-se na Tabela 3.2. As prováveis aplicações destes “novos” compostos são, como fluido refrigerante em sistemas de ar condicionado automóvel, em sistemas de refrigeração habitacionais e comerciais e como agente propulsor de aerossóis e espumas de isolamento. Vários fabricantes do ramo automóvel consideram esta nova gama de fluidos refrigerantes (HFO's) como o futuro substituto do R-134a (fluido refrigerante atualmente utilizado em sistemas de ar condicionado automóvel), sendo que na Europa e nos Estados Unidos da América já começaram a ser fabricados automóveis que utilizam os compostos HFO's como fluido refrigerante nos respetivos sistemas de ar condicionado, tal como é referido pelo Australian Government (2012).

3.3.3. Os compostos inorgânicos

Atualmente, os compostos inorgânicos são utilizados em diversos sistemas de refrigeração como fluidos refrigerantes, nomeadamente, ar condicionados e bombas de calor. São exemplos de compostos inorgânicos utilizados como fluidos refrigerantes a amónia (R-717), a água (R-718), o ar (R-729), o dióxido de carbono (R-744) e o dióxido de enxofre (SO₂). De entre todos estes compostos, a amónia destaca-se como aquele que adquiriu maior importância para aplicação prática, apresentando propriedades termofísicas e de transferência de energia térmica bastante interessantes, tal como é referido por Bolaji e Huan (2013) e Mandal et al. (2013).

Procede-se, de seguida, a uma pequena descrição dos compostos mais interessantes do ponto de vista da refrigeração, a amónia, o dióxido de carbono e o ar.

- A amónia apresenta excelentes características termodinâmicas quando opera em sistemas de refrigeração cuja temperatura de evaporação se encontre entre os -35 e +2 °C. Como inconvenientes, a amónia é altamente tóxica e inflamável. Apesar dos problemas de segurança que a amónia apresenta, as suas propriedades termofísicas e de transferência de energia térmica são tão boas que se tornou, em certos países, o fluido refrigerante mais solicitado para operar em aplicações industriais;
- O dióxido de carbono é não tóxico, não inflamável, mas pouco eficiente ao nível termodinâmico. A sua utilização envolve elevadas pressões (grandes consumos de energia mecânica para a sua compressão), operando normalmente em ciclos transcíticos, necessitando para isso a utilização de compressores específicos. Apresenta ainda como vantagens o facto de possuir um índice de ODP = 0 e GWP = 1;
- O ar é normalmente utilizado para acondicionamento do ambiente interior de aviões e sistemas de refrigeração. O coeficiente de performance associado (COP) é baixo, devido à reduzida massa específica que apresenta, resultando assim na transferência de pequenas quantidades de energia térmica. Em algumas fábricas de produção de frio, o ar é utilizado para congelamento rápido de alimentos.

3.3.4. As misturas azeotrópicas

Uma mistura azeotrópica consiste em duas substâncias que apresentam diferentes propriedades, mas comportando-se como uma única substância. Numa mistura azeotrópica não é possível separar os dois componentes, recorrendo ao processo de destilação. A mistura azeotrópica mais utilizada é o fluido refrigerante R-502, composto por 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115. O fluido refrigerante R-502 apresenta um COP associado superior ao do R-22, sendo também menos tóxico, o que permite a sua aplicação em sistemas de refrigeração habitacionais e indústria alimentar.

3.3.5. As misturas zeotrópicas, ou não azeotrópicas (*blends*)

As misturas zeotrópicas, ou *blends*, são constituídas por múltiplos componentes, de diferentes volatilidades (i.e., diferentes temperaturas de evaporação). Quando são utilizadas como fluidos refrigerantes, alteram a sua composição durante os processos de evaporação e condensação. A aplicação de misturas zeotrópicas como refrigerantes, em sistemas de refrigeração, foi proposta no início do século XX. O estudo das propriedades termofísicas das misturas zeotrópicas tem vindo a ser desenvolvido desde esse tempo. Ultimamente, um grande interesse nas misturas zeotrópicas foi demonstrado, especialmente para operar como fluido refrigerante em bombas de calor, pois a composição química adaptável durante o processo de aquecimento e arrefecimento, oferece condições que permitem a concepção de novos *designs* dos permutadores de calor.

Ao longo da elaboração deste trabalho foi recolhida grande quantidade de informação relativa aos fluidos refrigerantes. Pela dificuldade associada a essa recolha e pelo valor que lhe está associado, entendeu-se que teria grande utilidade a apresentação sintética de uma parte dessa informação, o que tem lugar na Tabela 3.3, onde constam algumas das propriedades de vários fluidos refrigerantes, recolhidas em *data cheats* de fluidos refrigerantes comercializados por diversas empresas, nomeadamente, a *DuPont*, a *National Refrigerantes*, a *Linde*, a *Forane* e a *Honeywell*.

Tabela 3.3 - Tabela de apresentação de algumas das propriedades de vários fluidos refrigerantes, recolhidas em *data cheats* de fluidos refrigerantes comercializados por diversas empresas. Fontes:

DuPont, National Refrigerantes, Linde, Forane e Honeywell.

Família	Fluido	ODP	GWP ₁₀₀	T _{CRÍTICA} [°C]	P _{CRÍTICA} [MPa]	Segurança (ASHRAE)	Aplicações
CFC	R-11	1,00	4000	197,78	4,41	A1	Unidades de refrigeração industrial que utilizam compressores centrífugos.
	R-12	1,00	2400	112,22	4,12	A1	Pequenos sistemas de refrigeração que utilizam compressores recíprocos.
HCFC	R-22	0,055	1700	96,11	4,98	A1	Sistemas de ar-condicionado e bombas de calor domésticas.
	R-123	0,02	0,02	183,89	3,67	B1	Sistemas que operem compressores de baixa pressão (substituto do R-11).
	R-124b	0,07	620	122,2	3,614	A1	Sistemas de refrigeração que utilizem compressores centrífugos.
	R-401A	0,037	1200	105	4,61	A1	Unidades de baixa e média temperatura. Aplicado em arcas frigoríficas de supermercados, equipados com compressores recíprocos (substituto do R-12).
	R-408A	0,026	3152	83,17	4,283	A1	Unidades de baixa e média temperatura. Aplicado em arcas frigoríficas de supermercados (Substituto do R-502).
	R-409A	0,005	1585	109,28	4,605	A1	Sistemas que operam a baixa e média temperatura. Aplicado em arcas frigoríficas de supermercados, equipados com compressores recíprocos (substituto do R-12).
HFC	R-23	0	5700	25,8	4,82	A1	Sistemas que operam a baixa temperatura (substituto do R-13 e R-503).
	R-32	0	650	78,10	5,782	A2L	Sistemas de refrigeração que operam a temperaturas muito baixas.
	R-125	0	3400	66,015	3,629	A1	Ar-condicionado, refrigeração industrial e unidades de arrefecimento de água.
	R-134a	0	1300	101,1	4,06	A1	Sistemas de ar-condicionado automóvel, domésticos e bombas de calor (substituto do R-12). Também utilizado como agente expensor de espumas.
	R-143a	0	3800	72,707	3,761	A2	Ar-condicionado, refrigeração industrial e unidades de arrefecimento de água.
	R-152a	0	120	113,26	4,52	A2	Sistemas de ar-condicionado automóvel (substituto do R-134a).
	R-404A	0,04	3300	72,1	3,74	A1	Sistemas de refrigeração que operam a baixa temperatura.
	R-407C	0	1610	86,2	4,62	A1	Sistemas com compressores recíprocos em ar-condicionados e bombas de calor de média temperatura (substituto do R-22).

	R-410A	0	1890	72,22	4,76	A1	Refrigerante mais utilizado em sistemas de ar-condicionado e bombas de calor (substituto do R-22).
	R-437A	0	1684	96	4,096	A1	Sistemas de ar-condicionado automóvel e habitacional. Sistemas de refrigeração de média temperatura, arcas frigoríficas, processamento e armazenagem de alimentos (substituto do R-12).
	R-507A	0	3800	70,9	3,79	A1	Sistemas de refrigeração que operam a baixa temperatura.
PFC	R-508B	0	10350	13,7	3,935	A1	Sistemas de refrigeração que operam a muito baixas temperaturas (ex. sistemas de frio utilizados em aplicações médicas).
HC	R-290	0	20	98,8	4,25	A3	Sistemas de ar-condicionado e bombas de calor domésticas (substituto do R-22).
	R-600a	0	4	152,22	3,80	A3	Sistemas de refrigeração, ar-condicionado e bombas de calor domésticas.
Inorgânico	R-717	0	0	132,78	11,42	B2L	Unidades de produção de frio industrial. Congelação. Conservação de carnes.
	R-718	0	0	373,94	22,06	A1	Sistemas de absorção (água - brometo de lítio), sistemas de refrigeração a jato de gás e ar-condicionado.
	R-744	0	1	31,11	7,38	A1	Unidades de refrigeração industrial.
Criogénico	R-729	0	0	-	-	A1	Sistemas de refrigeração por absorção e jato de gás.
HFO	R-1234yf	0	4	94,7	3,382	A2L	Sistemas de ar-condicionado automóvel, domésticos e bombas de calor (substituto do R-134a).
	R-1234ze	0	6	109,36	3,635	A2L	

3.4. Substituição de fluidos refrigerantes

Na secção que agora se inicia far-se-á a apresentação das diferentes abordagens da substituição de fluidos refrigerantes. Segue-se a exposição dos fluidos refrigerantes alternativos que melhores características apresentam (a curto e longo prazo) para substituição dos compostos CFC's e HCFC's, tendo em conta as características do sistema de refrigeração e respetiva aplicação prática do mesmo. Ainda nesta secção, é abordado o processo de recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes.

3.4.1. Diferentes abordagens da substituição

O processo de substituição de fluidos refrigerantes pode, de acordo com Melo (2011), ser realizado através de dois tipos de abordagens distintas, as substituições do tipo *retrofit* e do tipo *drop-in*.

Diz-se que uma substituição é do tipo *retrofit*, quando a substituição do fluido refrigerante requer a modificação (*upgrade*) de alguns dos componentes que englobam o sistema de

refrigeração. O termo *retrofit* é utilizado na Engenharia para designar o processo de modernização de um qualquer equipamento. Melo (2011) refere que a substituição das misturas de fluidos refrigerantes acontece geralmente de acordo com o processo de substituição do tipo *retrofit*, pois é usual a substituição do lubrificante e de alguns materiais do sistema, devido a problemas de incompatibilidade com o novo fluido refrigerante.

Diz-se que uma substituição é do tipo *drop-in*, quando a substituição do fluido refrigerante pode ser direta, pois não existem problemas de incompatibilidade entre os lubrificantes requeridos pelos dois fluidos refrigerantes (substituído e substituto), nem sendo necessária a substituição de qualquer componente do sistema por incompatibilidade de materiais.

3.4.2. Substituição dos fluidos refrigerantes mais utilizados

A substituição de fluidos refrigerantes deve apenas acontecer em duas circunstâncias. A primeira, para cumprir a legislação em vigor na área (ver capítulo 3.2), caso a aplicação desta classifique o fluido refrigerante presente na instalação de obsoleto. A segunda, caso se pretenda aumentar a eficiência do ciclo de refrigeração, através da substituição por um novo fluido refrigerante que apresente melhores propriedades termofísicas e de transferência de energia térmica, ou por outro lado, que se adeque melhor ao sistema de refrigeração e às condições de operação do mesmo. Não deve, nestes casos, ser esquecida a legislação em vigor na área e que regula a utilização de fluidos refrigerantes.

A segunda circunstância abordada no parágrafo anterior para substituição de fluidos refrigerantes reflete a necessidade das empresas em reduzir os custos de operação, relacionados, neste caso, com a produção de frio. Por outro lado, a aquisição de fluidos refrigerantes mais “recentes”, e que apresentem melhores propriedades, apresenta como desvantagem o investimento inicial elevado, investimento que vai sendo amortizado durante o período de vida útil do fluido refrigerante.

De acordo com a *DuPont* (empresa americana com elevada presença no mercado da comercialização de fluidos refrigerantes, destacando-se como a segunda maior empresa química do mundo, em termos de volume de capital), a aquisição de fluidos refrigerantes de baixa qualidade pode originar danos nos compressores, a deposição de sais nas tubagens e componentes do sistema, a diminuição da eficiência do sistema, fugas de fluido refrigerante, entre outros. Acontecendo isto, normalmente, devido ao excesso de impurezas e humidade existentes nesses produtos.

Na Tabela 3.4 são apresentados os fluidos refrigerantes alternativos que melhores características apresentam (a curto e longo prazo) para substituição dos compostos CFC's e HCFC's. Para facilitar a análise, procedeu-se ao agrupamento dos diversos fluidos refrigerantes de acordo com o tipo de sistema de refrigeração (refrigeração, ar condicionado e congelação) e aplicação (habitacional, comercial, industrial e automóvel).

Os fluidos refrigerantes CFC's e HCFC's mais utilizados, e cuja substituição é pretendida devido ao não cumprimento da legislação atualmente em vigor (o caso dos CFC's) e em *phase-out* (o caso dos HCFC's), são: o R-12 (CFC), o R-409A (HCFC), o R-502 (CFC), o R-11 (CFC) e o R-22 (HCFC).

Atualmente, os fluidos refrigerantes do tipo CFC's encontram-se descontinuados, tendo o seu período de *phase-out* decorrido entre 1995 e 2000. Por outro lado, os fluidos refrigerantes do tipo HCFC's encontram-se atualmente no período de *phase-out*, que decorre entre 2004 e 2015 (meta imposta pela UE).

Tabela 3.4 - Tabela de apresentação dos fluidos refrigerantes alternativos (a curto e longo prazo) que melhores características apresentam para substituição dos compostos CFC's e HCFC's, tendo em conta as características do sistema de refrigeração e respetiva aplicação prática do mesmo.

Sistema	Aplicação	Refrigerantes substituídos (CFC's e HCFC's)	Opções de substituição a curto prazo (HFC's) <i>Drop-in</i>	Opções de substituição a longo prazo (HFC's, HFO's e naturais) <i>Retrofit</i>
Refrigeração	Habitacional (domésticas)	<ul style="list-style-type: none"> R-12 R-409A 	<ul style="list-style-type: none"> R-134a* R-437A 	<ul style="list-style-type: none"> R-152a Misturas de HC's
	Comercial	<ul style="list-style-type: none"> R-12 R-409A R-502 	<ul style="list-style-type: none"> R-134a* R-422A 	<ul style="list-style-type: none"> R-152a Misturas de HC's Misturas de HC's/R-134a
	Industrial	<ul style="list-style-type: none"> R-11 	<ul style="list-style-type: none"> <u>R-123</u> 	<ul style="list-style-type: none"> <u>R-123</u>
Ar condicionado	Habitacional e comercial	<ul style="list-style-type: none"> R-22 	<ul style="list-style-type: none"> R-407C R-422D 	<ul style="list-style-type: none"> R-290 R-407C R-410a Misturas de HC's/R-407C
	Automóvel	<ul style="list-style-type: none"> R-12 	<ul style="list-style-type: none"> R-134a* R-437A 	<ul style="list-style-type: none"> R-152a R-1234yf Misturas de HC's
Congelamento	Industrial	<ul style="list-style-type: none"> R-11 	<ul style="list-style-type: none"> <u>R-123</u> 	<ul style="list-style-type: none"> Amónia

*No caso do R-134a, o processo de substituição exige a troca do tipo de lubrificante e do dispositivo de expansão, sendo esta substituição do tipo *Retrofit*, de acordo com os dados fornecidos pela empresa *DuPont*.

Como opções de substituição a curto prazo, foram escolhidos os fluidos refrigerantes do tipo HFC's. Estes apresentam características de compatibilidade de materiais idênticas aos dos fluidos refrigerantes substituídos, possibilitando assim uma abordagem da substituição do tipo *drop-in*, não sendo necessária a alteração (com exceção do R-134a) de componentes do sistema de refrigeração, ou lubrificante.

Os fluidos refrigerantes escolhidos para a substituição a curto prazo, resultam do aconselhamento obtido através dos guias de orientação para a substituição de fluidos refrigerantes da empresa *DuPont*.

Pretende-se com a análise das opções de substituição a curto prazo, uma resposta rápida para a substituição de fluidos refrigerantes em sistemas de ar condicionado, refrigeração e congelação, presentes em empresas, edifícios públicos, privados, centros comerciais e automóveis, para que possam ser cumpridas as metas estabelecidas pela atual legislação em vigor que regula a utilização de fluidos refrigerantes.

Pode observar-se na Tabela 3.4 que, no grupo de opções de substituição a curto prazo, o fluido refrigerante R-123 aparece a sublinhado. Isto acontece pois este refrigerante pertence à família dos HCFC's, e não dos HFC's, como é referido no título da coluna em que se encontra. O fluido refrigerante R-123 apresenta baixos índices de GWP (0,02) e GDP (0,02), o que significa que apresenta uma reduzida contribuição para o efeito de estufa e para a destruição da camada de ozono. A não descoberta, até hoje, de uma substância capaz de substituir o fluido refrigerante R-123, por este apresentar boas propriedades de desempenho no ciclo de refrigeração e baixa contribuição para as emissões de GEE, tem perpetuado a sua utilização. Disto resulta a sua apresentação como referência para a substituição a curto prazo em sistemas de refrigeração e congelação industrial. Sendo que, pelo mesmo motivo, continua a ser apontado como um fluido refrigerante de elevado potencial a longo prazo, quando aplicado em sistemas de refrigeração industriais.

Nos casos em que a substituição é realizada pelo fluido refrigerante R-134a, o processo de substituição exige a troca de lubrificantes e do dispositivo de expansão, sendo então a abordagem a esta substituição do tipo *retrofit*, tal como é referido nos guias de orientação e aconselhamento para a substituição de fluidos refrigerantes da empresa *DuPont*.

Em sistemas que operam com o fluido refrigerante R-12 é recomendada a utilização de lubrificantes do tipo AB (alquiбенzenos) e OM (óleos minerais). Por outro lado, em sistemas que operam com o fluido refrigerante R-143a é recomendada a utilização de lubrificantes do tipo POE (poliál ésteres).

Como opções de substituição a longo prazo, foram escolhidos os fluidos refrigerantes do tipo HFC's, HFO's, refrigerantes HC's (naturais) e misturas de refrigerantes HC's/HFC's. Estes apresentam menores índices de poluição atmosférica (GWP e ODP), sendo por este motivo considerados os refrigerantes do futuro. A escolha destes fluidos refrigerantes, como opções de substituição a longo prazo, baseia-se em diversos estudos experimentais realizados por diversos autores e compilados no trabalho de Jayaraj et al. (2008).

O inconveniente que resulta da aplicação das opções de substituição a longo prazo diz respeito à abordagem da substituição ser do tipo *retrofit*, podendo esta conduzir a modificações profundas nos diversos componentes do sistema de refrigeração e tipo de lubrificante utilizado, ou até mesmo, obrigar à implementação de um novo sistema de refrigeração, capaz de operar com estas gamas de novos fluidos refrigerantes.

A utilização de novos fluidos refrigerantes poderá ainda resultar numa perda de desempenho do sistema de refrigeração, causada pela adaptação indevida dos sistemas de refrigeração que não se encontram devidamente habilitados para receber estes novos fluidos refrigerantes.

O aumento da reatividade dos fluidos refrigerantes utilizados como opção de substituição a longo prazo com os materiais constituintes do sistema de refrigeração poderá resultar numa degradação mais rápida dos componentes em questão e aumento do número de fugas de fluido refrigerante, o que é claramente indesejável.

Da observação da Tabela 3.4, pode concluir-se que:

- Os fluidos refrigerantes R-134a e R-437A apresentam-se como as opções de substituição a curto prazo, enquanto o R-152a e as misturas de HC's se apresentam como as opções de substituição a longo prazo, para os refrigerantes R-12 e R-409a, utilizados em aplicações de refrigeração habitacional;
- Os fluidos refrigerantes R-134a e R-437A apresentam-se como as opções de substituição a curto prazo, enquanto o R-152a e as misturas de HC's e HC's/R-134a se apresentam como as opções de substituição a longo prazo, para os refrigerantes R-12, R-409A e R-502, utilizados em aplicações de refrigeração comercial;
- O fluido refrigerante R-123 apresenta-se como a opção de substituição, a curto e longo prazo, para o R-11, utilizado em aplicações de refrigeração industrial;
- Os fluidos refrigerantes R-407C e R-422D apresentam-se como as opções de substituição a curto prazo para o R-22, utilizado em aplicações de ar condicionado habitacional e comercial. Neste caso, o R-290, o R-407C, o R-410a e as misturas de HC's/R-407C apresentam-se como as opções de substituição a longo prazo;
- Os fluidos refrigerantes R-134a e R-437A apresentam-se como as opções de substituição a curto prazo para o R-12, utilizado em aplicações de ar condicionado automóvel. Neste caso, o R-152a, o R-1234yf e as misturas de HC's apresentam-se como as opções de substituição a longo prazo;
- O fluido refrigerante R-123 apresenta-se como a opção de substituição a curto prazo para o R-11, utilizado em aplicações de congelação industrial. A amónia apresenta-se como a opção de substituição a longo prazo.

3.4.3. Recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes

Os conceitos de recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes, integraram as linhas de orientação do Protocolo de Montreal, sendo este documento a primeira referência escrita da inclusão desses mesmos conceitos nas políticas de preservação ambiental. A criação destes conceitos teve como finalidade servir de incentivo à redução das

emissões de compostos halogenados para atmosfera, e, assim, mitigar as consequências resultantes dessas emissões. Contudo, só passados alguns anos da assinatura do Protocolo de Montreal, surgiu a preocupação dos governos mundiais em adotar legislação que regule esta temática.

De acordo com o Heat Pump Centre (2002), decorre nesta instituição um projeto cujo objetivo se centra na procura e análise de dados relacionados com a recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes, para que seja possível traçar estratégias que incentivem a prática da recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes que se encontram obsoletos.

O objetivo geral deste programa é a documentação das práticas e políticas aplicadas para a recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes nos maiores mercados de utilização de fluidos refrigerantes, Ásia, Europa e América do Norte. Isso possibilitaria a quantificação do impacto da redução das emissões de fluidos refrigerantes e a comparação da eficácia das diferentes abordagens políticas.

Algumas das ações previstas com o decorrer deste programa são: a elaboração de normas e regulamentos, junto das entidades competentes (por exemplo: da US Environmental Protection Agency), que estabeleçam procedimentos obrigatórios de recolha, reciclagem e regeneração de fluidos refrigerantes; e a avaliação dos custos económicos/benefícios de redução de fugas, reciclagem, recuperação e reutilização de fluidos refrigerantes.

Atualmente, já existe em diversos países legislação publicada que incentiva a realização da prática de recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes, devendo a aplicação de regras de boas práticas começar ao nível das empresas que comercializam os fluidos refrigerantes.

Por exemplo, no Brasil, o Plano Nacional de Eliminação de CFCs - PNC prevê a instalação de 114 unidades descentralizadas para recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes CFCs, HCFCs e HFCs. Todas serão compostas por equipamentos de reciclagem, cilindros e ferramentas, e funcionarão em todo o território nacional Brasileiro, conforme é referido na Portaria nº 462 de 22 de dezembro de 2009.

Em Portugal, não existe ainda um sistema de recolha e reciclagem de fluidos refrigerantes devidamente estruturado, ficando estas tarefas a cargo da empresa responsável pela substituição. Neste contexto, o instalador surge como responsável pela recolha e devido armazenamento do fluido refrigerante, que o deve encaminhar para a empresa responsável pela comercialização. Como não existem em Portugal instalações de regeneração de fluidos refrigerantes, estes são enviados pelas empresas que os comercializam para instalações existentes noutros países, para que possam então ser tratados e posteriormente reutilizados.

3.5. Nota conclusiva

No capítulo que agora termina fez-se a apresentação das características gerais e propriedades dos fluidos refrigerantes. Foram abordados os principais acontecimentos que marcaram a história da evolução dos fluidos refrigerantes, destacando a legislação aplicada nesta área. Procedeu-se ainda à classificação dos fluidos refrigerantes de acordo com a família a que pertencem. Por fim, foram apresentados os substitutos a curto e longo prazo dos principais fluidos refrigerantes utilizados, tendo em conta o tipo de abordagem para a substituição e a recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes.

Apresentar-se-á no capítulo seguinte o estudo experimental realizado. Abordar-se-ão com detalhe as condições associadas a cada um dos ensaios realizados, sendo posteriormente apresentados e discutidos os resultados obtidos.

Capítulo 4

Estudo experimental

No capítulo anterior foi abordada a temática dos fluidos refrigerantes. Foram apresentados os fluidos refrigerantes mais utilizados e os seus possíveis substitutos, a curto e longo prazo, para aplicação nos diferentes sistemas de refrigeração e respetivas aplicações práticas. Para isso, foram analisados diversos fatores que podem influenciar o processo de substituição, destacando-se a compatibilidade de materiais e o lubrificante empregue.

O presente capítulo é dedicado à apresentação e discussão dos resultados do estudo experimental realizado. O capítulo inicia-se com a caracterização da instalação experimental empregue no âmbito do presente trabalho e a apresentação dos fluidos refrigerantes estudados, o fluido substituído (R-409A) e o substituto (R-437A). O capítulo segue, depois, para a apresentação e discussão dos resultados. O estudo experimental realizado teve como objetivo conhecer o comportamento termodinâmico de dois fluidos refrigerantes, R-409A e R-437A, para um variado leque de condições de funcionamento. Pretendeu-se assim caracterizar o comportamento energético e exergético do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, operando como máquina frigorífica e bomba de calor, para ambos os fluidos.

4.1. Unidade experimental

Na secção que agora se inicia far-se-á a apresentação da unidade experimental utilizada no âmbito do presente trabalho. Neste contexto, são apresentados os diversos equipamentos utilizados durante o procedimento experimental, nomeadamente, a instalação bomba de calor, o dispositivo fonte térmica e outros equipamentos auxiliares. Será também abordado o processo de substituição do fluido refrigerante, através da exposição da metodologia de substituição utilizada pelo técnico responsável que acompanhou o processo de substituição.

4.1.1. Caracterização/apresentação da unidade

Para a realização do estudo experimental foram utilizados diversos equipamentos, sendo o mais importante o sistema bomba de calor que permitiu o ensaio dos fluidos refrigerantes estudados (R-409A e R-437A). A instalação bomba de calor opera um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (ciclo termodinâmico estudado com alguma profundidade nos subcapítulos 2.3 e 2.4). Esta foi adquirida à empresa inglesa P. A. Hilton LTD. em 1988 pela UBI, encontrando-se atualmente nas instalações do Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor do DEM/UBI. Quando foi adquirida, a instalação bomba de calor

encontrava-se “carregada” com o fluido refrigerante R-12, tendo este sido posteriormente substituído pelo R-409A. Na Figura 4.1 pode observar-se o esquema representativo do sistema bomba de calor empregue no estudo.

De acordo com o esquema presente na Figura 4.1, pode concluir-se que:

- O compressor presente na instalação é do tipo recíproco (sendo constituído apenas por um êmbolo) e hermético (pois o conjunto compressor/motor elétrico encontram-se selados hermeticamente do exterior, no interior de uma carcaça rígida, permitindo assim que o arrefecimento dos enrolamentos do motor elétrico seja executado pelo fluido refrigerante que circula no sistema);
- A linha de baixa pressão do sistema encontra-se marcada a azul-escuro, começando na válvula de expansão e terminando no compressor;
- A linha de alta pressão do sistema encontra-se marcada a vermelho, começando no compressor e acabando na válvula de expansão;
- O sistema auxiliar de água permite o “banho” das serpentinas dos permutadores de calor (condensador e evaporador). Este sistema encontra-se representado na Figura 4.1 a azul-claro;
- A instalação bomba de calor encontra-se apetrechada com sete termómetros, dois manómetros, três válvulas de controlo manual, três medidores de caudal do tipo rotâmetro, um interruptor de pressão (diferencial de pressão) e um secador de sílica-gel (existe ainda um ventilador para arrefecimento do compressor, não indicado na figura);
- Através dos termómetros é possível conhecer as temperaturas do fluido refrigerante à entrada e saída do compressor e evaporador, bem como, a temperatura da água de admissão geral do sistema e as temperaturas da água à saída do compressor e evaporador;
- Os manómetros permitem conhecer as pressões (alta e baixa) a que o sistema está a operar, isto é, as pressões a que se encontram o condensador e evaporador;
- As válvulas de controlo manual permitem ao utilizador definir o caudal de fluido refrigerante e de água que circula pelo sistema. Convém apenas referir que é possível controlar separadamente o caudal de água que entra em cada um dos permutadores de calor (condensador e evaporador), pois os respectivos circuitos são independentes existindo, em cada um deles, uma válvula de controlo manual de caudal;
- Tal como acontece com as válvulas de controlo manual, os medidores de caudal do tipo rotâmetro encontram-se distribuídos pelos diversos circuitos da instalação, antecedendo (no circuito do fluido refrigerante) ou precedendo (nos circuitos de água) a válvula de controlo manual. Os medidores de caudal permitem ao utilizador saber qual o caudal de água ou fluido refrigerante que circula na instalação;
- O interruptor de pressão funciona como um diferencial de pressão. Apetrechado com uma sonda que mede a pressão à saída do compressor, o interruptor de pressão não deixa que no circuito do fluido refrigerante a pressão possa ser inferior a 4 bar e superior a 16 bar. Caso a pressão do circuito do fluido refrigerante ultrapasse as margens definidas, o equipamento é automaticamente desligado;

- O secador de sílica-gel promove a extração da humidade que pode surgir no fluido refrigerante e que degrada as propriedades termodinâmicas do mesmo;
- O ventilador é utilizado para remover calor ao compressor, por forma a evitar o sobreaquecimento deste.

Para se garantirem as condições necessárias à realização do estudo experimental foi utilizado um banho térmico, cuja finalidade foi aquecer ou arrefecer a água admitida nos permutadores de calor (T_A). Isto é, o banho térmico permitiu o controlo da temperatura da água admitida nos reservatórios de calor (condensador e evaporador).

O banho térmico foi adquirido à empresa alemã Huber pela UBI, podendo atualmente ser encontrado nas instalações do Laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor do DEM/UBI.

Nas Figuras 4.2 e 4.3 é possível observar fotografias do sistema bomba de calor e dispositivo banho térmico utilizados no estudo experimental.



Figura 4.2 - Fotografia da instalação bomba de calor.



Figura 4.3 - Fotografia do dispositivo banho térmico.

4.1.2. Fluidos refrigerantes e processo de substituição

Pretende-se com a realização do estudo experimental, compreender o comportamento termodinâmico dos fluidos refrigerantes em estudo (R-409A e R-437A). Para isso, será analisada a eficiência energética (COP) e a eficiência exergética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, operando como máquina frigorífica e bomba de calor.

Na Tabela 4.1 podem observar-se algumas das propriedades mais importantes dos fluidos refrigerantes em estudo.

Tabela 4.1 - Tabela de comparação das propriedades dos fluidos refrigerantes (R-409A e R-437A).

Fontes: DuPont - Suva MP and R-409A Refrigerant Blends e Linde - folha de produto R-437A.

Propriedades \ Fluido Refrigerante	R-409A	R-437A
Família	HCFC	HFC
Composição Química	60% R-22 25% R-124 15% R-142b	78,5% R-134a 19,5% R-125 1,4% R-600 0,6% R-601
Massa específica Liq./Vap. Saturado [kg/m ³]	1219 / 29,6	1311 / 37
Temperatura de evaporação [°C]	-35*	-32*
Entalpia de evaporação [kJ/kg]	220,6*	213,13*
ODP	0,005	0
GWP ₁₀₀	1585	1684
Classificação de Segurança	A1	A1
Lubrificante	AB/OM	POE/AB/OM

*Temperatura de evaporação e Entalpia de evaporação para a pressão de 1 atm ou 101,325 kPa.

Da análise da Tabela 4.1, pode concluir-se que:

- Ambos os fluidos refrigerantes são misturas não azeotrópicas (*blends*);
- O fluido refrigerante R-437A apresenta maior massa específica de líquido e vapor saturado;
- Ambos os fluidos refrigerantes podem ser utilizados em sistemas de refrigeração que operem a baixa e média temperatura, pois apresentam, ambos, reduzidas temperaturas de evaporação;
- Os fluidos refrigerantes em estudo possuem propriedades termodinâmicas de transferência de calor (entalpia de evaporação) muito idênticas, sendo a entalpia de evaporação (capacidade do fluido refrigerante em “ganhar/perder” energia térmica durante o processo de evaporação/condensação) do R-409A ligeiramente superior;
- O fluido refrigerante R-409A contribui para a destruição da camada de ozono, encontrando-se assim, de acordo com o Protocolo de Montreal, em processo de *phase-out*, processo que termina em 2015 (meta da UE);

- O fluido refrigerante R-437A apresenta um potencial de contribuição para o aumento do efeito de estufa ligeiramente superior ao do R-409A;
- Em termos de classificação de segurança, ambos os fluidos refrigerantes em estudo são não inflamáveis e não tóxicos;
- Dada a compatibilidade de lubrificantes entre os fluidos, a substituição poderá ser do tipo *drop-in*.

O estudo experimental consistiu na realização de ensaios com ambos os fluidos refrigerantes. No primeiro conjunto de ensaios a instalação bomba de calor esteve “carregada” com o fluido refrigerante R-409A. No segundo conjunto de ensaios a instalação bomba de calor esteve “carregada” com o fluido refrigerante R-437A.

Como a instalação se encontrava inicialmente “carregada” com o fluido refrigerante R-409A, procedeu-se inicialmente à realização dos ensaios experimentais referentes a este fluido.

Para a realização da segunda sequência de ensaios, foi necessária a aquisição do fluido refrigerante R-437A. Este fluido refrigerante foi adquirido à empresa *DuPont*, integrando uma nova gama de fluidos refrigerantes desenvolvidos pela própria empresa e cujo nome é gama *ISCEON*, sendo o nome comercial deste novo fluido *ISCEON MO49Plus (R-437A)*.

Devido ao facto de o fluido refrigerante R-437A ser bastante recente, uma grande parte da informação técnica relativa ao fluido refrigerante não se encontra disponível ao público, nomeadamente, o diagrama (p,h). Foi então necessário o contacto directamente com a empresa *DuPont*, através de correio eletrónico, na tentativa de se conseguirem os dados em falta, o que foi conseguido passadas algumas semanas e após algumas tentativas iniciais de contacto falhadas. Após a aquisição do novo fluido refrigerante R-437A, procedeu-se à substituição dos fluidos refrigerantes na instalação bomba de calor. O processo de substituição foi acompanhado por um técnico devidamente habilitado para o efeito.

Procede-se agora à descrição do processo de substituição:

1. Em primeiro lugar, foi necessário confirmar que a instalação se encontrava desligada e que a respetiva válvula de expansão estava completamente aberta;
2. De seguida, recolheu-se o fluido refrigerante substituído, R-409A, armazenando-o num reservatório vazio devidamente identificado com o seu nome, de modo a permitir que pudesse ser encaminhado para um centro de reciclagem de fluidos refrigerantes, onde será reciclado, regenerado e posteriormente, reutilizado;
3. Utilizou-se depois uma bomba de vácuo para criar vácuo no circuito de fluido refrigerante da instalação bomba de calor;
4. O objectivo do procedimento anterior foi detetar a existência de possíveis fugas no circuito do fluido refrigerante da instalação, através do controlo da baixa pressão

criada no mesmo. Assim, após algum tempo da criação do vácuo (aproximadamente 30 minutos) verificou-se a pressão existente no circuito do fluido refrigerante. Essa verificação mostrou que a pressão do circuito tinha aumentado, indiciando a existência de uma fuga cuja reparação se detalha mais adiante. Após essa reparação, procedeu-se de novo à criação de vácuo no circuito e respectiva verificação da manutenção da pressão. Verificando-se a inexistência de anomalias, passou-se ao passo seguinte; Por fim, procedeu-se ao “carregamento” da instalação com o novo fluido refrigerante R-437A;

5. Após o “carregamento” do novo fluido, a instalação encontrava-se apta a ser utilizada.

Tal como foi já referido, durante a substituição do fluido refrigerante foi detetada a existência de uma fuga num dos vedantes do medidor de caudal de fluido refrigerante. Foi então necessária a realização de uma pequena operação de manutenção da instalação.

Assim sendo, procedeu-se à limpeza do medidor de caudal (rotâmetro) e à substituição do referido vedante do circuito do fluido refrigerante. Apenas após garantida a estanquicidade do circuito do fluido refrigerante, se procedeu ao “recarregamento” da instalação com o novo fluido refrigerante R-437A.

O critério utilizado para determinar a quantidade de refrigerante a carregar foi de garantir a mesma pressão de gás no circuito.

Quando a instalação bomba de calor foi adquirida em 1988, esta encontrava-se “carregada” de origem com o fluido refrigerante R-12. Posteriormente, a instalação foi remodelada com a substituição, do tipo *drop-in* (apenas substituição do fluido refrigerante), do fluido refrigerante R-12 pelo fluido refrigerante R-409A.

Assim sendo, devido à incerteza quanto à quantidade de fluido refrigerante R-409A que havia sido “carregado” na instalação, ou quanto às fugas que entretanto pudessem ter ocorrido, tornou-se complicado determinar qual a quantidade de novo fluido refrigerante R-437A a “carregar” na instalação bomba de calor.

Optou-se então por “carregar” a instalação de modo que a pressão no circuito de refrigerante, com a instalação em repouso, fosse a mesma verificada anteriormente na instalação quando esta se encontrava “carregada” com o fluido refrigerante R-409A. A pressão com o antigo fluido refrigerante R-409A na instalação era de 5,2 bar. Assim, esta foi a pressão com que a instalação ficou após “carregada” com o novo fluido refrigerante, o que correspondeu à introdução de 335 gramas de R-437A no circuito do refrigerante da instalação.

Segundo a empresa *DuPont* o novo fluido refrigerante R-437A poderá ser utilizado nas seguintes aplicações:

- Ar condicionados automóvel projetados para o R-12;
- Sistemas de refrigeração (de alimentos, balcões de supermercados, armazenamento e processamento de alimentos e equipamentos domésticos) projetados para o R-12.

Atendendo ainda às recomendações da empresa *DuPont*, os benefícios que advêm da utilização do fluido refrigerante R-437A são:

- Proporcionar uma substituição mais fácil, rápida e barata, comparando com a substituição pelo R-134a, substituição que requer normalmente modificações no sistema de refrigeração;
- Por ser HFC, não apresenta potencial de degradação da camada de ozono (ODP), não tendo por isso, e até hoje, sido descontinuado (ao abrigo do Protocolo de Montreal);
- Compatível com os lubrificantes à base de óleos minerais (OM), alquibenzenos (AB) ou poliól ésteres (POE). No caso dos sistemas ar condicionados automóvel é também compatível com o lubrificante polialquilenoglicol (PAG) não sendo necessário, na maioria dos casos, substituir o tipo de lubrificante utilizado no sistema;
- Permite continuar a utilizar os equipamentos projetados para os HCFC's e CFC'e;
- Temperatura de descarga significativamente mais baixa que a do R-12 ($T_{\text{EVAPORAÇÃO/R-12}} = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$), o que permite um aumento da vida útil do compressor.

4.2. Estudos/ensaios realizados

Como havia sido referido anteriormente, pretende-se com este trabalho estudar o comportamento termodinâmico de dois fluidos refrigerantes, o R-409A e o R-437A, através da análise energética e exérgica dos respetivos ciclos termodinâmicos, obtidos com dados recolhidos nos ensaios experimentais.

O estudo experimental consistiu na realização de dois grupos de ensaios (A e B) em que foram utilizados ambos os fluidos refrigerantes em estudo. Pretendeu-se estudar o comportamento apresentado pelo ciclo termodinâmico de cada um dos fluidos refrigerantes, quando expostos a diferentes condições de operação, neste caso, com variação da temperatura da água de admissão geral (Grupo A) e com variação do caudal de fluido refrigerante (Grupo B).

Durante a realização do estudo experimental foi realizada a recolha da temperatura (T_0) e pressão (P_0) ambiente, uma recolha por cada ensaio realizado. Em todo o procedimento experimental foram realizados 16 ensaios para diferentes condições de operação da instalação bomba de calor, 9 relativos ao R-409A e 7 relativos ao refrigerante R-437A. Neste estudo, o caudal de água de admissão geral ($\dot{m}_{\text{água}}$) foi mantido constante durante todo o

procedimento experimental, apresentando o mesmo valor em cada um dos permutadores de calor (condensador e evaporador), $40 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$.

Deve também referir-se que, entre ensaios, foram esperados cerca de 30 minutos com o objetivo de aguardar que as condições relativas ao regime permanente fossem estabelecidas, nomeadamente, o caudal de fluido refrigerante, a temperatura e caudal da água admitida no condensador e evaporador e restantes parâmetros medidos na instalação bomba de calor.

Com o Grupo A de ensaios pretendeu-se estudar a resposta do ciclo termodinâmico de cada um dos fluidos refrigerantes à variação da temperatura da água de admissão geral (T_A), para um caudal de fluido refrigerante constante, $\dot{m}_{\text{ref}} = 12 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$. Foram utilizadas neste grupo de ensaios as seguintes temperaturas da água de admissão geral (água admitida no condensador e evaporador): $T_A = 15; 20; 25; 30$ e 35 °C.

Na Tabela 4.2 pode observar-se o conjunto de resultados obtidos para o Grupo A de ensaios, referente ao fluido refrigerante R-409A.

Tabela 4.2 - Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-409A (caudal de fluido refrigerante constante).

Dados	Nº de ensaio				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Temperatura da água de admissão geral, T_A [°C]	15	20	25	30	35
Caudal de fluido refrigerante, [kg/h]	12	12	12	12	12
Tempo por revolução no wattímetro, τ [s/rev]	49,56	48,32	46,5	44,15	38,45
Temperatura ambiente, T_0 [°C]	26,5	26,8	27	27	27
Pressão atmosférica, P_0 [bar]	0,924	0,923	0,923	0,923	0,923
CONDENSADOR					
Temperatura da água à saída, T_C [°C]	33,5	35,4	40,4	44	48,2
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_2 [°C]	80,5	81	86	88	92
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_3 [°C]	25	29	33,5	38	42,5
Pressão absoluta à entrada, P_{cond} [bar]	10,4	11,8	12,9	14,1	15,8
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	40
EVAPORADOR					
Temperatura da água à saída, T_B [°C]	5,5	7,5	14	19	23,5
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_4 [°C]	-17,5	-17	-16	-15	-13,5
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_1 [°C]	5	7	14,5	19	23,5
Pressão absoluta à entrada, P_{evap} [bar]	1,9	1,9	2,0	2,1	2,2
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	40

Na Tabela 4.3 pode observar-se o conjunto de resultados obtidos para o Grupo A de ensaios, referente ao fluido refrigerante R-437A.

Tabela 4.3 - Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-437A (caudal de fluido refrigerante constante).

Dados	Nº de ensaio				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Temperatura da água de admissão geral, T_A [°C]	15	20	25	30	35
Caudal de fluido refrigerante, [kg/h]	12	12	12	12	12
Tempo por revolução no wattímetro, τ [s/rev]	51,29	50,54	47,08	46,44	-
Temperatura ambiente, T_0 [°C]	25	25	26	26	-
Pressão atmosférica, P_0 [bar]	0,923	0,923	0,922	0,922	-
CONDENSADOR					
Temperatura da água à saída, T_C [°C]	32,5	35,5	40,6	45	-
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_2 [°C]	73	76	84	86	-
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_3 [°C]	20	24,5	29	33,5	-
Pressão absoluta à entrada, P_{cond} [bar]	11,2	12,4	14,7	15,5	-
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	-
EVAPORADOR					
Temperatura da água à saída, T_B [°C]	5,5	8	14	18,5	-
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_4 [°C]	-16,5	-16	-14	-13	-
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_1 [°C]	5	8	14	18	-
Pressão absoluta à entrada, P_{evap} [bar]	1,8	1,9	2,0	2,1	-
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	-

Com o Grupo B de ensaios, pretendeu-se estudar a resposta do ciclo termodinâmico de cada um dos fluidos refrigerantes à variação do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}) para uma temperatura da água de admissão geral $T_A = 25$ [°C]. Foram utilizados, neste grupo de ensaios os seguintes caudais de fluido refrigerante: $\dot{m}_{ref} = 4; 8; 12; 16$ e $20 \left[\frac{kg}{h} \right]$.

Na Tabela 4.4 pode observar-se o conjunto de resultados obtidos para o Grupo B de ensaios, referente ao fluido refrigerante R-409A.

Tabela 4.4 - Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-409A (temperatura da água de admissão geral constante).

Dados	Nº de ensaio				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Temperatura da água de admissão geral, T_A [°C]	25	25	25	25	25
Caudal de fluido refrigerante, [kg/h]	4	8	12	16	20
Tempo por revolução no wattímetro, τ [s/rev]	72,6	55,14	46,5	38	33,22

Temperatura ambiente, T_0 [°C]	27	27	27	27	26,5
Pressão atmosférica, P_0 [bar]	0,923	0,923	0,923	0,923	0,923
CONDENSADOR					
Temperatura da água à saída, T_C [°C]	31,5	36	40,4	45	48,3
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_2 [°C]	65,5	78	86	92	93
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_3 [°C]	27,7	30	33,5	38	41,5
Pressão absoluta à entrada, P_{cond} [bar]	10,8	11,8	12,9	14,4	15,4
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	40
EVAPORADOR					
Temperatura da água à saída, T_B [°C]	20	16,5	14	11	9
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_4 [°C]	-29,5	-22	-16	-9	-5
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_1 [°C]	20,5	17	14,5	11,5	8
Pressão absoluta à entrada, P_{evap} [bar]	1,1	1,5	2,0	2,6	3,0
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	40

Na Tabela 4.5 pode observar-se o conjunto de resultados obtidos para o Grupo B de ensaios, referente ao fluido refrigerante R-437A.

Tabela 4.5 - Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-437A (temperatura da água de admissão geral constante).

Dados	N° de ensaio				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Temperatura da água de admissão geral, T_A [°C]	25	25	25	25	25
Caudal de fluido refrigerante, [kg/h]	4	8	12	16	20
Tempo por revolução no wattímetro, τ [s/rev]	73,06	57,95	47,08	38,83	-
Temperatura ambiente, T_0 [°C]	26	26	26	26	-
Pressão atmosférica, P_0 [bar]	0,922	0,922	0,922	0,922	-
CONDENSADOR					
Temperatura da água à saída, T_C [°C]	31,8	35,6	40,6	45,3	-
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_2 [°C]	65,5	76	84	89	-
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_3 [°C]	27	28	29	31	-
Pressão absoluta à entrada, P_{cond} [bar]	10,9	12,4	14,7	16,7	-
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	-
EVAPORADOR					
Temperatura da água à saída, T_B [°C]	20	17	14	9	-
Temperatura do fluido refrigerante à entrada, T_4 [°C]	-28	-20,5	-14	-8	-
Temperatura do fluido refrigerante à saída, T_1 [°C]	20	17	14	9	-
Pressão absoluta à entrada, P_{evap} [bar]	1,1	1,5	2,0	2,4	-
Caudal de água, [kg/h]	40	40	40	40	-

Como se pode observar nas Tabelas 4.3 e 4.5, não foi possível realizar o “Ensaio 5” para ambos os Grupos A e B de ensaios, relativos ao fluido refrigerante R-437A. Isto significa que para as condições estudadas em ambos os Grupos A e B de ensaios, sendo estas respetivamente ($\dot{m}_{ref} = 12 \left[\frac{kg}{h} \right]$ e $T_A = 35 \text{ }^\circ\text{C}$) e ($\dot{m}_{ref} = 20 \left[\frac{kg}{h} \right]$ e $T_A = 25 \text{ }^\circ\text{C}$), não foi possível a realização destes ensaios, pois a pressão máxima admissível na instalação ($P_{cond} < 16 \text{ bar}$) foi ultrapassada durante a realização dos mesmos.

Tal como se pode observar na Figura 4.1, a instalação bomba de calor é constituída por um interruptor de pressão que funciona como um diferencial de pressão. Este equipamento encontra-se apetrechado com uma sonda que mede a pressão à saída do compressor (P_{cond}), não deixando que a pressão nessa secção do circuito seja inferior a 4 bar ou superior a 16 bar.

Como a pressão à saída do compressor (P_{cond}) em ambos os “Ensaio 5” dos Grupos A e B de ensaios, correspondentes ao fluido refrigerante R-437A excedeu 16 bar, a instalação foi automaticamente desligada, não permitindo a realização dos mesmos.

A realização dos ensaios anteriormente descritos permitiu reunir um conjunto de informação experimental cuja exposição e discussão é feita de seguida.

4.3. Resultados e discussão

Pretende-se com a apresentação de resultados que agora se inicia, dar a conhecer o comportamento dos diversos ciclos termodinâmicos traçados a partir dos resultados obtidos experimentalmente, compreender a variação da temperatura da água no condensador e no evaporador, analisar o coeficiente de performance (COP) e eficiência exergética (η) do ciclo de refrigeração operando como máquina frigorífica e bomba de calor, para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, o R-409A e o R-437A.

4.3.1. Análise da evolução do ciclo termodinâmico

Da recolha de dados realizada durante o estudo experimental para as diversas condições impostas (variação da temperatura da água de admissão geral e variação do caudal de fluido refrigerante), foi possível traçar os diversos ciclos termodinâmicos correspondentes a cada ensaio, nos respetivos diagramas (p,h) de ambos os fluidos refrigerantes em estudo, por forma a ser possível estudar a evolução do ciclo termodinâmico, por condição imposta e fluido refrigerante utilizado.

Nas Figuras 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7, podem observar-se os ciclos termodinâmicos traçados no diagrama (p,h), correspondentes aos diversos Grupos (A e B) de ensaios experimentais realizados e por fluido refrigerante utilizado (R-409A e R-437A).

Apresenta-se na Figura 4.4, a evolução do ciclo termodinâmico para o conjunto de 5 ensaios realizados com variação da temperatura da água de admissão geral, para o fluido refrigerante R-409A.

Na Figura 4.5 é exibida a evolução do ciclo termodinâmico para o conjunto de 4 ensaios realizados com variação da temperatura da água de admissão geral, para o fluido refrigerante R-437A.

Apresenta-se na Figura 4.6, a evolução do ciclo termodinâmico para o conjunto de 5 ensaios realizados com variação do caudal de fluido refrigerante, para o fluido refrigerante R-409A.

Por fim, na Figura 4.7 pode observar-se a evolução do ciclo termodinâmico para o conjunto de 4 ensaios realizados com variação do caudal de fluido refrigerante, para o fluido refrigerante R-437A.

GRUPO A DE ENSAIOS - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ADMISSÃO GERAL (R-409A)

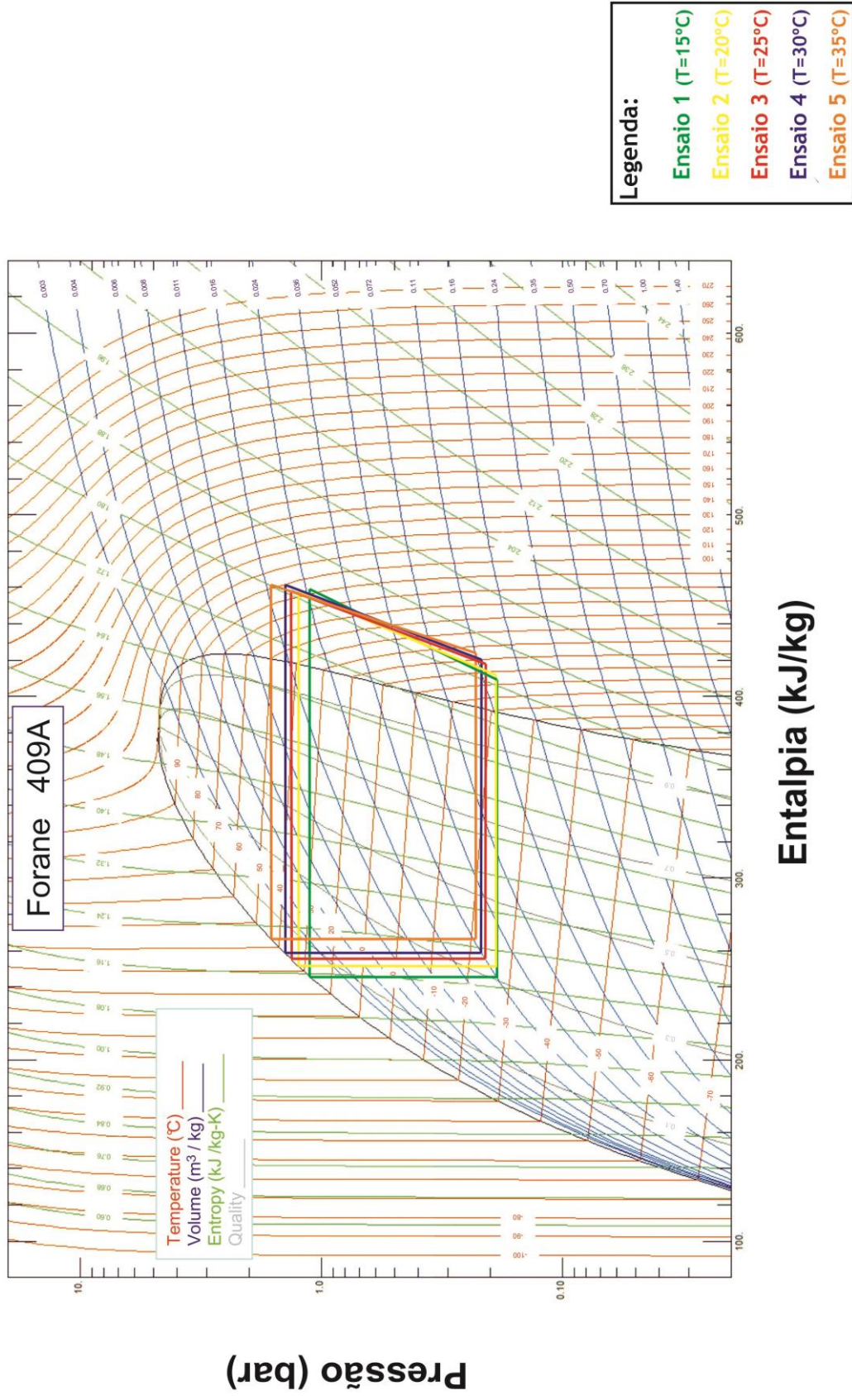


Figura 4.4 - Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-409A.

GRUPO A DE ENSAIOS - VARIACÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ADMISSÃO GERAL (R-437A)

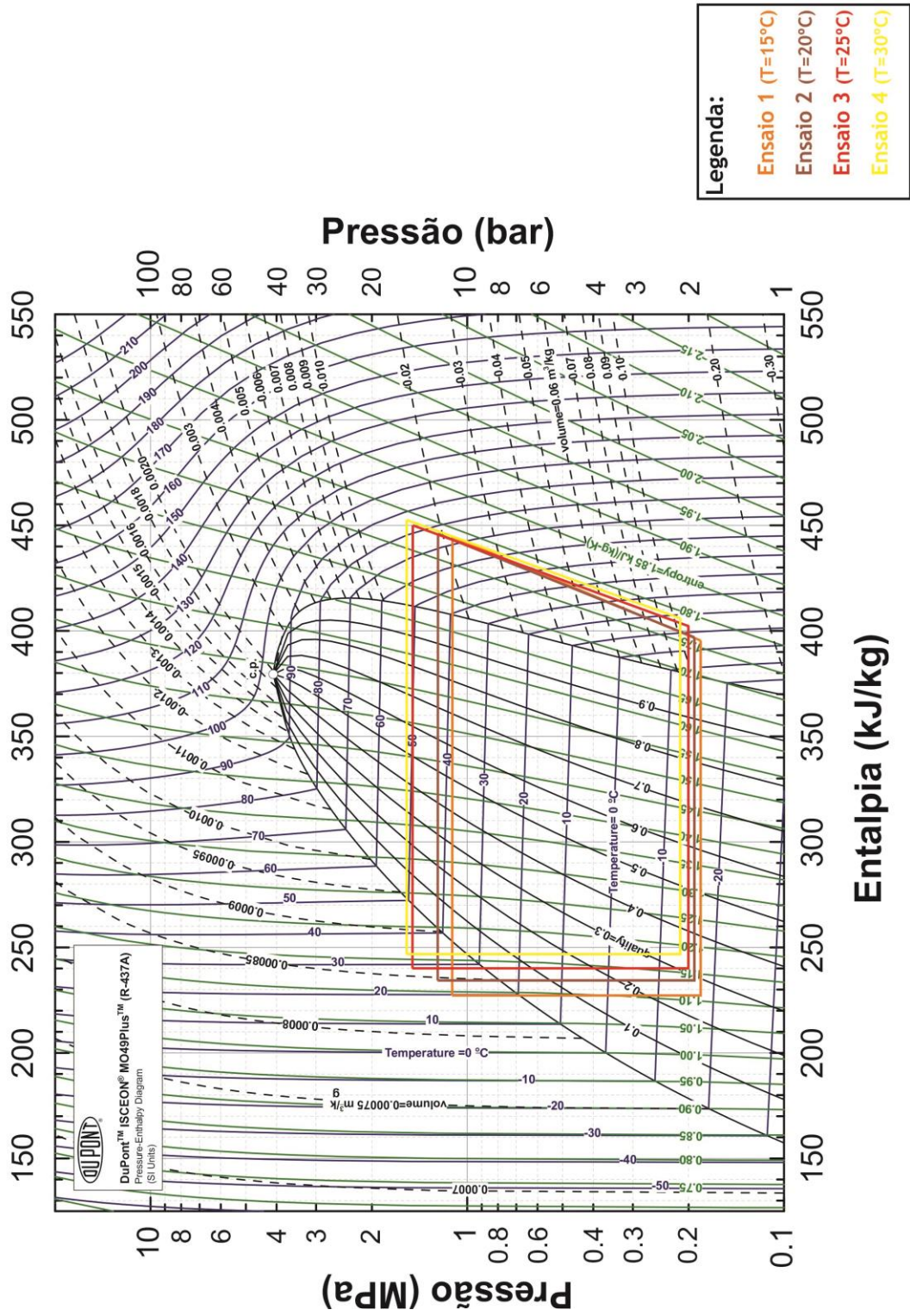


Figura 4.5 - Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo A de ensaios para o fluido refrigerante R-437A.

GRUPO B DE ENSAIOS - VARIAÇÃO DO CAUDAL DE FLUIDO REFRIGERANTE (R-409A)

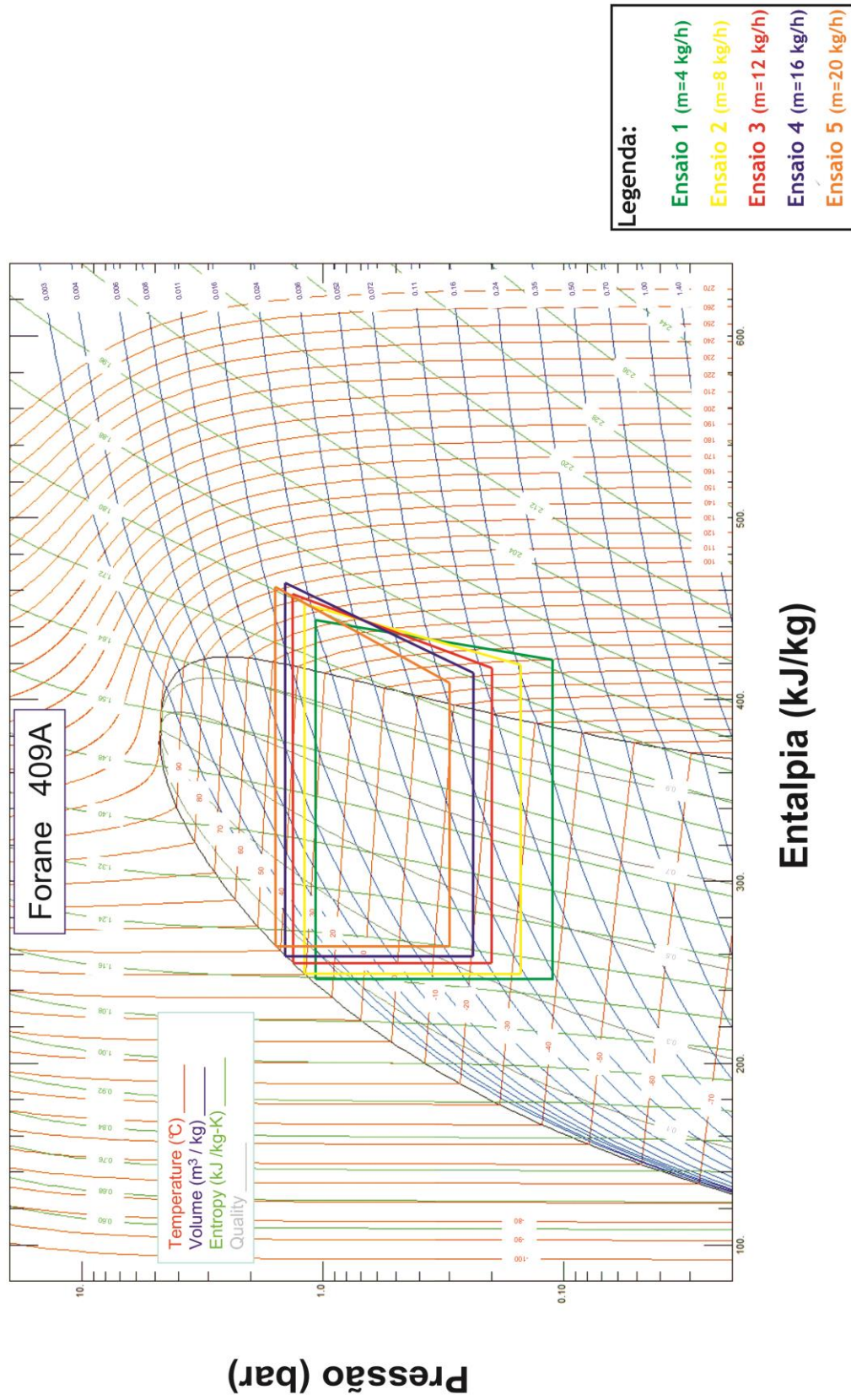


Figura 4.6 - Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-409A.

GRUPO B DE ENSAIOS - VARIÇÃO DE CAUDAL DE FLUIDO REFRIGERANTE (R-437A)

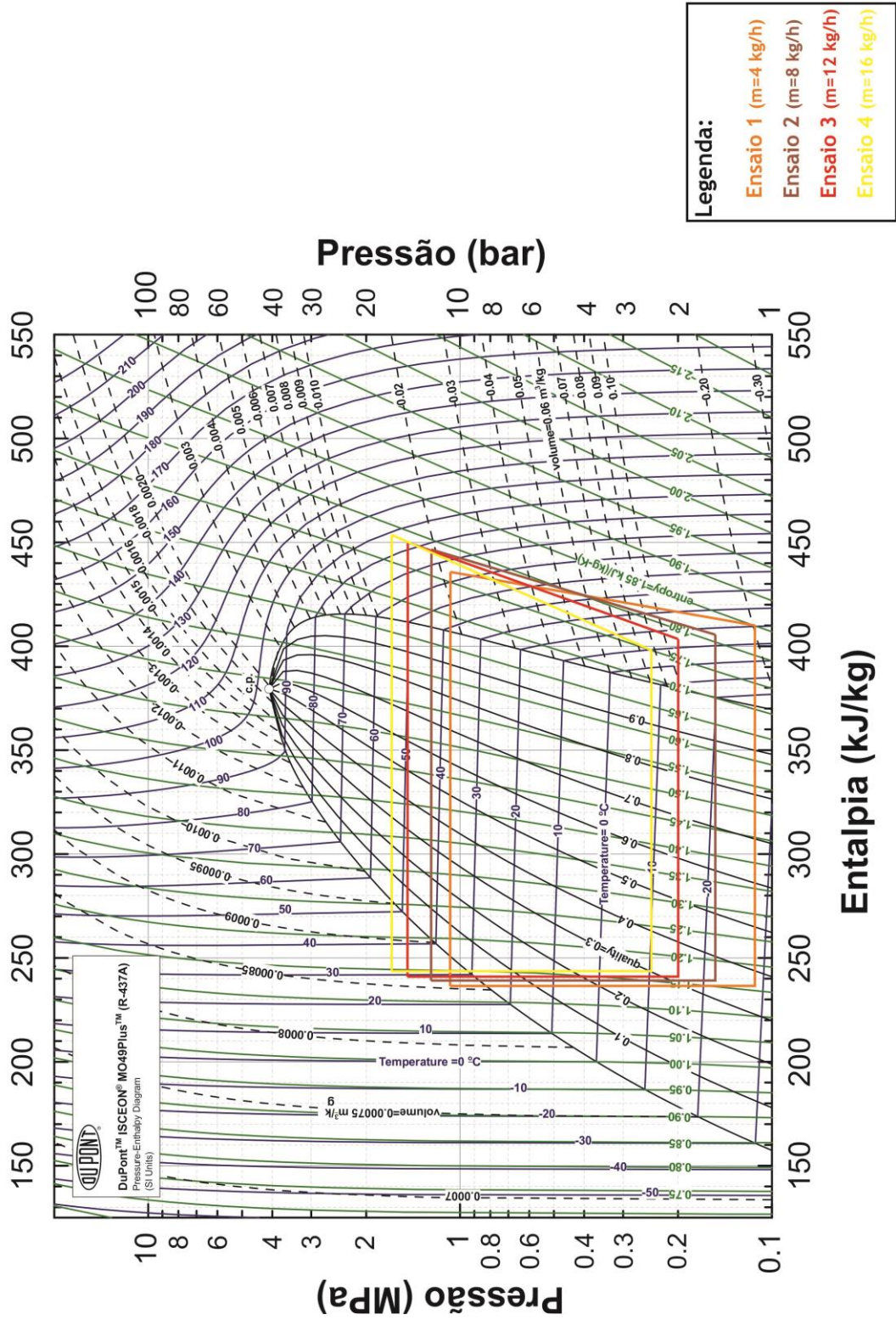


Figura 4.7 - Esquema representativo dos ciclos termodinâmicos referentes ao Grupo B de ensaios para o fluido refrigerante R-437A.

Da análise das Figuras 4.4, 4.5, 4.6, e 4.7, pode concluir-se que tanto o aumento da temperatura da água de admissão geral, como o aumento do caudal de fluido refrigerante fazem deslocar o ciclo termodinâmico traçado no diagrama (p,h), no sentido ascendente do mesmo. Os ciclos termodinâmicos correspondentes ao Grupo B de ensaios experimentais apresentam uma maior amplitude de deslocamento, quando comparados com os ciclos termodinâmicos traçados correspondentes ao Grupo A de ensaios experimentais. Isto significa que o crescimento das pressões no evaporador e condensador são maiores para o caso em que existe o aumento do caudal de fluido refrigerante na instalação bomba de calor.

4.3.2. Análise da variação da temperatura da água no evaporador e no condensador

Através da recolha de dados realizada durante o estudo experimental para as diversas condições impostas (variação da temperatura da água de admissão geral e variação do caudal de fluido refrigerante), foi assim possível determinar a variação da temperatura da água no condensador e no evaporador, tendo em conta as condições impostas e fluido refrigerante utilizado.

Convém apenas referir quais as formas de cálculo utilizadas para determinar a diferença de temperatura da água no evaporador ($\Delta T = T_A - T_B$) e condensador ($\Delta T = T_C - T_A$).

Em primeiro lugar são apresentados os resultados obtidos no Grupo A de ensaios, referentes à variação da temperatura da água de admissão. Só depois serão apresentados os resultados obtidos no Grupo B de ensaios, referentes à variação do caudal de fluido refrigerante.

Ao observar-se a Figura 4.8, onde é exposta a variação da temperatura da água no evaporador em função da respetiva temperatura de admissão geral, pode concluir-se que o aumento da temperatura da água de admissão geral provoca um ligeiro aumento da variação da temperatura da água no evaporador. Verifica-se que esta é muito idêntica para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, apresentando o fluido refrigerante R-409A um pico ligeiramente superior ao R-437A para a temperatura da água geral de admissão de 20 °C. De outro modo, para temperaturas da água de admissão geral mais elevadas, o fluido refrigerante R-437A apresenta uma maior diferença de temperaturas da água no evaporador.

O ligeiro aumento da variação da temperatura da água no evaporador poderá dever-se a um ligeiro aumento da potência de refrigeração (\dot{Q}_F), pois o sistema aumenta a respetiva capacidade de refrigeração para tentar manter a temperatura da fonte fria baixa. Como a água que chega ao evaporador apresenta uma temperatura mais elevada, o fluido refrigerante consegue “retirar-lhe” uma maior quantidade de energia térmica, o que resulta num ligeiro aumento da variação da temperatura da água no evaporador.

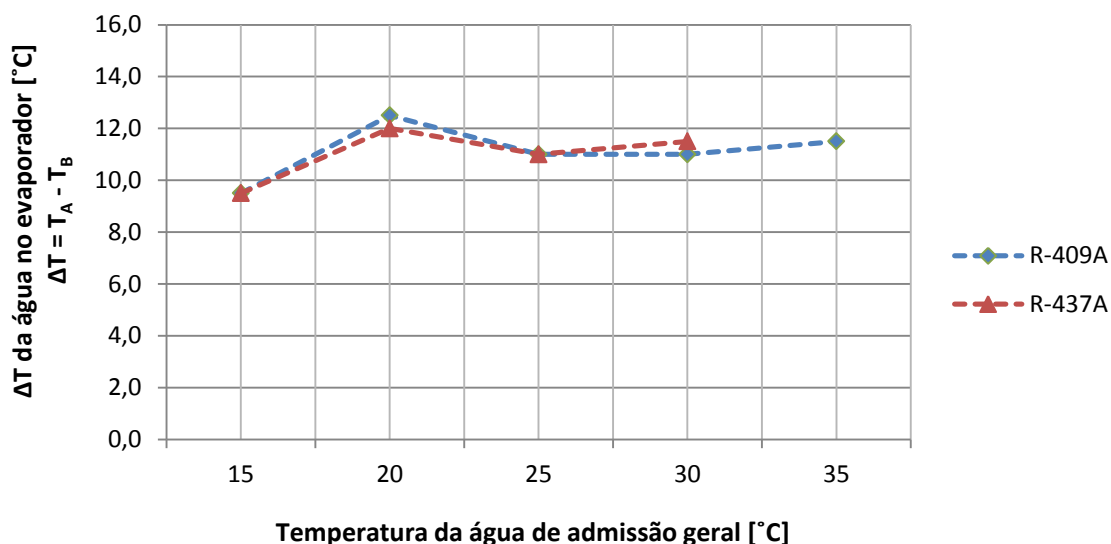


Figura 4.8 - Variação da temperatura da água no evaporador em função da respetiva temperatura de admissão geral (T_A).

Na Figura 4.9 é exibida a variação da temperatura da água no condensador em função da respetiva temperatura de admissão geral. Pode então concluir-se que o aumento da temperatura da água de admissão geral provoca uma diminuição da variação da temperatura da água no condensador. Verifica-se que esta é praticamente idêntica para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, sendo que para temperaturas da água de admissão geral mais elevadas, o fluido refrigerante R-437A apresenta uma maior amplitude de temperaturas da água no condensador. Por outro lado, para temperaturas da água de admissão geral mais baixa, o fluido refrigerante R-409A apresenta uma maior diferença de temperaturas da água no condensador.

A diminuição da variação da temperatura da água no condensador poderá dever-se a uma diminuição da potência de aquecimento (\dot{Q}_Q). Como a água que chega ao condensador apresenta uma temperatura mais elevada, o fluido refrigerante passa a não conseguir “ceder-lhe” uma tão elevada quantidade de energia térmica, o que resulta numa redução da variação da temperatura da água no condensador.

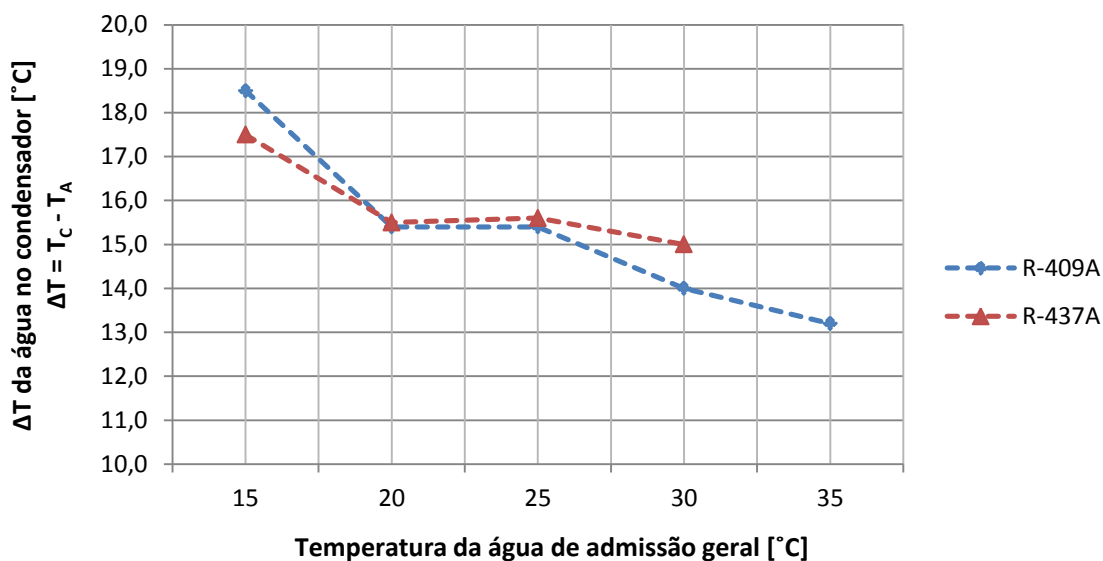


Figura 4.9 - Variação da temperatura da água no condensador em função da respetiva temperatura de admissão geral (T_A).

Apresenta-se na Figura 4.10 a variação da temperatura da água no evaporador em função do caudal de fluido refrigerante. Pode concluir-se da observação da figura que o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca um aumento linear da variação da temperatura da água no evaporador para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, sendo as diferenças de temperatura da água no evaporador para os dois fluidos refrigerantes em estudo praticamente coincidentes, com exceção para os valores de caudal de fluido refrigerante mais elevados, valores em que o fluido refrigerante R-437A apresenta uma variação da temperatura da água no evaporador ligeiramente superior à do R-409A.

O aumento da variação da temperatura da água no evaporador poderá dever-se a um aumento da potência de refrigeração (\dot{Q}_F). Podendo este aumento da potência de refrigeração ser originado pelo aumento da quantidade de energia “transportada” pelo fluido refrigerante por unidade de tempo, devido ao aumento do caudal de fluido refrigerante.

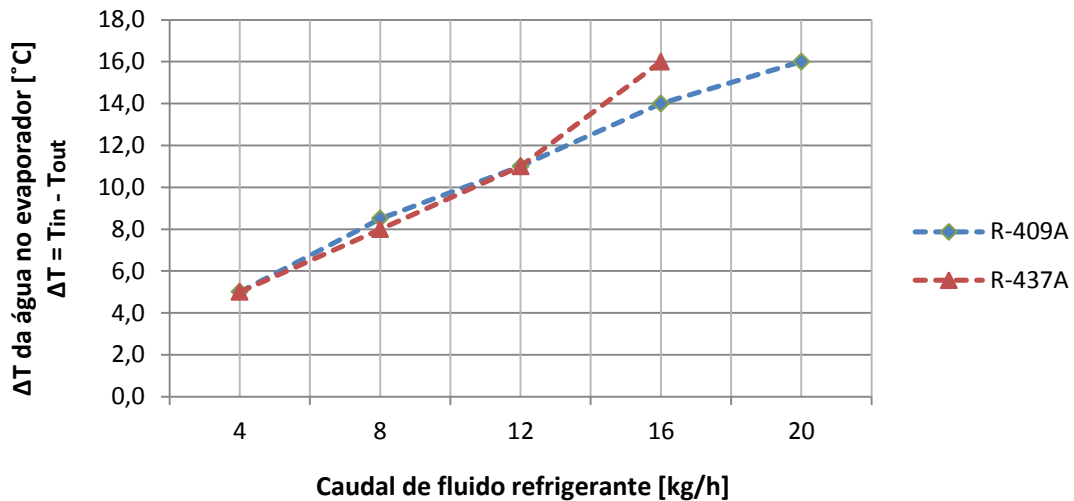


Figura 4.10 - Variação da temperatura da água no condensador em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

Exibe-se na Figura 4.11 a variação da temperatura da água no condensador em função do caudal de fluido refrigerante. Conclui-se que o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca um aumento linear da variação da temperatura da água no condensador para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, sendo as evoluções das diferenças de temperatura da água no condensador para os dois fluidos refrigerantes em estudo coincidentes.

O aumento da variação da temperatura da água no condensador poderá dever-se a um aumento da potência de aquecimento (\dot{Q}_Q). Podendo este aumento da potência de aquecimento ser originado pelo aumento da quantidade de energia “transportada” pelo fluido refrigerante por unidade de tempo, devido ao aumento do caudal de fluido refrigerante.

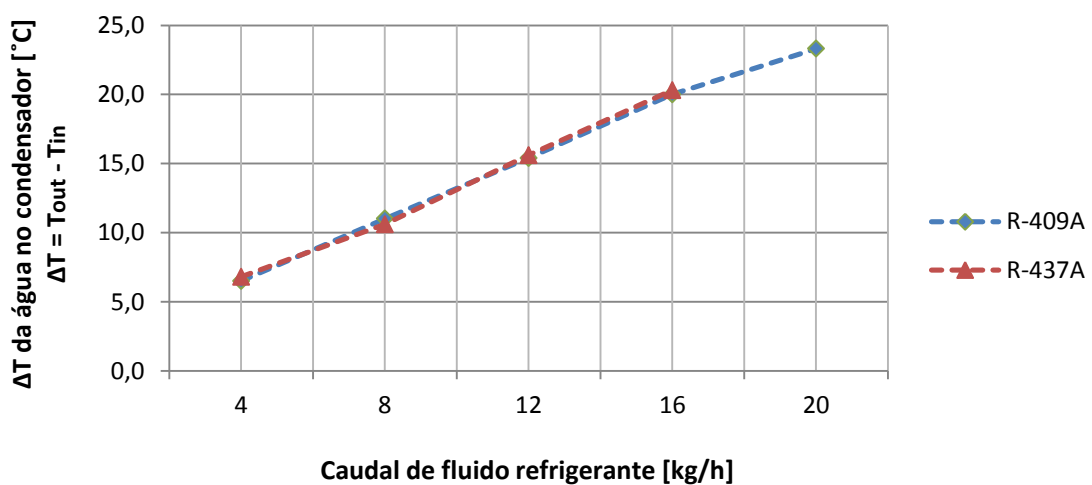


Figura 4.11 - Variação da temperatura da água no condensador em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

4.3.3. Análise energética (COP)

Com os dados recolhidos durante o estudo experimental, estudo que contemplou diversas condições de funcionamento impostas à instalação bomba de calor (variação da temperatura da água de admissão geral e variação do caudal de fluido refrigerante), tornou-se possível a determinação do COP, ou eficiência energética, dos ciclos termodinâmicos operando como máquina frigorífica e bomba de calor, de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, e tendo em conta as condições impostas e o fluido refrigerante utilizado.

As fórmulas de cálculo utilizadas para determinar as grandezas estudadas nesta secção encontram-se deduzidas no Capítulo 2 (secção 2.3.2) do presente trabalho, sendo as fórmulas de cálculo utilizadas para determinação do COP_{MF} e do COP_{BC} as fórmulas (2.16) e (2.17), respetivamente.

Os valores das entalpias nos estados (1, 2, 3 e 4), correspondentes aos diversos ensaios realizados experimentalmente e utilizados no cálculo dos COP_{MF} e COP_{BC} , foram obtidos recorrendo aos diagramas (p,h) apresentados na secção anterior (4.3.1).

Tal como foi efetuado na secção anterior (4.3.2), em primeiro lugar serão apresentados os resultados obtidos no Grupo A de ensaios, referentes à variação da temperatura da água de admissão. Só depois serão apresentados os resultados obtidos no Grupo B de ensaios, referentes à variação do caudal de fluido refrigerante.

Na Figura 4.12 é exibida a variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Frigorífica) em função da temperatura da água de admissão geral. Pode então concluir-se que o aumento da temperatura da água de admissão geral não influencia de forma significativa o COP_{MF} , permanecendo este estável perto dos 3,5 para ambos os fluidos refrigerantes em estudo.

O aumento da temperatura da água de admissão geral provoca uma ligeira diminuição da potência de compressão (\dot{W}_{comp}), diminuição acompanhada pela potência de refrigeração (\dot{Q}_F).

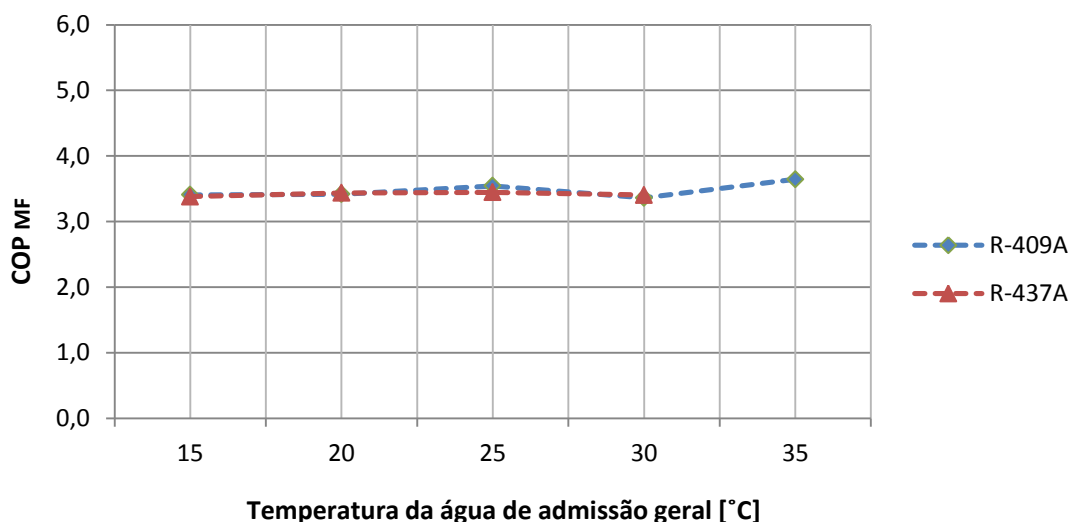


Figura 4.12 - Variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Refrigerífica) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).

É apresentada na Figura 4.13 a variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Máquina Refrigerífica) em função da temperatura da água de admissão geral. Tal como acontece para o COP_{MF}, o aumento da temperatura da água de admissão geral não influencia de forma significativa o COP_{BC}, estabilizando este perto dos 4,3 para ambos os fluidos refrigerantes em estudo.

O aumento da temperatura da água de admissão geral provoca uma ligeira diminuição da potência de compressão (\dot{W}_{comp}), diminuição acompanhada pela potência de aquecimento (\dot{Q}_Q).

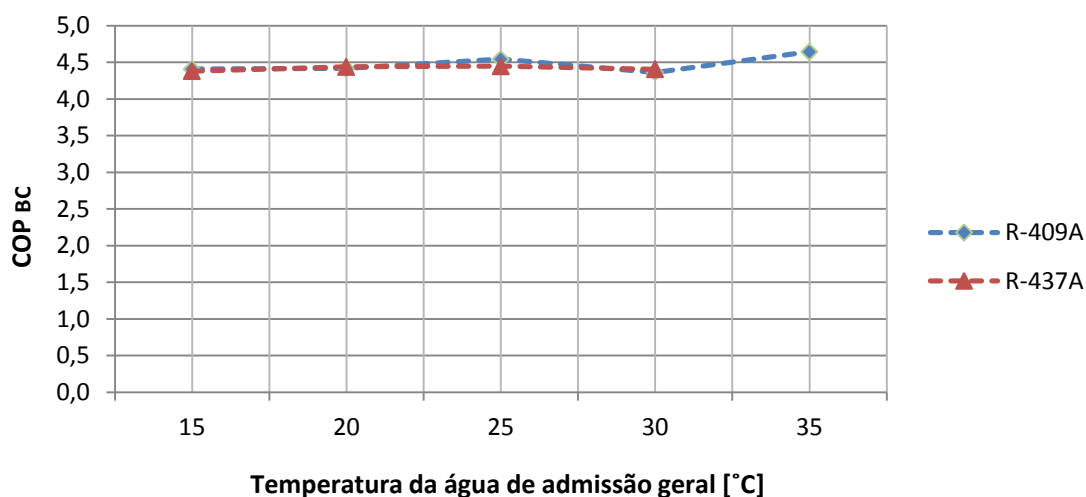


Figura 4.13 - Variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Bomba de Calor) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).

Apresenta-se na Figura 4.14 a variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante. Pode assim concluir-se que o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca uma diminuição significativa do COP_{MF} . Verifica-se que a tendência de diminuição é semelhante para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, embora o COP_{MF} do fluido refrigerante R-409A seja superior ao do R-437A para menores caudais, mas com tendência a aproximarem-se à medida que o caudal de fluido refrigerante aumenta.

A diminuição significativa do COP_{MF} deve-se ao aumento considerável da potência de compressão (\dot{W}_{comp}), necessária para garantir o aumento do caudal de fluido refrigerante na instalação. A evolução da curva do COP_{MF} não é influenciada pelo aumento da potência de refrigeração (\dot{Q}_F), resultante do aumento do caudal de fluido refrigerante, pesando mais na determinação do COP_{MF} o aumento da potência de compressão.

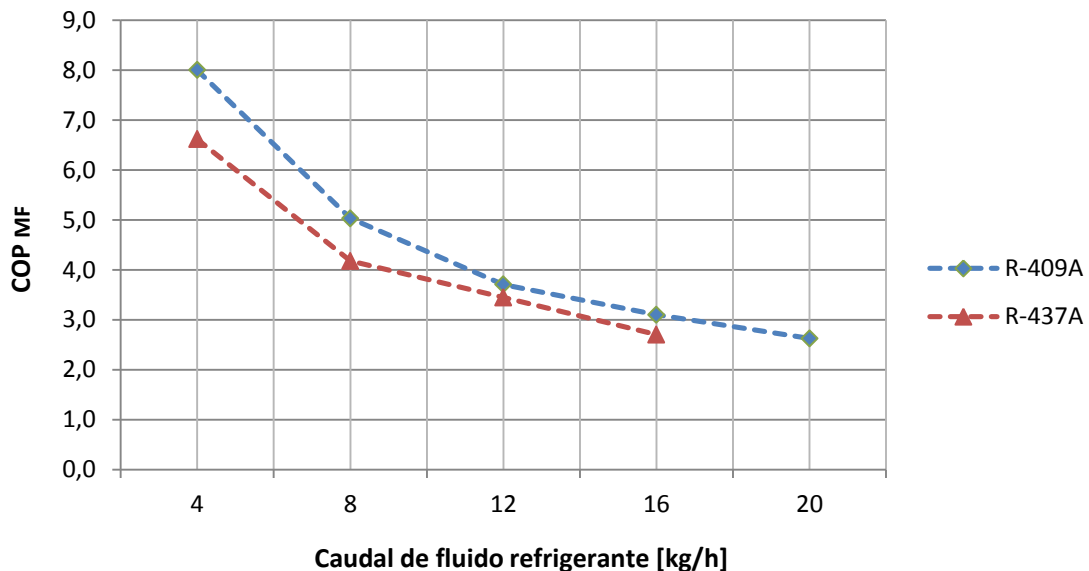


Figura 4.14 - Variação do COP_{MF} (Coeficiente de Performance da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

Exibe-se na Figura 4.15 a variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante. Tal como para o COP_{MF} , o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca uma diminuição significativa do COP_{BC} . Verifica-se também que a tendência de diminuição é semelhante para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, embora o COP_{BC} do fluido refrigerante R-409A seja superior ao do R-437A para menores caudais, mas com tendência a aproximarem-se à medida que o caudal de fluido refrigerante aumenta.

Assim como acontece para o COP_{MF} , a diminuição significativa do COP_{BC} deve-se ao aumento considerável da potência de compressão (\dot{W}_{comp}), necessária para garantir o aumento do

caudal de fluido refrigerante na instalação. A evolução da curva do COP_{BC} não é influenciada pelo aumento da potência de aquecimento (\dot{Q}_Q), resultante do aumento do caudal de fluido refrigerante, pesando mais na determinação do COP_{BC} o aumento da potência de compressão.

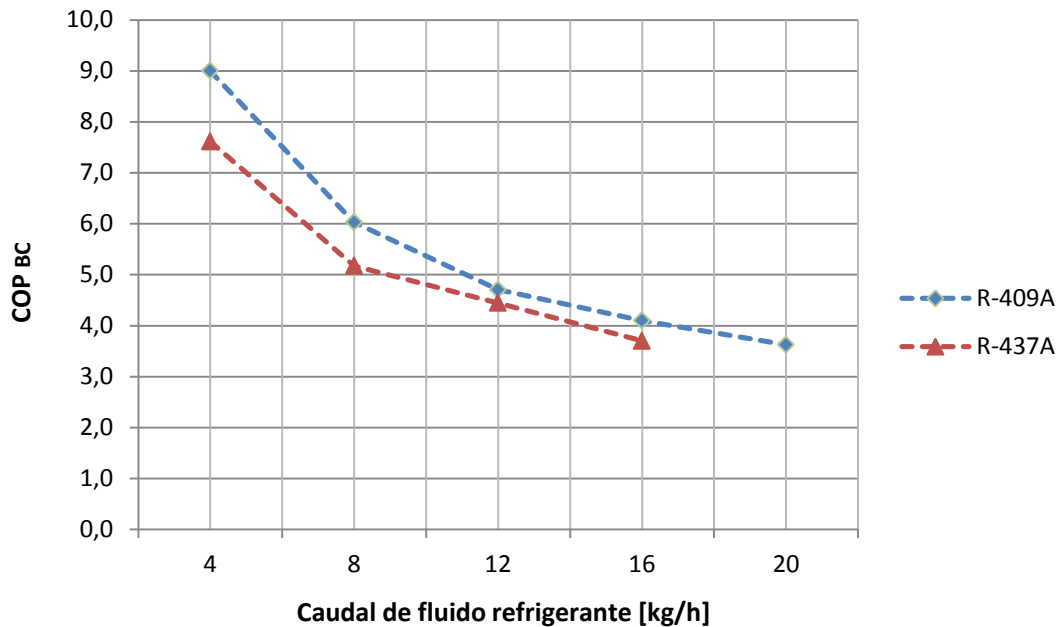


Figura 4.15 - Variação do COP_{BC} (Coeficiente de Performance da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

4.3.4. Análise exérgica (η_{ex})

Através da recolha de dados obtidos durante o estudo experimental, estudo que contemplou diversas condições de funcionamento impostas à instalação bomba de calor (variação da temperatura da água de admissão geral e variação do caudal de fluido refrigerante), foi assim possível determinar a eficiência exérgica dos ciclos termodinâmicos operando como máquina frigorífica e bomba de calor, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica e tendo em conta as condições impostas e o fluido refrigerante utilizado.

As fórmulas de cálculo utilizadas para determinar as grandezas estudadas nesta secção encontram-se deduzidas no Capítulo 2 (secção 2.3.3) do presente trabalho, sendo as fórmulas de cálculo utilizadas para determinação da $\eta_{ex,MF}$ a fórmula (2.41) e da $\eta_{ex,BC}$ a fórmula (2.42).

Os valores das entalpias e entropias nos estados (1, 2, 3 e 4), correspondentes aos diversos ensaios realizados experimentalmente e utilizados no cálculo das $\eta_{ex,MF}$ e $\eta_{ex,BC}$, foram obtidos recorrendo aos diagramas (p,h) apresentados na secção anterior (4.3.1).

Tal como foi efetuado nas secções anteriores (2.3.2 e 2.3.3), primeiramente serão apresentados os resultados obtidos no Grupo A de ensaios, referentes à variação da

temperatura da água de admissão. Apenas em seguida, serão apresentados os resultados obtidos no Grupo B de ensaios, referentes à variação do caudal de fluido refrigerante.

Na Figura 4.16 é apresentada a variação da η_{MF} (Eficiência Exergética da Máquina Frigorífica) em função da temperatura da água de admissão geral. Pode assim concluir-se que o aumento da temperatura da água de admissão geral provoca uma diminuição significativa da η_{MF} para ambos os fluidos refrigerantes em estudo. Na generalidade, ambas as curvas referentes aos dois fluidos refrigerantes em estudo são praticamente coincidentes, com exceção para o valor de temperatura de água de admissão mais baixa, onde a η_{MF} para o ciclo operando com o fluido refrigerante R-409A é ligeiramente superior à apresentada pelo R-437A.

A diminuição significativa da η_{MF} com o aumento da temperatura da água de admissão geral deve-se ao aumento considerável da taxa de exergia “entregue” ao fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}x_{12}$) e à diminuição da taxa de exergia “cedida” pelo fluido refrigerante no evaporador ($\Delta\dot{E}x_{14}$).

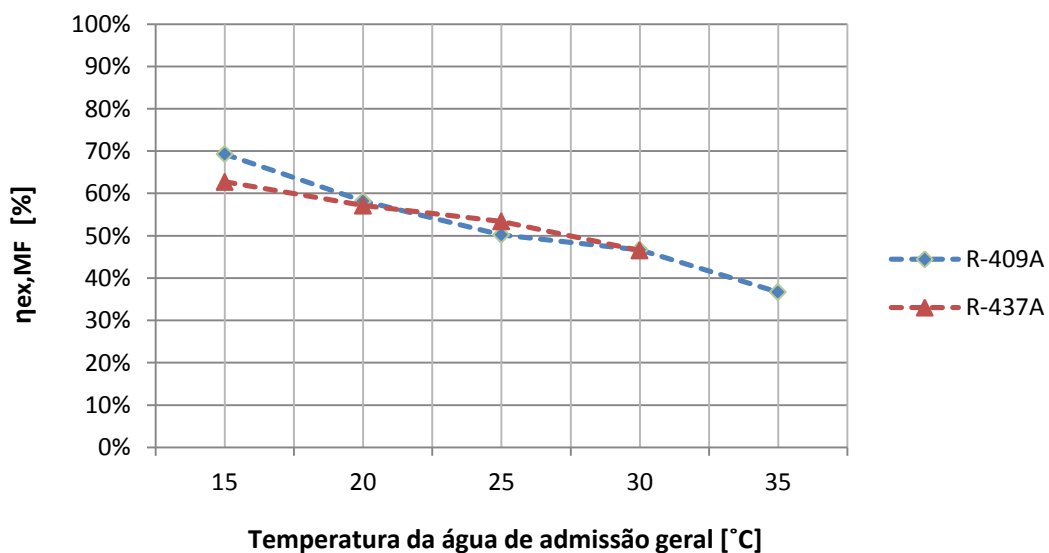


Figura 4.16 - Variação da $\eta_{ex,MF}$ (Eficiência Exergética da Máquina Frigorífica) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).

Apresenta-se na Figura 4.17 a variação da η_{BC} (Eficiência Exergética da Bomba de Calor) em função da temperatura da água de admissão geral. Pode assim concluir-se que o aumento da temperatura da água de admissão geral causa um ligeiro crescimento da η_{BC} para ambos os fluidos refrigerantes em estudo. Ao analisar-se com atenção a evolução de ambas as curvas referentes a cada um dos fluidos refrigerantes em estudo, percebe-se que a curva referente ao fluido refrigerante R-437A apresenta uma η_{BC} ligeiramente superior à do R-409A.

O aumento da η_{BC} com o aumento da temperatura da água de admissão geral deve-se a um maior crescimento da taxa de exergia “cedida” pelo fluido refrigerante no condensador ($\Delta\dot{E}_{x_{32}}$), quando comparado com o aumento da taxa de exergia “entregue” ao fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}_{x_{12}}$).

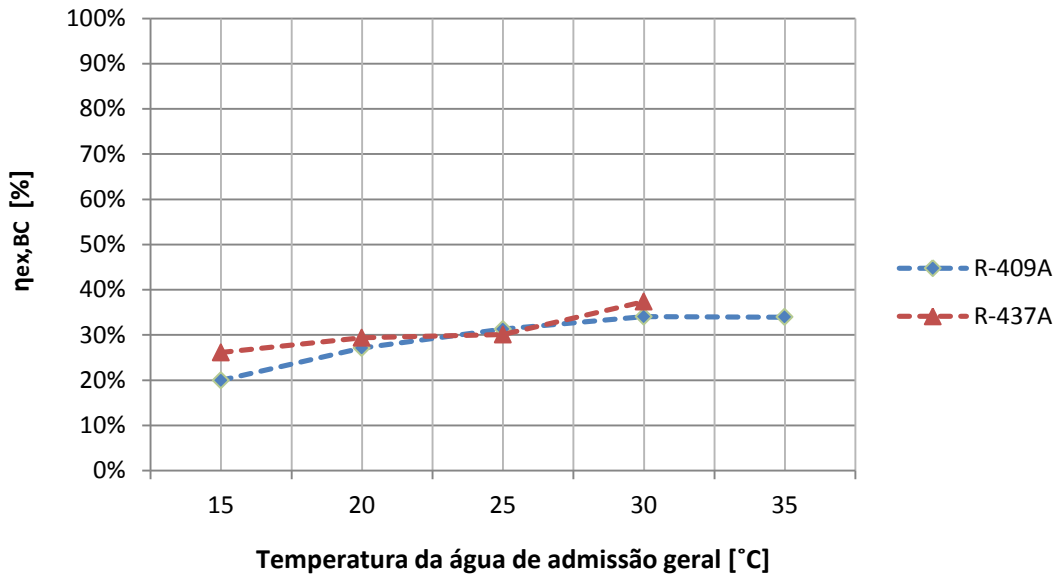


Figura 4.17 - Variação da $\eta_{ex,BC}$ (Eficiência Exérgica da Bomba de Calor) em função da temperatura da água de admissão geral (T_A).

Exibe-se na Figura 4.18 a variação da η_{MF} (Eficiência Exérgica da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante. Pode assim concluir-se que o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca uma diminuição significativa da η_{MF} para ambos os fluidos refrigerantes em estudo. Na generalidade, ambas as curvas referentes aos dois fluidos refrigerantes em estudo apresentam uma taxa de decréscimo da η_{MF} praticamente idêntica, com exceção para os valores mais baixos de caudal de fluido refrigerante, caso em que o ciclo operando com o fluido refrigerante R-437A apresenta uma η_{MF} ligeiramente superior à apresentada pelo ciclo com R-409A.

A diminuição significativa da η_{MF} com o aumento do caudal de fluido refrigerante deve-se ao aumento consideravelmente superior da taxa de energia “entregue” ao fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}_{x_{12}}$), quando comparado com o aumento da taxa de exergia “cedida” pelo fluido refrigerante no evaporador ($\Delta\dot{E}_{x_{14}}$).

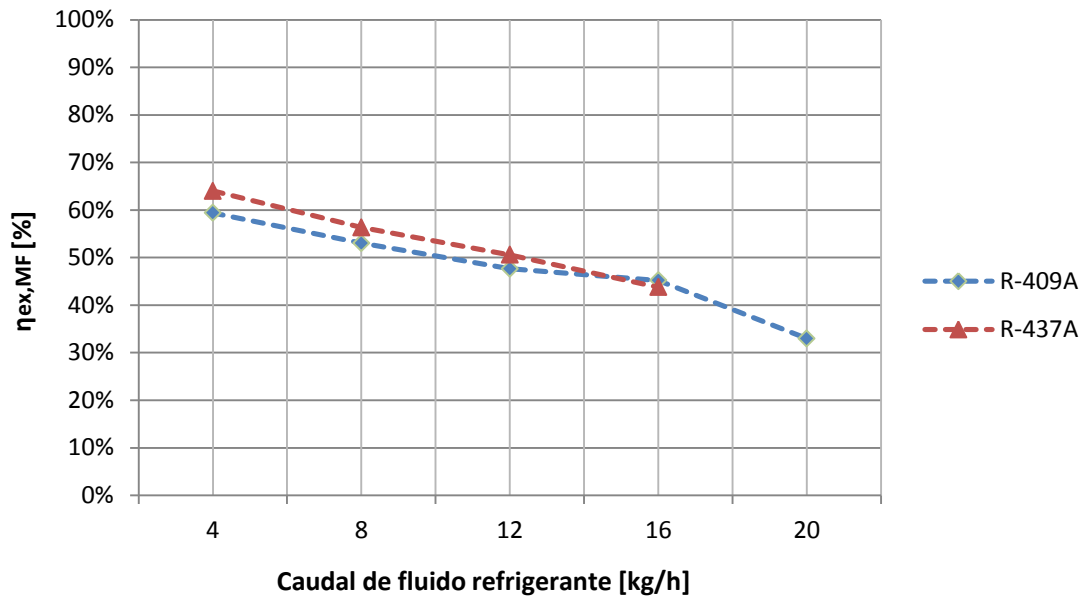


Figura 4.18 - Variação da $\eta_{ex,MF}$ (Eficiência Energética da Máquina Frigorífica) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

Apresenta-se na Figura 4.19 a variação da η_{BC} (Eficiência Exergética da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante. Pode assim concluir-se que o aumento do caudal de fluido refrigerante provoca um aumento da η_{BC} para ambos os fluidos refrigerantes em estudo. Ao analisar-se com atenção a evolução de ambas as curvas referentes a cada um dos fluidos refrigerantes em estudo, percebe-se que a curva referente ao fluido refrigerante R-409A apresenta uma η_{BC} ligeiramente superior à do R-437A para baixos caudais de fluido refrigerante. Por outro lado, para elevados caudais de fluido refrigerante, a curva referente ao fluido refrigerante R-437A apresenta uma η_{BC} ligeiramente superior à do R-409A.

O aumento da η_{BC} com o aumento do caudal de fluido refrigerante deve-se ao aumento consideravelmente superior da taxa de exergia “cedida” pelo fluido refrigerante no condensador ($\Delta\dot{E}x_{32}$), quando comparado com o aumento da taxa de exergia “entregue” ao fluido refrigerante durante o processo de compressão ($\Delta\dot{E}x_{12}$).

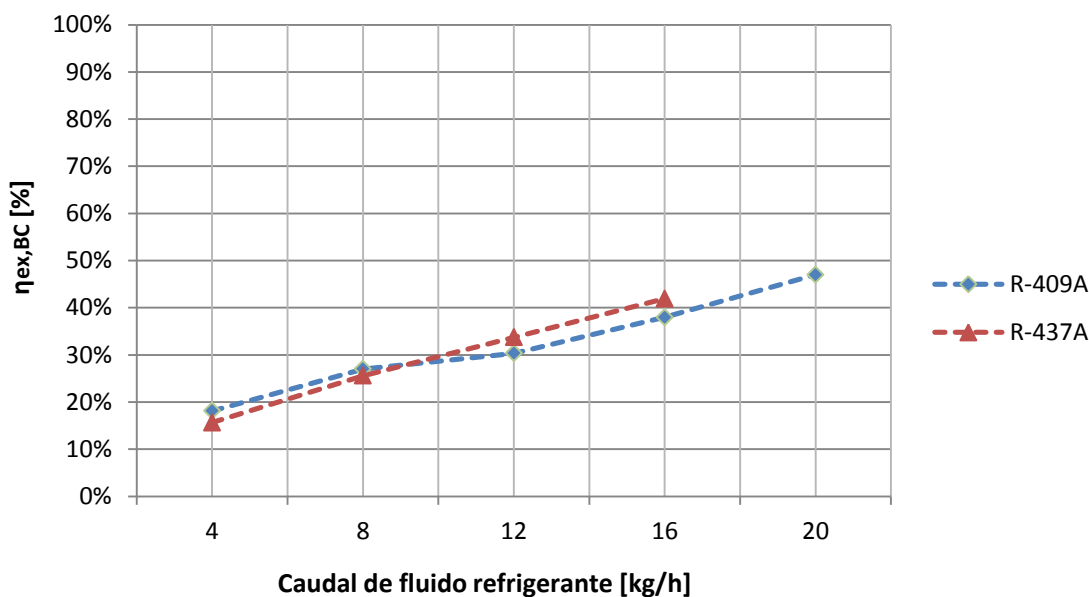


Figura 4.19 - Variação da $\eta_{ex,BC}$ (Eficiência Energética da Bomba de Calor) em função do caudal de fluido refrigerante (\dot{m}_{ref}).

4.4. Nota conclusiva

Neste capítulo foi apresentada e caracterizada a unidade experimental utilizada no âmbito do presente trabalho. Neste contexto, foram apresentados os diversos equipamentos utilizados durante o procedimento experimental, nomeadamente, a instalação bomba de calor, o dispositivo banho térmico e outros equipamentos auxiliares. É ainda realizada a comparação entre as propriedades apresentadas por ambos os fluidos refrigerantes em estudo, sendo que o fluido refrigerante R-409A contribui para a destruição da camada de ozono, encontrando-se assim, de acordo com o Protocolo de Montreal, em processo de *phase-out*, processo que termina em 2015 (meta da UE). Foi também abordado o processo de substituição de fluidos refrigerantes, sendo o substituído o R-409A e o substituto o R-437A, com a apresentação da metodologia de substituição utilizada pelo técnico responsável que acompanhou o processo de substituição. São citadas neste capítulo as principais vantagens da utilização e aplicações do novo fluido refrigerante R-437A apresentadas pela empresa fabricante, a *DuPont*.

Foi também apresentado neste capítulo o estudo experimental realizado na instalação bomba de calor para ambos os fluidos refrigerantes em estudo, com a apresentação das características dos grupos de ensaios realizados e apresentados e discutidos os resultados obtidos nesses mesmos ensaios.

Tentou-se assim conhecer a resposta do ciclo termodinâmico apresentado pelos fluidos refrigerantes estudados, o R-409A e o R-437A, tendo estes sido expostos a uma vasta gama de condições, nomeadamente, a variação da temperatura das fontes térmicas (variação da temperatura da água de admissão geral) e a variação do caudal de fluido refrigerante.

A análise das características estudadas (evolução do ciclo termodinâmico, variação da temperatura da água no condensador e evaporador, influência no COP e na eficiência exérgica do ciclo) para as diversas condições em estudo possibilita a comparação entre as capacidades de operação de ambos os fluidos, permitindo assim saber se, da substituição, resulta, ou não, a melhoria das características de operação da instalação bomba de calor.

Da análise da deslocação dos ciclos termodinâmicos traçados nos respetivos diagramas (p,h) resultantes dos diversos grupos A e B de ensaios e por fluido refrigerante em estudo, pode concluir-se que para ambos os grupos de ensaios existe uma deslocação no sentido ascendente dos diagramas (p,h), resultando portanto, em ambos os casos (i.e., para o aumento da temperatura da água de admissão geral e aumento do caudal de fluido refrigerante), no aumento das pressões (P_{cond} e P_{evap}) atingidas nos ciclos termodinâmicos estudados. Existindo uma maior amplitude de crescimento para o grupo B de ensaios, no caso em que existe o aumento do caudal de fluido refrigerante na instalação, provocando isto um aumento significativo da potência de compressão. Porém, a variação da temperatura da água de admissão geral também influencia o aumento de pressões atingidas nos ciclos termodinâmicos estudados, embora seja numa menor proporção em comparação com os efeitos resultantes da variação de caudal do fluido refrigerante.

Em termos da variação da temperatura da água no evaporador e no condensador, esta é maior quando existe o aumento do caudal de fluido refrigerante na instalação (i.e., para o grupo B de ensaios), verificando-se para esta condição de operação um aumento linear da variação da temperatura da água em ambos os elementos evaporador e condensador. Esta condição de operação deve-se ao aumento da quantidade de energia térmica transferida por unidade de tempo, resultante do aumento do caudal de fluido refrigerante circulante na instalação. Já para o grupo A de ensaios, em que existe a variação da temperatura da água de admissão geral, a variação da diferença da temperatura no evaporador e condensador é menor, quando comparado à variação obtida para o grupo B de ensaios. O aumento da temperatura da água de admissão geral resulta num ligeiro aumento da diferença de temperaturas no evaporador (resultado de um pequeno aumento da potência de refrigeração), porém numa ligeira diminuição da diferença de temperaturas no condensador (resultado de uma pequena diminuição da potência de aquecimento).

Quanto ao coeficiente de desempenho (COP) apresentado pelos diversos ciclos termodinâmicos construídos para o Grupo A de ensaios (variação da temperatura da água geral de admissão), operando como máquina frigorífica ou bomba de calor, resulta que, tanto o COP_{MF} , como o COP_{BC} , se mantiveram praticamente inalteráveis nos 3,4 e 4,4, respetivamente, em grande parte influenciados pelo crescimento linear da potência de aquecimento/refrigeração e o trabalho de compressão. Por outro lado, o coeficiente de desempenho apresentado pelos diversos ciclos termodinâmicos construídos para o grupo B de ensaios (variação do caudal de fluido refrigerante), operando como máquina frigorífica ou

bomba de calor, diminuíram significativamente, influenciados pelo grande aumento da potência de compressão.

A eficiência exergética apresentada pelos ciclos termodinâmicos a operar como máquina frigorífica diminuiu bruscamente com o aumento da temperatura da água de admissão geral, bem como, com o aumento do caudal de fluido refrigerante. Por outro lado, a eficiência exergética apresentada pelos ciclos termodinâmicos a operar como bomba de calor aumentou ligeiramente com o aumento da temperatura da água de admissão geral e com o aumento o aumento do caudal de fluido refrigerante na instalação.

Em suma, pode afirmar-se que os resultados obtidos experimentalmente para ambos os fluidos refrigerantes em estudo revelam que não existem grandes discrepâncias entre os desempenhos de ambos os fluidos refrigerantes. Isto é, de acordo com os diversos parâmetros estudados, não foram identificadas diferenças significativas para os diferentes fluidos refrigerantes, aproximando-se as curvas representativas de cada fluido refrigerante em todos os parâmetros estudados. Assim sendo, e atendendo a que os resultados obtidos para cada um dos refrigerantes foi semelhante, parece aconselhável a substituição do fluido refrigerante R-409A pelo R-437A, já que desta substituição resultaram ganhos para o ambiente, em termos de diminuição da contribuição para a destruição da camada de ozono e porque a legislação atualmente em vigor na área assim o requer.

Uma outra vantagem que advém da utilização do fluido refrigerante R-437A é a possibilidade de utilização direta, substituição do tipo *drop-in*, em antigos equipamentos que operam com o R-12 ou R-409A. Isto poderá permitir elevadas poupanças ao nível das pequenas/médias empresas, que poderão assim cumprir a legislação atualmente em vigor, sem necessitar gastar elevadas quantias monetárias na aquisição de novos sistemas de refrigeração capazes de operar novos fluidos de trabalho introduzidos no mercado, ou na alteração de alguns dos equipamentos utilizados nos sistemas atuais, como será necessário no caso da substituição pelo fluido refrigerante R-134a.

Capítulo 5

Conclusão

A substituição de fluidos refrigerantes que se apresentam como fazendo parte dos principais agentes poluidores da atmosfera, contribuindo assim para o processo de destruição da camada de ozono e aumento do efeito de estufa, por outros que aparentem ser menos nocivos para o ambiente requer um alargado estudo de fundo. Este estudo deve centrar-se, não apenas nas consequências diretas desses refrigerantes sobre o ambiente, mas igualmente nas suas consequências indiretas. Assim, revela-se de grande importância o estudo do desempenho, energético e exergético, dos refrigerantes. Neste contexto, o presente trabalho teve como objetivo o estudo geral das diversas alternativas de substituição, a curto e longo prazo, para os fluidos refrigerantes mais utilizados, sendo analisada, em concreto, uma das hipóteses de substituição a curto prazo.

Realiza-se neste último capítulo uma revisão ao trabalho que foi desenvolvido e apresentam-se algumas sugestões para trabalho futuro.

5.1. Recapitulação

Este trabalho apresenta como contribuição o estudo da viabilidade da substituição de um fluido refrigerante do tipo HCFC “carregado” na instalação bomba de calor, equipamento existente no laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor da Universidade da Beira Interior, por outro, do tipo HFC, mais amigo do ambiente e que cumpra a legislação atualmente aplicada na área, nomeadamente, o Protocolo de Montreal e a Regulamentação 842/2006 emitida pela UE.

Para isso, durante o decorrer do trabalho é abordado o aspeto geral da refrigeração, com a apresentação das principais técnicas utilizadas para produzir frio, sendo dada especial atenção ao ciclo em estudo, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Para este ciclo são apresentados os princípios gerais de operação do mesmo, as equações de governo que permitem o balanço energético (de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica) e exergético (de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica), sendo também abordados os diferentes sistemas físicos que operam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Posteriormente são abordadas as características gerais e propriedades dos fluidos refrigerantes, permitindo assim a sua rápida classificação de acordo com o tipo e família de fluido refrigerante. Ainda na temática dos fluidos refrigerantes, são enunciados os principais acontecimentos que marcaram a história da evolução dos fluidos refrigerantes, dando principal ênfase à legislação publicada nesta área. Procede-se depois à apresentação dos

fluidos refrigerantes que se apresentam como prováveis substitutos a curto e longo prazos dos fluidos refrigerantes mais utilizados, consistindo os critérios de seleção no tipo de substituição, se do tipo *retrofit* ou *drop-in*, e disponibilidade dos mesmos para substituição rápida, por forma a ser possível cumprir a legislação em vigor na área. Por fim, é abordada a temática da recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes.

Após a escolha do fluido refrigerante mais indicado para uma substituição rápida que não contemplasse a substituição de quaisquer componentes do sistema refrigeração (substituição do tipo *drop-in*), procedeu-se à descrição/caracterização da instalação experimental para que se obtivesse um maior conhecimento acerca da unidade, facilitando o processo de substituição dos fluidos refrigerantes.

De seguida, procedeu-se à realização do estudo experimental, onde algumas das características dos fluidos refrigerantes em estudo são analisadas e comparadas.

Pretende-se assim com este trabalho estudar algumas das características referentes ao desempenho energético e exergético de ambos os fluidos refrigerantes em estudo, através da análise da evolução dos ciclos termodinâmicos traçados para os diversos ensaios realizados e condições de operação em estudo (variação da temperatura da água de admissão geral e variação do caudal de fluido refrigerante). Sendo assim possível comparar as características estudadas experimentalmente, ou seja, o desempenho energético e exergético dos ciclos termodinâmicos como máquina frigorífica e bomba de calor, por forma a ser possível perceber se da utilização do novo fluido refrigerante, o R-437A, resulta, por exemplo, o aumento do consumo energético do sistema de refrigeração. Procura-se através da relação entre o desempenho do novo fluido refrigerante e a respetiva diminuição do impacto direto no ambiente, perceber se da sua utilização resulta uma diminuição do seu impacto total no ambiente (i.e., a soma entre o impacto direto e indireto para o ambiente).

Os resultados obtidos revelaram que, efectivamente, se aconselha a substituição do R-409A pelo R-437A, uma vez que estes fluidos refrigerantes demonstraram ter desempenhos equivalentes do ponto de vista energético e exergético. Deste modo, os benefícios para o ambiente resultantes, no imediato, da substituição de um refrigerante pelo outro não são contrariados no futuro pelos seus desempenhos durante os respectivos períodos de operação.

5.2. Trabalho futuro

Foram revistas na secção anterior as diferentes fases do trabalho desenvolvido. Do conhecimento adquirido podem sugerir-se a realização de novos trabalhos cujo âmbito se encontra relacionado com o propósito deste trabalho. Assim sendo, são de seguida expostos alguns dos trabalhos a desenvolver no futuro, na mesma área de trabalho.

Da análise das alternativas de substituição a longo prazo, surgem os fluidos refrigerantes do tipo HFO's, nomeadamente, o R-1234yf, o R-1234ze e outros que serão encontrados posteriormente, como principais substitutos dos fluidos refrigerantes R-12, R-409A, R-437A e R-134a, prevendo-se a aplicação intensiva dos mesmos nos sistemas de ar condicionado automóvel. Minor e Spatz (2008), Bandarra (2011), Hihara (2012), entre outros, são alguns dos autores que abordam a temática dos fluidos refrigerantes do tipo HFO's, fazendo referência nos seus trabalhos à pressão realizada pelas empresas construtoras do ramo automóvel para que seja realizada investigação no sentido de serem conhecidas as propriedades desta nova gama de fluidos refrigerantes. O grande interesse deste conjunto de empresas nesta nova gama de fluidos refrigerantes deve-se ao facto de estes fluidos refrigerantes apresentarem excelentes propriedades de não contaminação do ambiente ($ODP = 0$ e $GWP < 6$), o que permite às construtoras cumprir a legislação atualmente aplicada na UE, neste campo, como é o caso da Diretiva 70/156/EEC (*MAC Directive - European Union's Mobile Air Conditioning*). Esta diretiva restringe a utilização de fluidos refrigerantes com um GWP_{100} superior a 150, utilizados nos sistemas de ar condicionado de todos os novos automóveis e camiões, fabricados a partir do dia 1 de Janeiro de 2017. Assim sendo, e dada a importância atribuída a este campo de investigação, uma das propostas de trabalho futuro seria o estudo de viabilidade da aplicação de um fluido refrigerante do tipo HFO's na instalação experimental agora usada e análise das suas propriedades termodinâmicas, tal como foi realizado neste trabalho para o fluido refrigerante R-437A.

Outra proposta seria a realização de um estudo que englobasse o levantamento no terreno dos fluidos refrigerantes atualmente "carregados" nos sistemas de refrigeração utilizados nos setores comercial e industrial, por forma a ser possível estudar-se a viabilidade da substituição desses por outros que possibilitem um melhor desempenho da instalação de refrigeração e que sejam o menos nocivos possível para o ambiente, sempre respeitando a legislação aplicada na área.

Devido à falta de legislação em Portugal que contemple o processo de recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes, propõem-se igualmente a realização de um estudo junto dos instaladores locais para se perceber de que forma estão a proceder no âmbito do processo acima referido. O objetivo da realização deste trabalho seria dar a conhecer às entidades competentes o que se passa em Portugal neste campo, batalhando na perspectiva de que pudesse vir a ser elaborada e publicada legislação que regule o processo de recolha, reciclagem, regeneração e reutilização de fluidos refrigerantes em Portugal.

Bibliografia

- American Society of Testing and Materials, *ANSI/ASTM Standard E681-85 - Concentration Limits of Flammability of Chemicals*, Philadelphia, Pa., 1984.
- Ashford, P., McCulloch, A., Midgley, P. M., *Releases of refrigerant gases (CFC-12, HCFC-22 and HFC-134a) to the atmosphere*, Atmospheric Environment, vol. 37, pp. 889-902, 2003.
- ASHRAE, *ASHRAE STANDARD 34 - Designation and Safety Classifications of Refrigerants*, 2010. (Atualização da norma editada em 1997).
- ASHRAE, *Fundamentals*, ASHRAE Handbook, Chapter 37 - Abbreviations and Symbols, 2009.
- ASHRAE, *HVAC Applications*, ASHRAE Handbook Collection, 2011. ISBN: 978-1-936504-07-7.
- Australian Government, *Transitioning to low global warming potential refrigerants*, 2012.
- Awberry, J. H., *Carl von Linde: a pioneer of 'deep' refrigeration*, Nature, vol. 149, pp. 630-631, 1942.
- Bandarra, E. P., *Tendências do uso de fluidos refrigerantes alternativos em sistemas de ar condicionado automotivo*, Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado - Artigos Técnicos, Publicado pelo Instituto do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis Brasileiro, pp. 71-90, 2011. ISBN: 978-85-7738-158-6.
- Benhadid-Dib, S., e Benzaoui, A., *Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant*, Energy Procedia, Vol. 18, pp. 807-816, 2012.
- Bolaji, B., O., e Huan, Z., *Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - a review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 18, pp. 49-54, 2013.
- BP plc [Company], *BP Statistical Review of World Energy June 2012*, BP Annual Report, 2012.
- Calm, J. M., Didion, D. A., *Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future*, International Journal of Refrigeration, vol. 21, pp. 308-321, 1998.
- Calm, J. M., *Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems*, International Journal of Refrigeration, vol. 25, pp. 293-305, 2002.

- Calm, J. M., *The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook*, International Journal of Refrigeration, vol. 31, pp. 1123-1133, 2008.
- Campbell, N. J., McCulloch, A., *The climate change implications of manufacturing refrigerants - A calculation of 'production' energy contents of some common refrigerants*, Trans IChemE - Institution of Chemical Engineers, vol. 76, part B, 1998.
- Cavallini, A., *Working fluids for mechanical refrigeration*, 19th International Congress of Refrigeration (ICR), The Hague, 1995.
- Çengel, Y., A. e Boles, M., A., *Thermodynamics - An Engineering Approach*, Terceira Edição, John Wiley & Sons Ltd., 1998. ISBN: 978-0-07-352932-5.
- Critchell, J. H. e Raymond, J., *A History of Frozen Meat Trade*, Segunda Edição, Londres, 1912.
- Dieckmann, J., Roth, K. e Brodrick, J., *Magnetic refrigeration*, ASHRAE Journal, pp. 74-76, 2007.
- Dinçer, I., e Kanoglu, M., *Refrigeration systems and applications*, Segunda Edição, John Wiley & Sons Ltd., 2010. ISBN: 978-0-470-74740-7.
- Dinçer, I., *Heat Transfer in Food Cooling Applications*, Taylor & Francis, Washington DC, 1997. ISBN: 978-1560325802.
- DuPont, *DuPont Suva MP and R-409A Refrigerant Blends*. Acedido a 17/10/2013, em: http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h45944_Suva409A_MP_push.pdf.
- DuPont, *Guia de Fluidos Refrigerantes Alternativos aos HCFC's e CFC's*. Acedido a 17/10/2013, em: http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/assets/downloads/Tabela_Suva.pdf.
- Enerdata, *Energy Efficiency Trends in Buildings in the EU*, Supported by Programme IEE (Intelligent Energy Europe), 2012a.
- Enerdata, *Energy Efficiency Trends in the EU*, Supported by Programme IEE (Intelligent Energy Europe), 2012b.
- Enerdata, *Energy Efficiency Trends in the Transport sector in the EU*, Supported by Programme IEE (Intelligent Energy Europe), 2012c.

- European Parliament, *Directive 70/156/EEC - relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council*, 2006a.
- European Parliament, *Regulation (EC) No 2037/2000 of the European Parliament and of the Council - on substances that deplete the ozone layer*, 2000.
- European Parliament, *Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council*, 2006b.
- Eurostat, *Sustainable development in the European Union*, Statistical books, 2009. ISBN 978-92-79-12695-6.
- Fujitaka, A., Sato, S., Shimizu, T., Kawabe, Y., *Application of low global warming potential refrigerants for room air conditioner*, International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, 2010.
- Garrett, S. L. e Hofler, T. J., *Thermoacoustic refrigeration*, ASHRAE Journal, vol. 34, pp. 28-36, 1992.
- Heat Pump Centre, *Refrigerant Management Programs: Refrigerant Recovery, Recycling and Reclamation*, 2002.
- Hihara, E., *Performance considerations in adopting zero-ODP and low-GWP refrigerants*, 2nd Ozone2Climate Technology Road Show and Industry Roundtable, Beijing, 2012.
- InterAcademy Council, *Lighting the way - Toward a sustainable energy future*, IAC Report, Netherlands, 2007. ISBN: 978-90-6984-531-9.
- International Energy Agency (IEA), *Cool Appliances - Policy Strategies for Energy Efficient Homes*, 2003.
- International Energy Agency (IEA), *World Energy Outlook*, IEA Annual Report, 2009.
- Jayaraj, S., Mohanraj, M., Muraleedharan, C., *Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants - a Review*, International Journal of Greenhouse Gas Control, vol. 3, pp. 108-119, 2009.
- JNT, *Safe, CFC-free, refrigeration system using hydrogen absorbing alloys*, CADDET Energy Efficiency Newsletter, vol. 4, pp. 4-7, 1996.
- Johnson, E., *Global warming from HFC*, Environmental Impact Assessment Review, vol. 18, pp. 485-492, 1988.

- Kohler, J., *Safety Considerations for Adopting zero-ODP and low-GWP Refrigerants*, 2nd Ozone2Climate Technology Road Show and Industry Roundtable, Beijing, 2012.
- Linde, *Folha de Produto R-437A*. Acedido a 17/10/13, em:
http://www.lindesogas.pt/internet.lg.lg.prt/en/images/R437A_032013303_87602.pdf.
- Linzmayr, E., *Avaliação das emissões de HCFC-22 dos sistemas de refrigeração comercial em supermercados*, *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado - Artigos Técnicos*, Publicado pelo Instituto do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis Brasileiro, pp. 57-70, 2011. ISBN: 978-85-7738-158-6.
- LUSA, *Quercus exige regulamentação europeia para evitar gases poluentes do ar condicionado*, *Jornal o Público*, Portugal, 10 de Março, 2013.
- Mandal, B. K., Paul, S., Sarkar, A., *Environmental impacts of halogenated refrigerants and alternatives: recent developments*, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Special Issue 3: ICERTSD 2013, vol. 3, pp. 400-409, 2013.
- McLinden, M., *Property data for Low-GWP Refrigerants: What do we know and what don't we know?*, Seminar 6 - Removing Barriers for Low-GWP Refrigerants, ASHRAE Winter Meeting, Las Vega, 2011.
- McMullan, J. T., *Refrigeration and the environment - issues and strategies for the future*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 89-99, 2002.
- McQuay International, *Refrigerants - Applications Guide (AG 31-007)*, 2002.
- Melo, C., *Uso de refrigerantes alternativos em refrigeração doméstica e equipamentos compactos de refrigeração comercial*, *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado - Artigos Técnicos*, Publicado pelo Instituto do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis Brasileiro, pp. 45-56, 2011. ISBN: 978-85-7738-158-6.
- Minor, B., Spatz, M., *HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update*, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Honeywell & DuPont Joint Collaboration, Purdue, 2008.
- Morais, J. C., *Energia Offshore*, Lisbon Atlantic Conference, Lisboa, 2011.
- Peixoto, R. A., *Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: cenário atual e tendências*, *Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado - Artigos Técnicos*, Publicado pelo Instituto do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis Brasileiro, pp. 155-170, 2011. ISBN: 978-85-7738-158-6.

- Roelker, H. B., *The Allen dense air refrigerating machine*, Transactions American Soc. Refrig. Engineers, vol. 2, pp. 52-54, 1906.
- State Government of Victoria, *Energy Efficiency Best Practice Guide - Industrial Refrigeration*, 2009.
- TEAP, *Montreal Protocol On Substances that Deplete the Ozone Layer*, Progress Report of the UNEP - Technology and Economic Assessment Panel, 2010. ISBN 9966-7319-X.
- UNEP, *The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, Ozone Secretariat - United Nations Environment Programme, 2000. ISBN 92-807-1888-6.
- United Nations, *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*, 1998.
- United Nations, *World population to 2300*, ONU Report, New York, 2004.
- Woolrich, W. R., *Mechanical refrigeration - its American birthright*, Refrigerating Engineering, vol. 53, pp. 250, 1947.