



# CONTROLO DA SOBREPRESSÃO NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM R744 TRANSCRÍTICO

VASCO MIGUEL PEIXOTO OLIVEIRA

Maio de 2021

## CONTROLO DA SOBREPRESSÃO NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM R744 TRANSCRÍTICO

Vasco Miguel Peixoto Oliveira

1160679

**2020**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

## **CONTROLO DA SOBREPRESSÃO NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM R744 TRANSCRÍTICO**

Vasco Miguel Peixoto Oliveira

1160679

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Doutora Olga Sobral Castro.

**2020**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

## JÚRI

### **Presidente**

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

### **Orientador**

Professora Doutora Olga Sobral Castro

Professora Adjunta, ISEP

### **Arguente**

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>



## AGRADECIMENTOS

A toda a minha família, por todo o apoio e auxílio que disponibilizaram desde a fase inicial até ao término desta dissertação.

À empresa onde realizei o estágio, RACE SA, pela oportunidade concedida e de me ter dado a possibilidade de desenvolver a minha dissertação nas suas instalações. Com agradecimento a todos os colegas com quem colaborei diariamente.

Um especial agradecimento à Eng.ª Sandra Reis, orientadora na empresa, pela partilha de conhecimentos e pelo contributo no desenvolvimento da presente dissertação.

Ao Eng.º Hugo Pinto, pelo apoio e contributo disponibilizado durante o desenvolvimento da presente dissertação.

Em último lugar, mas não menos importante, à professora Olga Castro, pelo apoio, pela orientação e pela constante atenção que me concedeu ao longo da execução da presente dissertação.

Um obrigado a todos os que tornaram esta dissertação possível.



## PALAVRAS CHAVE

Dióxido de carbono; Central transcrítica; Refrigeração; Fluidos frigorigéneos naturais

## RESUMO

Desde os primórdios da refrigeração que os fluidos frigorigéneos naturais são utilizados como veículo de transferência de calor.

O R744, mais conhecido por dióxido de carbono, tem assumido uma posição cada vez mais relevante na indústria de refrigeração, especialmente na Europa, onde existe um legislação e restrições exigentes relativas à utilização de fluidos com um impacto ambiental elevado.

Um dos problemas da sua utilização prende-se pelo seu elevado coeficiente de expansão térmica. Em situações de paragem, esta absorção de calor resulta num aumento rápido e substancial da pressão do sistema. Esta sobrepressão pode espoletar o disparo de válvulas de segurança do sistema e a conseqüente perda de carga de fluido frigorigéneo.

De forma a saber de que forma se poderia mitigar este problema, realizou-se um estudo sobre a distribuição da carga do R744 no conjunto da central transcrítica e da instalação da refrigeração que serviu de caso de estudo. Conclui-se que é na zona de pressão intermédia que a carga se concentra desproporcionalmente às restantes zonas.

Desta forma, realizou-se um estudo de viabilidade técnica e económica da adaptação desta zona a uma pressão máxima admissível de 60 bar, solução padrão, para 80 bar. Verificou-se que a temperatura do CO<sub>2</sub> no momento do disparo das válvulas de segurança é superior para uma pressão máxima admissível de 80 bar do que para uma de 60 bar, o que, dependendo do nível de líquido no depósito, poderá retardar a descarga do sistema o suficiente para completar uma determinada tarefa, seja esta de manutenção ou de outra tipologia. Na perspetiva comercial, constatou-se a sua viabilidade comercial, devido a esta resultar num sobrecusto de cerca de 1400 €, um valor diminuto, que se dilui muito facilmente no orçamento de uma instalação de refrigeração.

Esta última solução, não sendo o suficiente para evitar a inevitável descarga do sistema, deve ser conjugada com outros sistemas de proteção. Analisou-se a instalação de uma unidade de emergência a R290 e R134a, tendo-se concluído, através do cálculo do TEWI e das eficiências energéticas das respetivas unidades, que o R90 é aquele com melhor

desempenho nestas duas vertentes. Quanto à análise económica, a solução a R290 é comercialmente viável, sendo aquela de menor custo.

Por fim, estudou-se a evolução da temperatura e pressão ao longo do tempo na zona de pressão intermédia para diferentes cenários: diferentes níveis de isolamento térmico, com e sem unidade condensadora ativada e diferentes níveis de líquido no depósito.

Conclui-se que o aumento do isolamento e a conjugação desta solução com a implementação de uma unidade condensadora de 800 W poderá evitar a descarga do sistema e, assim, anular o problema da sobrepressão. Mesmo que não haja esta conjugação, comprovou-se que estas soluções na sua individualidade poderão atrasar o espoletar das válvulas de segurança, permitindo a realização de tarefas de manutenção de rotina ou de intervenções de emergência em segurança e rápido o suficiente de forma a não haver descarga da central transcrítica.

**KEYWORDS**

*Carbon Dioxide, Transcritical System, Refrigeration, Refrigerants.*

**ABSTRACT**

*Since the dawn of refrigeration that the natural refrigerants are used to transfer heat. On the beginning of the last century a decrease in their application was verified while being substituted by syntactic refrigerants whose big environmental impact would later be discovered.*

*These discoveries made it possible for the natural refrigerant to play again an important role in the refrigeration industry. Among them is R744, more commonly known as carbon dioxide which has been taking an ever-growing importance in the refrigeration industry, especially in Europe where there are legislations and restrictions on what concerns refrigerants with a high environmental impact.*

*On the other hand, one of the main downsides of the use of carbon dioxide is its high thermal expansion coefficient. On other words, R744 has a high heat absorption capacity when compared with its main competitors on the market. In case of power loss, due to electrical shortages or programmed interventions, the heat absorption causes high standstill pressures which could reach levels above the typical set point of the system safety valves and lead to the system discharge.*

*The scope of this dissertation was the study of this problem through the analysis of solutions and both their technical advantages and commercial viability.*

*It was determined that most the system charge is in the intermediate pressure zone, so this is the region that should be furnished with protection systems in order to avoid the system's discharge. It was found that the adaptation of the intermediate pressure zone for a maximum allowable working pressure of 80 bar has its advantages but does not prevent the triggering of the safety valves. This solution, combined with the implementation of better thermal insulation and of condensing units, can together and under certain conditions completely eliminate the problem.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AQS	Águas Quentes Sanitárias
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BT	Baixa Temperatura
CFC	Clorofluorcarbonetos
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
COP	Coefficient of Performance
GEE	Gases de Efeito de Estufa
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
IV	Infravermelho
MT	Média Temperatura
O <sub>3</sub>	Ozono
ODP	Ozone Depletion Potential
ODS	Ozone Depletion Substances
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
UC	Unidade Condensadora
UE	União Europeia

---

**Lista de Unidades**

---

°C	Grau centígrado
bar	Bar
J	Joule
kg	Quilograma
m	Metro
s	Segundo
W	Watt

---

---

**Lista de Símbolos**

---

$a_{rec}$	Fator de recuperação de fluido frigorífero
$c_v$	Calor específico a volume constante
d	Diâmetro
$E_{anual}$	Consumo energético anual
h	Entalpia
L	Comprimento
L	Perdas de fluido frigorífero num ano
m	Massa
$\dot{m}$	Caudal mássico
n	Tempo de funcionamento do equipamento
P	Pressão
Q	Potência calorífica

---

---

$r$	Raio
$R$	Resistência térmica
$s$	Entropia
$T$	Temperatura
$v$	Volume específico
$\dot{W}$	Potência de compressão
$\beta$	Fator de emissões indiretas

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – LOGOTIPO DA RACE S.A. [4] .....	28
FIGURA 2 – DIAGRAMA P-H E ESQUEMA DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR IDEAL [6] .....	32
FIGURA 3 – CLASSIFICAÇÕES DE SEGURANÇA DE FRIGORIGÉNEOS DE ACORDO COM A NORMA ASHRAE 34 (ADAPTADO) [10].....	33
FIGURA 4 – EXEMPLOS DE FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS E AS RESPECTIVAS CLASSIFICAÇÕES DE SEGURANÇA [11] .....	33
FIGURA 5 – CRONOLOGIA DOS FRIGORIGÉNEOS [13].....	35
FIGURA 6 – CICLO HISTÓRICO DOS FRIGORIGÉNEOS (ADAPTADO) [16].....	36
FIGURA 7 – COMPARAÇÃO DA RELAÇÃO PRESSÃO/TEMPERATURA DE ALGUNS FRIGORIGÉNEOS (DADOS OBTIDOS COM O EES) [2].....	37
FIGURA 8 – DIAGRAMA DE FASE DO CO <sub>2</sub> (ADAPTADO) [24] .....	38
FIGURA 9 – PRESSÃO DE VAPOR SATURADO PARA ALGUNS FRIGORIGÉNEOS (DADOS OBTIDOS COM O EES) [2] .....	39
FIGURA 10 – CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO VOLUMÉTRICA DE VÁRIOS FRIGORIGÉNEOS (DADOS OBTIDOS COM O EES) [2].....	39
FIGURA 11 – SISTEMA DE ALARME DE FUGAS DE CO <sub>2</sub> (ADAPTADO) [29] .....	40
FIGURA 12 - REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA DE UM SISTEMA EM CASCATA (ADAPTADO) [6] .....	41
FIGURA 13 – REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA DE UM SISTEMA INDIRETO/SECUNDÁRIO (ADAPTADO) [27] .....	42
FIGURA 14 – FENÓMENO DE CONDENSAÇÃO VS GAS COOLING (ADAPTADO) [31] .....	43
FIGURA 15 – CONFIGURAÇÃO BOOSTER SIMPLIFICADA (ADAPTADO) [34].....	44
FIGURA 16 – DIAGRAMA P-H DE UM SISTEMA BOOSTER COM FLASH GAS BYPASS .....	44
FIGURA 17 – INFLUÊNCIA DA PRESSÃO NO GAS COOLER NO SISTEMA (ADAPTADO) [34] .....	46
FIGURA 18 – INFLUÊNCIA DA PRESSÃO NO GAS COOLER NO COP DO SISTEMA (ADAPTADO) [35] .....	46
FIGURA 19 – EFEITO DO AUMENTO E DIMINUIÇÃO DA PRESSÃO INTERMÉDIA (ADAPTADO) [34].....	47
FIGURA 20 – EFEITO DO AUMENTO E DIMINUIÇÃO DA PRESSÃO INTERMÉDIA (ADAPTADO) [36].....	48
FIGURA 21 – REPRESENTAÇÃO DAS LINHAS DE INJEÇÃO DE LÍQUIDO E VAPOR (ADAPTADO) [1] .....	48
FIGURA 22 – MUDANÇAS DE FASE NO DISPARO DE UMA VÁLVULA DE SEGURANÇA (ADAPTADO) [34] ..	49

FIGURA 23 – DIAGRAMA P&ID DE UM SISTEMA <i>BOOSTER</i> COM COMPRESSOR EM PARALELO (ADAPTADO) [1] .....	50
FIGURA 24 – DIAGRAMA P-H DE UM SISTEMA <i>BOOSTER</i> COM COMPRESSOR EM PARALELO [40] .....	50
FIGURA 25 – LIMITES DA APLICAÇÃO DO COMPRESSOR EM PARALELO (ADAPTADO) [41] .....	51
FIGURA 26 – REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE UM EJETOR DE ALTA PRESSÃO (ADAPTADO) [40] .....	52
FIGURA 27 - DIAGRAMA P&ID DE SISTEMA <i>BOOSTER</i> COM COMPRESSOR EM PARALELO E EJETOR DE ALTA PRESSÃO (ADAPTADO) [1] .....	52
FIGURA 28 – SISTEMA TRANSCRÍTICO <i>BOOSTER</i> A TRABALHAR EM CONDIÇÕES DE INVERNO (CICLO SUBCRÍTICO) [43] .....	53
FIGURA 29 – AUMENTO DA PRESSÃO NO <i>GAS COOLER</i> ATÉ 80 BAR (CICLO TRANSCRÍTICO) [43] .....	54
FIGURA 30 – SECCIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO AQUANDO A SUA PARAGEM (ADAPTADO) [34] .....	55
FIGURA 31 – VARIAÇÃO DE VOLUME LÍQUIDO EM RELAÇÃO A TRÊS FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS [34] .....	55
FIGURA 32 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO GRUPO DE EMERGÊNCIA (ADAPTADO) [34] .....	56
FIGURA 33 – ESQUEMA DA LOCALIZAÇÃO DAS VÁLVULAS DE SEGURANÇA .....	59
FIGURA 34 – EXEMPLO SISTEMA A VOLUME CONSTANTE [44] .....	62
FIGURA 35 – LINHAS ISOCÓRICAS PARA DIFERENTES NÍVEIS DE LÍQUIDO NO DEPÓSITO .....	62
FIGURA 36 – COMPARAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DOS CUSTOS DAS DUAS SOLUÇÕES 60 BAR E 80 BAR .....	66
FIGURA 37 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA UNIDADE DE EMERGÊNCIA .....	67
FIGURA 38 – CURVA DE DESEMPENHO DA VÁLVULA TD1-1 (R290) .....	67
FIGURA 39 – CURVA DE DESEMPENHO T2-0 (R134A) .....	68
FIGURA 40 – REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO (UNIDADE DE EMERGÊNCIA) [1] .....	68
FIGURA 41 – RELAÇÃO DO COP COM A TEMPERATURA AMBIENTE PARA UMA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO DE -5°C .....	70
FIGURA 42 – COMPONENTES DO TEWI DE IMPACTO DIRETO E INDIRETO .....	71
FIGURA 44 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA AO LONGO DO TEMPO PARA UM NÍVEL DE LÍQUIDO NO DEPÓSITO DE 80% .....	77
FIGURA 43 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA AO LONGO DO TEMPO PARA UM NÍVEL DE LÍQUIDO NO DEPÓSITO DE 40% .....	77
FIGURA 45 – EVOLUÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DO TEMPO PARA UM NÍVEL DE LÍQUIDO NO DEPÓSITO DE 40% .....	78

---

FIGURA 46 – EVOLUÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DO TEMPO PARA UM NÍVEL DE LÍQUIDO NO DEPÓSITO DE 80%.....	78
--	----



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – VALORES OBTIDOS DA CARGA DE CO <sub>2</sub> NAS LINHAS DE LÍQUIDO E DE ASPIRAÇÃO .....	60
TABELA 2 – VALORES OBTIDOS DA CARGA TOTAL DE CO <sub>2</sub> NO DEPÓSITO PARA NÍVEIS DE LÍQUIDO DIFERENTES.....	60
TABELA 3 – TEMPERATURA ALCANÇADA PARA UMA PRESSÃO DE DISPARO DA VÁLVULA DE SEGURANÇA A 60 BAR .....	63
TABELA 4 – CUSTO PARA PRESSÃO MÁXIMA OPERATIVA DE 60 BAR .....	64
TABELA 5 – CUSTO PARA PRESSÃO MÁXIMA OPERATIVA DE 80 BAR .....	65
TABELA 6 – PROPRIEDADES DO R290.....	68
TABELA 7 – PROPRIEDADES DO R134A .....	69
TABELA 8 – VALORES CALCULADOS DE CAUDAL MÁSSICO, POTÊNCIA DE COMPRESSÃO E COP.....	69
TABELA 9 – VALORES DAS VARIÁVEIS ENVOLVIDAS NO CÁLCULO DO TEWI .....	71
TABELA 10 – VALORES CALCULADOS DE TEWI .....	71
TABELA 11 – CUSTO DOS COMPONENTES DE UMA UNIDADE DE EMERGÊNCIA A R134A.....	72
TABELA 12 – CUSTO DOS COMPONENTES DE UMA UNIDADE DE EMERGÊNCIA A R290 .....	73
TABELA 13 – CENÁRIOS ESTUDADOS .....	76
TABELA 14 – VALORES DAS VARIÁVEIS PARA CADA CENÁRIO .....	76



## ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	27
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	27
1.2	OBJETIVOS.....	27
1.3	ESTRUTURA DO RELATÓRIO .....	28
1.4	EMPRESA.....	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	31
2.1	REFRIGERAÇÃO.....	31
2.1.1	CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR .....	31
2.2	FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS E SELEÇÃO .....	32
2.2.1	PROPRIEDADES DE SEGURANÇA.....	32
2.2.2	MÉTRICAS AMBIENTAIS.....	34
2.2.2.1	GWP – GLOBAL WARMING POTENTIAL .....	34
2.2.2.2	TEWI – TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT .....	34
2.2.2.3	ODP – OZONE DEPLETION POTENTIAL.....	34
2.3	EVOLUÇÃO DOS FRIGORIGÉNEOS E LEGISLAÇÃO APLICÁVEL .....	35
2.4	FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS NATURAIS.....	37
2.4.1	DIÓXIDO DE CARBONO (R744) .....	37
2.4.1.1	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS .....	38
2.4.1.2	RISCOS E PERIGOS.....	39
2.4.1.2.1	RETENÇÃO DE R744 LÍQUIDO E PRESSÕES ELEVADAS .....	40
2.4.1.2.2	ASFIXIA.....	40
2.4.1.2.3	GELO SECO.....	41
2.5	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM R744.....	41

2.5.1	SISTEMA EM CASCATA .....	41
2.5.2	SISTEMA INDIRETO/SECUNDÁRIO .....	42
2.5.3	SISTEMA TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO MÚLTIPLA.....	43
2.5.3.1	PRESSÃO ÓTIMA DO GAS COOLER .....	45
2.5.3.2	PRESSÃO NO DEPÓSITO DE LÍQUIDO.....	46
2.5.3.3	INJEÇÃO DE LÍQUIDO E DE VAPOR.....	48
2.5.3.4	CONTROLO DE SOBREPRESSÕES .....	49
2.5.3.5	MEDIDAS DE MELHORIA NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....	50
2.5.3.5.1	COMPRESSOR EM PARALELO .....	50
2.5.3.5.2	EJETOR DE ALTA PRESSÃO .....	51
2.5.3.5.3	RECUPERAÇÃO DE CALOR.....	53
2.5.3.6	SOBREPRESSÃO EM PARAGENS TEMPORÁRIAS.....	54
3	DESENVOLVIMENTO.....	59
3.1	IMPORTÂNCIA DA PROTEÇÃO DA ZONA DE PRESSÃO INTERMÉDIA .....	59
3.1.1	AUMENTO DA PRESSÃO OPERATIVA MÁXIMA ADMISSÍVEL .....	61
3.2	GRUPO DE EMERGÊNCIA.....	66
3.2.1	SELEÇÃO VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA .....	67
3.2.2	SELEÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA .....	68
3.2.2.1	IMPLICAÇÕES NA INSTALAÇÃO DE UMA UNIDADE CONDENSADORA A R290 .....	72
3.2.3	ANÁLISE DE CUSTOS.....	72
3.3	EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA/PRESSÃO NA ZONA DE PRESSÃO INTERMÉDIA.....	73
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....	83
4.1	CONCLUSÕES.....	83
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS .....	84
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO .....	87

# INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

1.2 OBJETIVOS

1.3 ESTRUTURA

1.4 EMPRESA



## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A presente dissertação foi desenvolvida no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica – Ramo de Energia, tendo sido realizado um estágio curricular no departamento de engenharia de uma empresa que atua no setor do AVAC, Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração, durante cerca de 8 meses.

Devido à recente legislação, principalmente nos países europeus, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>/R744) tem vindo a assumir uma importância cada vez maior no campo da refrigeração.

Um dos problemas da utilização do R744 como fluido frigorigéneo relaciona-se com o seu elevado coeficiente de expansão térmica, variável que expressa a variação de volume de uma substância com a variação da temperatura.

Em situações de paragem, seja por avaria de algum componente, falha elétrica ou simplesmente ou ações de manutenção, esta absorção de calor resulta num aumento rápido e substancial da pressão de operação do sistema de refrigeração. De forma a garantir que a pressão na instalação não atinge valores acima dos suportados, é necessária a instalação de válvulas de segurança em cada linha do sistema cujo disparo leva à perda total ou parcial do fluido frigorigéneo.

Problemas como paragens da instalação prolongadas que originam perdas de produto armazenado e custos adicionais de mão de obra e fluido são comuns. Assim, esta dissertação pretendeu-se explorar esta problemática com vista a encontrar soluções que permitam eliminar este tipo de situações.

Nos subcapítulos seguintes é abordado a descrição dos objetivos, a estrutura da dissertação, concluindo-se com uma breve apresentação da empresa acolhedora.

### 1.2 OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho é explorar as diferentes soluções existentes que evitem o disparo das válvulas de segurança, como também o dimensionamento de unidades de emergência que permitam uma manutenção da pressão dentro do depósito ao longo do tempo de paragem em níveis pré-parametrizados. Além disto, serão também discutidas as vantagens e desvantagens das soluções abordadas, as

correspondentes análises de custo e um estudo ao impacto do isolamento de forma a evitar a subida da temperatura e o aumento de pressão a ela inerente.

### 1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

A dissertação encontra-se dividida em 4 capítulos: Introdução; Revisão Bibliográfica; Desenvolvimento e, por fim, Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros.

No primeiro capítulo é realizado um breve enquadramento do projeto de trabalho, como também a definição dos seus respetivos objetivos, uma apresentação sucinta da empresa onde foi realizada a presente dissertação e, por último, é efetuada uma apresentação da sua estrutura.

De seguida, no segundo capítulo é realizado um levantamento da literatura existente de forma a concretizar uma abordagem teórica à refrigeração, mais precisamente à refrigeração com recurso ao dióxido de carbono transcrito.

No terceiro capítulo são discutidas as soluções para evitar a sobrepressão no depósito de líquido, as correspondentes análises de custos e um estudo da evolução da pressão e temperatura ao longo do tempo para níveis diferentes de líquido no depósito e de isolamento, como também o impacto da unidade condensadora nessa evolução.

Por fim, no quarto capítulo são descritas algumas das dificuldades e limitações encontradas ao longo do trabalho e as conclusões obtidas com o desenvolvimento desta dissertação.

Todos os resultados presentes neste documento foram obtidos a partir de simulações executadas no software da Danfoss Cool Selector 2 [1] e de cálculos executados no EES [2] (Engineering Equation Solver) e em folhas de cálculo.

### 1.4 EMPRESA

A presente tese foi desenvolvida na RACE - Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A. (ver Figura 1) empresa do Grupo SKK, com mais de 30 anos de experiência, onde são desenvolvidas soluções inovadoras de engenharia para as áreas refrigeração comercial e industrial, hotelaria, AVAC, Building Efficiency e Assistência Técnica [4].



Figura 1 – Logotipo da RACE S.A. [4]

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 REFRIGERAÇÃO

2.2 SELEÇÃO DE FRIGORIGÉNEOS E AS SUAS PROPRIEDADES

2.3 EVOLUÇÃO DOS FRIGORIGÉNEOS E LEGISLAÇÃO APLICÁVEL

2.4 FRIGORIGÉNEOS NATURAIS

2.5 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM R744



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é o processo de remoção de calor de uma região de temperatura superior, fonte fria, para uma região de menor temperatura, fonte quente [5].

Existem vários ciclos de refrigeração, tais como, o ciclo por absorção, onde o fluido é absorvido no estado líquido antes de ser comprimido, sendo o ciclo mais comum o de compressão de vapor, no qual o fluido de trabalho é evaporado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor.

#### 2.1.1 CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

Devido à elevada utilização deste tipo de ciclo na indústria de refrigeração, o mesmo será explicado em detalhe neste ponto.

O ciclo de compressão de vapor ideal é composto por quatro principais processos: compressão, condensação, expansão e evaporação.

Analisando a Figura 2, os processos supramencionados podem ser observados: no ponto 1, o fluido frigorígeno encontra-se no estado de vapor saturado, sofrendo uma compressão isentrópica no compressor até ao ponto 2 onde o fluido atinge o estado de vapor sobreaquecido devido ao aumento de pressão e temperatura. Entre o ponto 2 e 3 ocorre a condensação do fluido frigorígeno a pressão constante, havendo uma transferência de calor latente para a fonte quente. No fim desta permuta de calor, o fluido atinge o estado de líquido saturado (ponto 3). Entre o ponto 3 e 4 ocorre uma transformação isentálpica, na qual o fluido é expandido vendo a sua pressão ser diminuída. De 4 para 1 ocorre absorção de calor latente pelo fluido de trabalho a pressão constante. Esta absorção de calor origina a mudança de fase no fluido, que evapora até alcançar o estado de vapor saturado.

O ciclo descrito não contabiliza as irreversibilidades inerentes a uma instalação real, tais como, perdas de carga ao longo de tubagens, evaporadores e condensadores.

As perdas de carga na linha de líquido são responsáveis pela chegada de gás ao dispositivo responsável pela expansão do fluido (e.g. válvula de expansão), sendo isto prejudicial ao seu funcionamento. Usualmente, e para evitar este cenário, o fluido é subarrefecido à saída do condensador.

Por outro lado, de forma a proteger o compressor, que apenas comprime gás, o fluido sai do evaporador tipicamente no estado de vapor sobreaquecido.

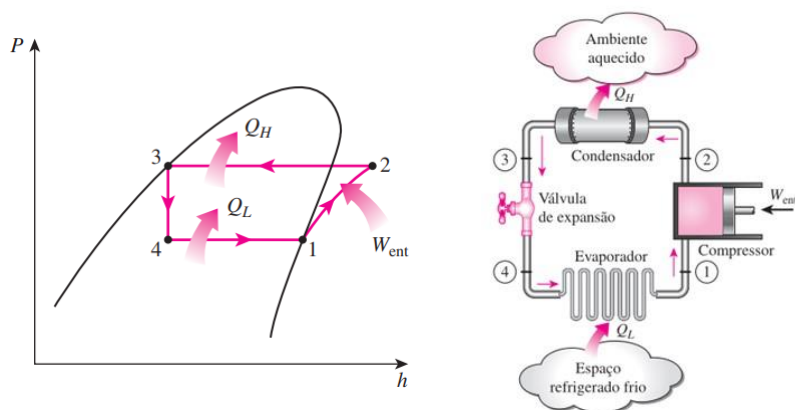


Figura 2 – Diagrama P-h e esquema de um ciclo de compressão a vapor ideal [6]

## 2.2 FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS E SELEÇÃO

Os fluidos frigorigéneos são utilizados como os fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração, em sistemas de ar-condicionado ou em equipamentos como *chillers* ou bombas de calor [7].

Com vista à seleção de um fluido frigorigéneo, este deve possuir certas características (propriedades químicas, físicas e termodinâmicas) que o tornem atrativos, não só sobre o ponto de vista da eficiência e viabilidade da instalação, mas também do ponto de vista económico e de segurança [8].

Obviamente que nenhum fluido possui todas as características desejadas e, portanto, a sua escolha recai sobre o tipo de aplicação, local de operação do equipamento, legislação aplicável, entre outros, sendo sempre necessário encontrar um compromisso nos critérios de seleção.

Dito isto, é óbvio que um fluido frigorigéneo apenas se aproxima de uma situação hipoteticamente “ideal”, na medida de que as suas propriedades correspondem às necessidades e requisitos da aplicação pretendida. Não obstante, haverá sempre vantagens e desvantagens na sua utilização.

### 2.2.1 PROPRIEDADES DE SEGURANÇA

De acordo com a ASHRAE, Standard 34-2007, os frigorigéneos são classificados de acordo com o perigo inerente à sua utilização.

A toxicidade e inflamabilidade definem seis grupos de segurança: A1, A2, A3, B1, B2 e B3. A letra A caracteriza o grupo com menor toxicidade, ao contrário da letra B, que define o grupo com maior toxicidade. A numeração de 1 até 3 classifica o refrigerante de não inflamável até altamente inflamável [9].

As classificações acima enumeradas encontram-se resumidas sob a forma de um quadro na Figura 3.

		Grupo de Segurança	
		Alta toxicidade	Baixa toxicidade
Aumento da inflamabilidade →	Alta inflamabilidade	A3	B3
	Baixa inflamabilidade	A2	B2
	A2L*	B2L*	
Não inflamável	A1	B1	
		Aumento da toxicidade →	

Figura 3 – Classificações de segurança de refrigerantes de acordo com a norma ASHRAE 34 (Adaptado) [10]

Na Figura 4 estão apresentados alguns fluidos refrigerantes e as respectivas classificações de segurança.

Alta Inflamabilidade	A3 R-290 Propano R-600a Isobutano	B3
	A2 R-152a	B2
Baixa Inflamabilidade	A2L R-32 R-1234yf R-1234ze(E)	B2L R-717 Amoníaco
Não Inflamável	A1 R-22 R-134 R-410 R-744 Dióxido de Carbono	B1 R-123
Baixa Toxicidade		Alta Toxicidade

Figura 4 – Exemplos de fluidos refrigerantes e as respectivas classificações de segurança [11]

## 2.2.2 MÉTRICAS AMBIENTAIS

Devido à conciliação dos impactos climáticos e ambientais nas últimas décadas, é primordial que um refrigerante não contribua para a destruição da camada de ozônio e que o seu impacto para o aquecimento global seja o mais baixo possível, assegurando que os subprodutos originários da sua decomposição tenham o menor impacto no meio ambiente [10].

### 2.2.2.1 GWP – GLOBAL WARMING POTENTIAL

Os Gases com Efeito de Estufa, GEE, são aqueles que mais contribuem para o aquecimento global, havendo a preocupação de diminuir a sua utilização e emissão, de forma a neutralizar os seus efeitos. Alguns exemplos destes gases são os clorofluorcarbonetos (CFCs), os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), o dióxido de carbono, o metano, entre outros.

A métrica ambiental mais comum para medir o efeito de um fluido no aumento do aquecimento global é o GWP (do inglês, *Global Warming Potential*), índice que representa a contribuição de um quilograma de um fluido para o aquecimento global tendo como referência o CO<sub>2</sub>, gás cujo valor de GWP será assim igual a 1.

### 2.2.2.2 TEWI – TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT

Uma métrica mais adequada da contribuição de um fluido refrigerante para o aquecimento global é o TEWI (do inglês, *Total Equivalent Warming Impact*).

Esta permite avaliar o impacto direto das emissões de GEE durante a operação do equipamento, como são exemplo as fugas de fluido refrigerante, perdas na recuperação do mesmo, entre outras, como também os impactos indiretos associados às emissões de CO<sub>2</sub> na produção de energia elétrica consumida pela instalação.

A magnitude do conjunto destes dois impactos está associada a uma quantidade equivalente de dióxido de carbono para o mesmo potencial de aquecimento global.

### 2.2.2.3 ODP – OZONE DEPLETION POTENTIAL

É na camada de ozônio (O<sub>3</sub>), localizada na estratosfera, que se localiza a maior parte do ozônio presente na atmosfera. O mesmo resulta da associação das moléculas de oxigênio (O<sub>2</sub>) com radicais livres de oxigênio (produtos da fotodissociação das moléculas de O<sub>2</sub> provocada pelas radiações ultravioleta) [12].

Esta camada é primordial à vida na Terra, pois protege-a de radiações nocivas como a UV-B (radiação ultravioleta com gamas de comprimento de onda entre 280 e 320 nm).

Dito isto, tem-se vindo a verificar um incremento na sua destruição devido a reações químicas provocadas por substâncias denominadas por ODS (do inglês, *Ozone Depletion*

*Substances*). Estes compostos são normalmente muito estáveis na troposfera e só se degradam sob intensa radiação UV na estratosfera. Quando as suas ligações se quebram, átomos livres de cloro e bromo são libertados, cujas reações químicas com o zono provocam a quebra das ligações das moléculas deste último e, portanto, a destruição da camada de ozono.

Portanto, de forma a medir o potencial do efeito destrutor da camada de ozono de uma substância existe o ODP (do inglês, *Ozone Depletion Potential*), definida pelo rácio do impacto de uma certa substância na camada de ozono e o impacto de uma massa equivalente de R11 (o ODP deste é igual a um).

### 2.3 EVOLUÇÃO DOS FRIGORIGÉNEOS E LEGISLAÇÃO APLICÁVEL

As mudanças nos critérios de seleção e uso de frigorigéneos como resposta às questões ambientais têm vindo a sofrer uma rápida aceleração nas últimas décadas (ver Figura 5).

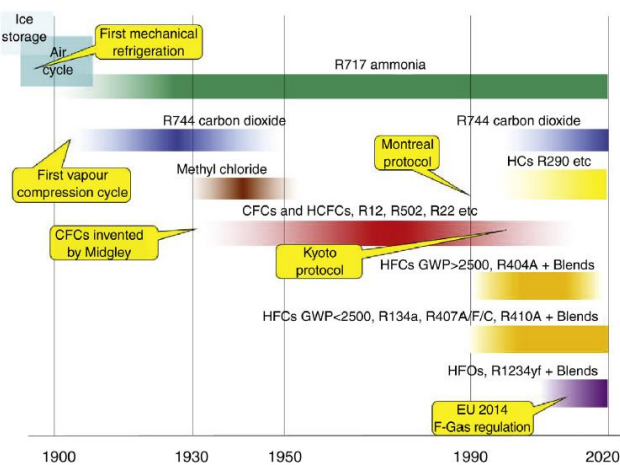


Figura 5 – Cronologia dos frigorigéneos [13]

Os primórdios da refrigeração mecânica no século XIX são caracterizados pelo uso de frigorigéneos naturais (água e ar). No entanto, em 1834 Perkins propôs um sistema de refrigeração de compressão de vapor com éter etílico como fluido de trabalho [14]. Nessa época, já era possível isolar o amoníaco e o dióxido de carbono, portanto estes também começaram a ser adotados em alguns sistemas de refrigeração.

Estes primeiros fluidos frigorigéneos (primeira geração [15]) eram caracterizados, na sua maioria, pela sua alta inflamabilidade e toxicidade.

Figura 6 evidencia a evolução dos fluidos frigorigéneos ao longo dos anos e o seu enquadramento com as inovações ao longo dos anos, como também com os problemas ambientais e legislação para combater o impacto dos mesmos.

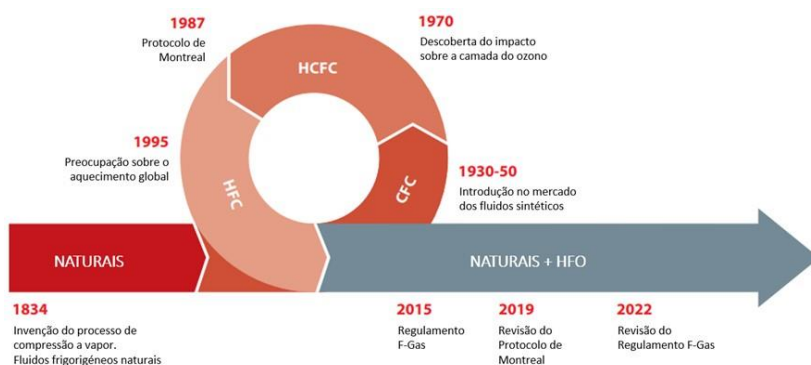


Figura 6 – Ciclo histórico dos refrigerantes (Adaptado) [16]

Na década de 30 do século passado ocorreu uma revolução na indústria da refrigeração com a invenção de um dos primeiros clorofluorcarbonetos, o R12, pelo engenheiro químico americano Midgley. Este e outros membros da família dos CFCs aparentavam possuir todas as características desejáveis. Eram não tóxicos e não inflamáveis, como também apresentavam boas propriedades termodinâmicas e boa miscibilidade com o óleo [13]. Estes compostos permitiram expandir a refrigeração para aplicações comerciais, domésticas, entre outras, revolucionando completamente os padrões de consumo e de qualidade de vida da sociedade. Foi nesta fase, chamada de segunda geração [17], que o dióxido de carbono entrou em desuso, no entanto o amoníaco continuou a ser o fluido refrigerante natural de eleição devido às suas boas propriedades termodinâmicas e baixo custo [13].

Na segunda metade do século passado, foi descoberto o elevado potencial de destruição da camada de ozono da segunda geração de fluidos e, desde a Convenção de Viena (1985) e o consequente Protocolo de Montreal (1987), foi acordada uma estratégia concertada por parte dos países industrializados de forma a diminuir o uso e produção de ODS. Foi estipulado que até 1996 (nos países desenvolvidos) a produção e uso de CFCs deveria ser descontinuada.

Devido a retificações deste protocolo, foi estabelecido um período transitório para a eliminação gradual dos HCFCs. Quanto à União Europeia (EU), o seu uso, distribuição e produção encontra-se completamente banido desde 2015 [18, 19].

Em 2016 o Protocolo de Montreal foi novamente retificado, tendo entrado em vigor em 2019. Estabeleceu regimes transitórios para a eliminação gradual dos HFCs e de outras substâncias com valores altos de GWP [20].

A UE foi mais longe e em 2006 foi publicado o primeiro regulamento (EC 842/2006) com o objetivo de diminuir o impacto ambiental dos gases fluorados [21] e em 2014 foi publicada a revisão do mesmo sob a forma do regulamento EC 517/2014, que entrou em vigor a 1 de janeiro de 2015 [22].

Quanto aos GEE, a sua problemática foi abordada no Protocolo de Quioto (1997), que entrou em vigor em 2005 [23].

Comentado [SCR1]: já não tinhas dito isto acima quando falaste no GWP?

## 2.4 FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS NATURAIS

Os frigorigêneos naturais são substâncias que ocorrem nos ciclos biológicos e químicos da natureza sem intervenção do Homem, nomeadamente, o amoníaco, o dióxido de carbono, hidrocarbonetos, a água e o ar.

Devido às várias mudanças nos critérios de seleção dos fluidos frigorigêneos e a legislação aplicável aos mesmos, alguns fluidos naturais voltaram a ter relevância no setor da refrigeração.

Estas substâncias, mesmo tendo melhores características no que diz respeito ao impacto ambiental, como o GWP e o ODP, não deixam de ter alguns atributos menos desejáveis, tais como, corrosão, toxicidade, pressões altas, inflamabilidade e, nalguns casos, eficiências operativas baixas.

### 2.4.1 DIÓXIDO DE CARBONO (R744)

No que diz respeito ao impacto ambiental, este fluido é benigno, estando caracterizado com um ODP de zero e um valor GWP de um e quanto à segurança, não é tóxico nem inflamável.

Na Figura 7 está representada graficamente a relação (em condições de saturação) temperatura/pressão do R744, do R717 e do R134a. Analisando a representação gráfica, verifica-se o seguinte:

- Pressão de trabalho superior para uma dada temperatura;
- Menor gama de temperaturas de trabalho;
- Ponto triplo a uma pressão muito alta;
- Ponto crítico a uma temperatura muito baixa.

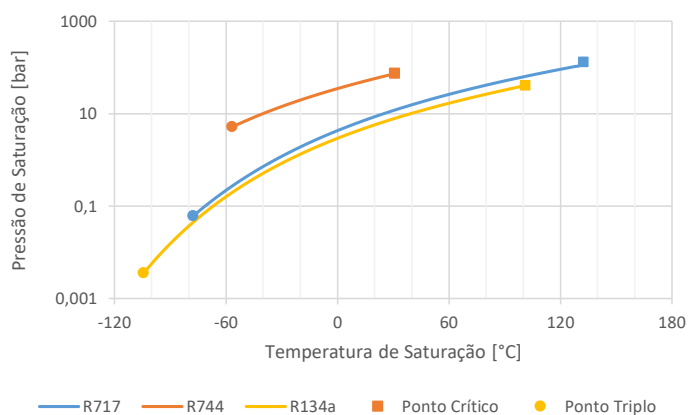


Figura 7 – Comparação da relação pressão/temperatura de alguns frigorigêneos (dados obtidos com o EES) [2]

Como se pode verificar na Figura 8, a pressão e temperatura crítica são 73,8 bar e 31°C, respetivamente. Para valores de pressão e temperatura superiores aos do ponto crítico, o fluido encontra-se no estado supercrítico, deixando de ser possível fazer uma distinção entre a fase de líquido e fase de vapor, devido a estas duas passarem a ter a mesma massa volúmica. Este ponto define o limite superior da transferência de calor latente por condensação ou evaporação [24].

Também se verifica que o ponto triplo do CO<sub>2</sub> apresenta uma pressão e temperatura de 5,2 bar e -58,6°C, sendo que abaixo deste ponto, o fluido encontra-se no estado subcrítico. Este ponto representa a condição onde todas as três fases se encontram em equilíbrio, definindo também o limite inferior de temperatura e pressão para a transferência de calor latente sob a forma de condensação ou evaporação [24].

Um ciclo, cujo fluido de trabalho passa por estes dois estados, denomina-se de um ciclo transcrito.

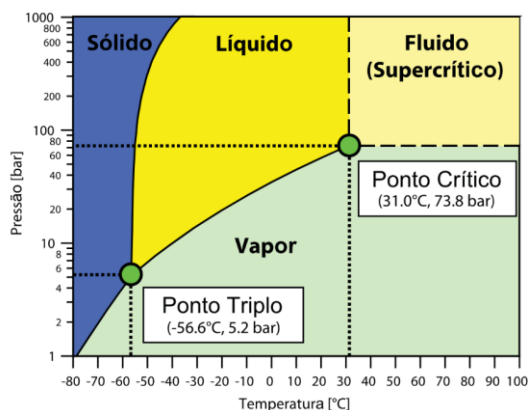


Figura 8 – Diagrama de fase do CO<sub>2</sub> (Adaptado) [24]

#### 2.4.1.1 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Uma das principais características do comportamento do dióxido de carbono é a mudança abrupta das suas propriedades termodinâmicas junto ao ponto crítico [25].

O R744 apresenta uma pressão de vapor saturado superior à de outros fluidos frigorigéneos (ver Figura 9). Também se verifica que a inclinação da curva Pressão-Temperatura para o CO<sub>2</sub> é superior, concluindo-se que para uma determinada perda de carga, existe uma menor variação de temperatura com o dióxido de carbono [25].

Quanto à capacidade volumétrica de refrigeração verifica-se (ver Figura 10) que esta é muito superior no R744 do que em outros fluidos para uma dada temperatura de evaporação, devido ao seu volume específico de vapor ser cerca de 3 a 30 vezes menor quando comparado com outros fluidos frigorigéneos.

Conclui-se, portanto, que para um dado efeito frigorífico, é necessário um menor caudal volúmico com o dióxido de carbono e, por consequência, os compressores utilizados terão uma menor dimensão e as tubagens um menor diâmetro. Assim, e apesar deste tipo de sistema ter pressões operativas altas, exigindo equipamentos mais robustos e resistentes, o facto destes apresentarem menores dimensões permite que o seu preço seja mais competitivo face aos sistemas de refrigeração tradicionais[26].

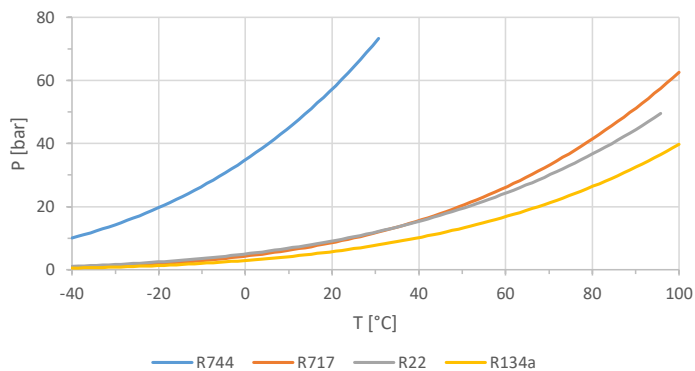


Figura 9 – Pressão de vapor saturada para alguns frigorigéneos (dados obtidos com o EES) [2]

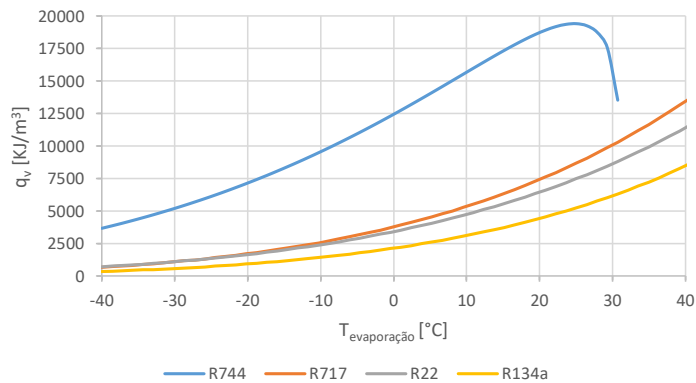


Figura 10 – Capacidade de refrigeração volumétrica de vários frigorigéneos (dados obtidos com o EES) [2]

#### 2.4.1.2 RISCOS E PERIGOS

O dióxido de carbono não é inflamável, mas as suas pressões operativas altas, a possibilidade de provocar asfixia em certas concentrações e o potencial de formação de gelo seco devem ser considerados quando se operam e dimensionam sistemas com R744 [27].

#### 2.4.1.2.1 RETENÇÃO DE R744 LÍQUIDO E PRESSÕES ELEVADAS

Os variados componentes e as tubagens de um sistema de refrigeração devem ser dimensionados considerando as pressões elevadas deste tipo de sistemas. No entanto, quando os sistemas de refrigeração a dióxido de carbono entram num modo de suspensão temporária de operação, as pressões atingidas ultrapassam o limite máximo da pressão operativa de alguns componentes e tubagens do sistema, sendo necessária a montagem de válvulas de segurança [27]. Este tema será explicado em melhor detalhe no Capítulo 2.5.3.6.

#### 2.4.1.2.2 ASFIXIA

Em aplicações de refrigeração comercial é normal os sistemas de refrigeração apresentarem dimensões consideráveis, onde no sistema de tubagens e no depósito (no caso de um sistema a CO<sub>2</sub> transcrítico) circula uma carga de CO<sub>2</sub> considerável.

O dióxido de carbono é classificado com o grupo A1, ou seja, não é inflamável e tem uma baixa toxicidade. Para este grupo, concentrações até 400 PPM não exibem perigos de intoxicação. No entanto, quando a sua concentração atinge os 5000 PPM, existe o perigo de sérios efeitos nocivos à saúde.

Na eventualidade de uma fuga, o número de pessoas expostas seria grande, logo é necessária a implementação de medidas e de sistemas de prevenção e alarme. Devido ao CO<sub>2</sub> ser incolor e inodoro, é muito difícil detetar o aumento da concentração deste fluido, logo as instalações devem estar equipadas com detetores de CO<sub>2</sub> que alertem (com um sinal visual e sonoro) caso as concentrações de CO<sub>2</sub> ultrapassem os valores máximos recomendados [28].

Um aspeto a considerar com R744, é o facto de este ser mais pesado que o ar, acumulando-se perto do chão. Neste sentido, os sensores devem ser colocados o mais baixo possível (ver Figura 11) [28, 29].



Figura 11 – Sistema de alarme de fugas de CO<sub>2</sub> (Adaptado) [29]

### 2.4.1.2.3 GELO SECO

A formação de gelo seco (dióxido de carbono no estado sólido) ocorre quando a temperatura se encontra abaixo do ponto triplo (-56,6°C; 5,2 bar). Este fenómeno pode provocar o entupimento das tubagens de ligação da válvula de segurança à atmosfera, o que não é de todo positivo [27]. Este assunto será abordado com mais detalhe no Capítulo 2.5.3.4.

O contacto com gelo seco e dióxido de carbono líquido, como também com tubagens que se encontrem a temperaturas muito baixas, pode provocar queimaduras. De forma a evitar que isto aconteça, é aconselhado utilizar equipamento de proteção pessoal, tais como: óculos de segurança, luvas protetoras, calçado de segurança, camisolas de mangas compridas, entre outros [30].

## 2.5 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM R744

Existem três principais tipos sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> que se destacam no mercado: sistema subcrítico em cascata, sistema subcrítico indireto e o sistema de compressão múltipla transcrito [27].

### 2.5.1 SISTEMA EM CASCATA

Um sistema em cascata (ver Figura 12) usa uma combinação de dois ciclos frigoríficos, onde o ciclo de alta temperatura, normalmente a Amoníaco ou a HFCs, arrefece o fluido que circula no ciclo de baixa temperatura, geralmente um ciclo subcrítico com CO<sub>2</sub>.



Figura 12 - Representação simplificada de um sistema em cascata (Adaptado) [6]

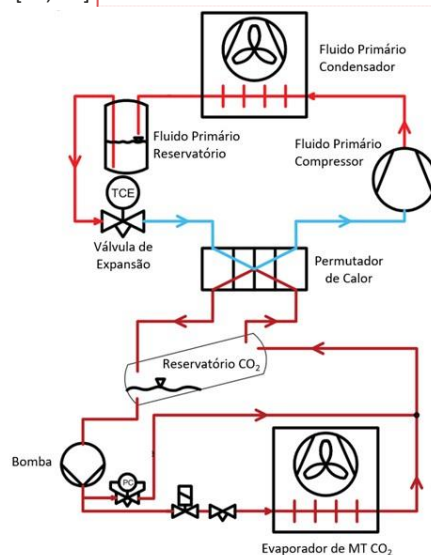
Isto significa que o calor rejeitado pela condensação do dióxido de carbono é absorvido pela evaporação do fluido frigorífero do ciclo de alta temperatura e o CO<sub>2</sub> no ciclo de baixa temperatura encontrar-se-á sempre no estado subcrítico. Isto torna-se numa vantagem, comparando com sistemas que funcionem unicamente com CO<sub>2</sub>, pois as pressões atingidas são menores. Os dois sistemas são unidos termicamente por um permutador de calor em cascata [27, 31].

Por outro lado, a necessidade de utilização do permutador de cascata de forma a transferir calor do fluido do sistema de alta temperatura (em condensação) para o fluido do sistema de baixa temperatura (em evaporação), leva a um incremento na diferença de temperaturas de condensação e evaporação do fluido do sistema de alta temperatura e, conseqüentemente, a um maior trabalho de compressão, devido à diferença de temperatura mínima inerente ao permutador de calor. Existem também ineficiências inerentes à transferência de calor no permutador [27, 31].

Potenciais fugas do fluido poderão ser mais nefastas e perigosas, devido, por exemplo, a sistemas em cascata que utilizem amoníaco.

### 2.5.2 SISTEMA INDIRETO/SECUNDÁRIO

Um sistema de refrigeração indireto (ver Figura 13) usa um sistema centralizado para arrefecer um fluido secundário (neste caso o CO<sub>2</sub>), sendo este bombeado para os vários postos de serviço e o fluido primário fica circunscrito à sala das máquinas. Este tipo de sistema permite diminuir a carga de fluido primário, assim como os riscos que possam advir da sua utilização [27, 31].



Comentado [SCR2]: mais uma vez sugiro que coloques algumas desvantagens

Figura 13 – Representação simplificada de um sistema indireto/secundário (Adaptado) [27]

Tal como nos sistemas em cascata, existem ineficiências inerentes à necessidade de um segundo patamar de temperatura.

### 2.5.3 SISTEMA TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO MÚLTIPLA

Devido à norma europeia F-Gas, existem restrições à utilização de gases fluorados com certos valores de GWP em alguns sistemas de refrigeração comercial.

No entanto, os sistemas transcíticos de compressão múltipla, utilizando apenas o  $\text{CO}_2$  como fluido de trabalho, estão isentos de qualquer tipo de restrição no que diz respeito à norma F-Gas, tornado este tipo de sistemas muito atrativos na Europa [32].

A rejeição de calor pode ocorrer acima do ponto crítico, ou seja, não ocorrendo condensação do fluido. Deste modo, através de um gas cooler dá-se uma transferência de calor a pressão constante, mas não a temperatura constante. Este modo de arrefecimento é caracterizado pela independência entre a pressão e temperatura (ver Figura 14).

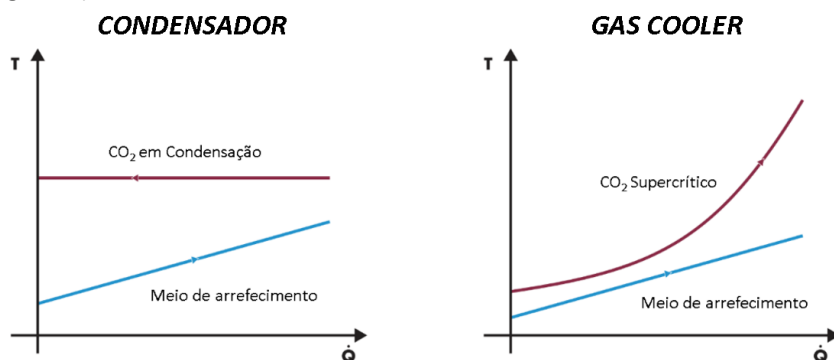


Figura 14 – Fenómeno de condensação vs *gas cooling* (Adaptado) [31]

Na Figura 15 está representada uma configuração deste tipo com *gas bypass*.

Estes sistemas multi-estágio encontram-se divididos em quatro níveis de pressão [33]:

- Baixa pressão: a zona dos evaporadores de baixa temperatura a jusante das válvulas de expansão até à aspiração dos compressores de baixa temperatura;
- Média pressão: a zona dos evaporadores de média temperatura a jusante das válvulas de expansão até à aspiração dos compressores de média temperatura;
- Pressão intermédia: a secção entre a válvula de alta pressão, a válvula de flash gás e as válvulas de expansão, contemplando ainda o depósito de líquido;
- Alta pressão: secção entre a saída dos compressores de média temperatura e a válvula de alta pressão.

O  $\text{CO}_2$ , que se encontra no estado de líquido saturado no depósito de líquido (ponto 8), é direcionado para os evaporadores de BT (baixa temperatura) e MT (média

temperatura). Na entrada dos evaporadores, o fluido é expandido pelas válvulas de expansão de BT (ponto 11) e MT (ponto 9), respetivamente.

O fluido no estado de vapor sobreaquecido, que sai do evaporador de BT (ponto 12), é comprimido no compressor de BT (ponto 13) e, posteriormente, misturado com o vapor sobreaquecido, que vem do evaporador de MT (ponto 10), e com o *flash gas* proveniente da válvula de *bypass* de *flash gas* (ponto 7). Esta mistura entra no compressor de MT (ponto 1), onde é novamente comprimida (ponto 2). O fluido é arrefecido no *gas cooler* (ponto 3), voltando para o depósito (ponto 5), após ser expandido na válvula de alta pressão (ponto 4), que controla a pressão no *gas cooler*. Na Figura 16 está representado o diagrama P-h do ciclo acima descrito.

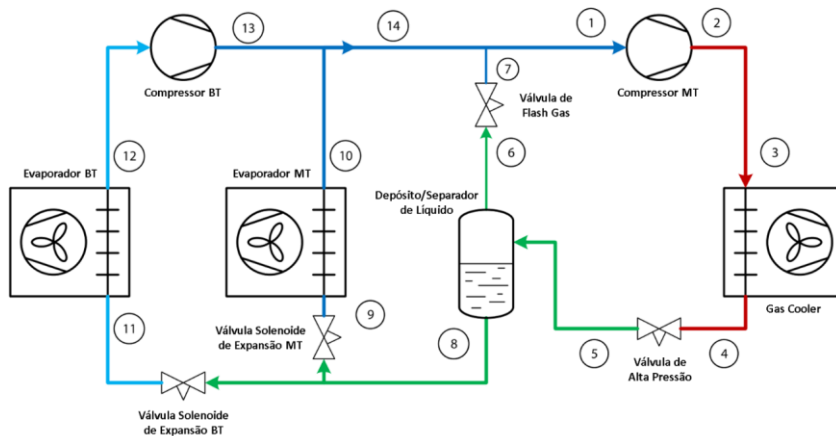


Figura 15 – Configuração *booster* simplificada (Adaptado) [34]

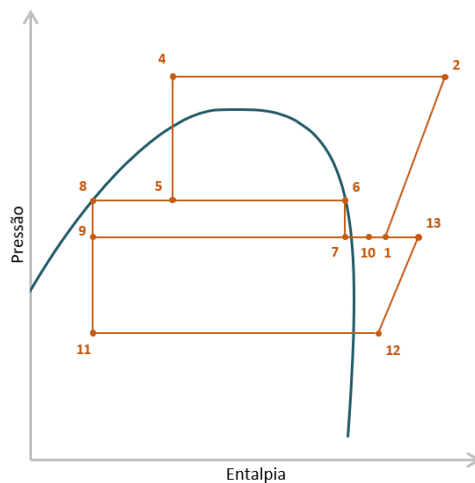


Figura 16 – Diagrama P-h de um sistema *booster* com *flash gas bypass*

Este tipo de sistemas têm um maior consumo energético em climas quentes do que em climas mais frios, verificando-se um número muito maior de aplicações com tecnologia transcritical de CO<sub>2</sub> na Europa do norte e central do que na Europa do sul [32].

A baixa implementação deste tipo de sistemas em países mais quentes deve-se, essencialmente, a dois aspetos chaves. Por um lado, devido às temperaturas ambientes serem mais elevadas e estas obrigarem este tipo de sistemas a trabalhar durante mais tempo no regime transcritical, existe um maior consumo energético quando comparados com os sistemas em cascata e, por outro lugar, o elevado grau de complexidade destas instalações, que necessitam de sistemas auxiliares para poderem igualar e até ultrapassar as eficiências dos ciclos convencionais. Estes sistemas auxiliares e novas configurações serão abordados em subcapítulos futuros [32].

### 2.5.3.1 PRESSÃO ÓTIMA DO GAS COOLER

O processo de rejeição de calor na zona supercritical não ocorre a uma temperatura constante, permitindo a afinação da pressão de saída e do *gas cooler* de forma independente da temperatura de saída, estando esta última dependente da temperatura ambiente.

Pode-se verificar na Figura 17, que o sistema pode trabalhar a diferentes pressões de *gas cooler* (através do controlo de uma válvula de expansão a jusante) para a mesma temperatura de saída deste equipamento ( $T_{gco}$ ). Aumentando esta pressão obtém-se dois efeitos contrários. Por um lado, a diferença de entalpias no evaporador ( $\Delta h_{evap}$ ) vai aumentar, aumentando o COP (do inglês, *coefficient of performance*), no entanto existe também um aumento do trabalho de compressão que prejudica o COP. Dito isto, é necessário encontrar um compromisso entre estes dois fenómenos e, portanto, encontrar uma pressão ótima do *gas cooler* para uma dada temperatura ambiente.

Como se pode verificar na Figura 18, apenas variando a temperatura de saída no *gas cooler* (que está diretamente associada à temperatura ambiente) e, tanto o aumento e a descida da pressão podem provocar a descida ou a subida do COP, havendo, portanto, a tal pressão ótima para uma dada temperatura ambiente.

Para controlar esta pressão e, indiretamente, o ponto que maximize a eficiência, usa-se uma válvula modulante motorizada passo a passo designada por válvula de alta pressão (por exemplo, a CCMT da Danfoss), que regula o caudal de forma a manter a pressão ótima constante, para uma dada temperatura ambiente.

**Comentado [SCR3]:** Esperava maior detalhe na explicação do ciclo;

**Comentado [SCR4]:** não afinas a temperatura de saída; podes por os ventiladores à velocidade máxima mas a temperatura de saída/condensação será SEMPRE dependente da tua temperatura ambiente. Podes é escolher a pressão da linha de alta, para melhorar a eficiencia do sistema

**Comentado [SCR5]:** está confuso

**Comentado [SCR6]:** Estudos na parte teórica não! a parte teórica não serve para apresentares nenhum trabalho teu, apenas para criares umbase de conhecimentos que suporte o teu trabalho!!!

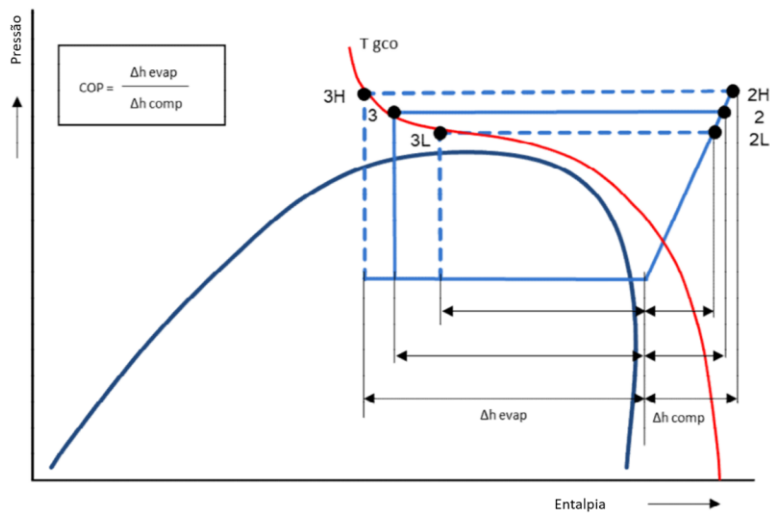


Figura 17 – Influência da pressão no gas cooler no sistema (Adaptado) [34]

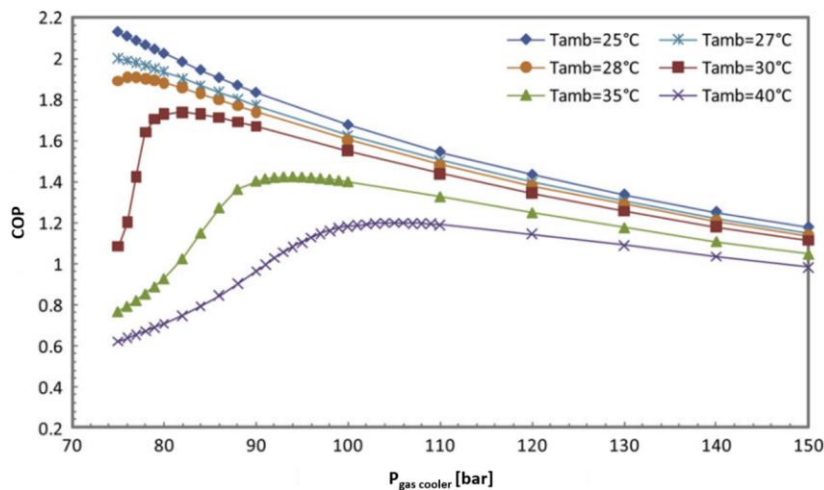


Figura 18 – Influência da pressão no gas cooler no COP do sistema (Adaptado) [35]

### 2.5.3.2 PRESSÃO NO DEPÓSITO DE LÍQUIDO

A pressão intermédia, ou seja, a pressão no depósito de líquido, é controlada pela válvula de flash gás (por exemplo, a CCMT da Danfoss), que tem um princípio de funcionamento igual à válvula de alta pressão, ou pelo compressor em paralelo, dependendo de qual é o modo de operação. A troca dos modos de operação da central de refrigeração será explicada posteriormente.

Na Figura 19 está representado o efeito do aumento ou diminuição da pressão intermédia num sistema com apenas um patamar de temperatura de serviço e a operar com compressor em paralelo. Se esta aumentar (linha vermelha), a temperatura intermédia também aumenta. Isto significa que a quantidade de *flash gas*, que vai para o compressor em paralelo, diminui de  $X_m$  para  $X_h$ , sendo este alimentado num patamar de pressão superior, diminuindo o seu trabalho de compressão. Por outro lado, os evaporadores de MT são alimentados por uma maior quantidade de *flash gas*, necessitando de um maior caudal para a mesma potência frigorífica e, assim, aumentando o trabalho de compressão dos compressores de MT e diminuindo o efeito frigorífico.

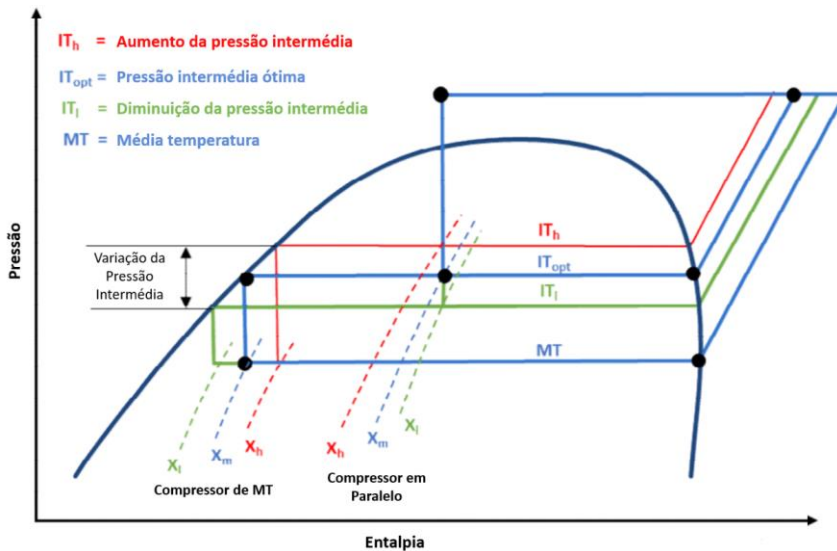


Figura 19 – Efeito do aumento e diminuição da pressão intermédia (Adaptado) [34]

O contrário acontece com a diminuição da pressão no reservatório (linha verde). Verifica-se um aumento da quantidade de vapor na pressão intermédia, aumentando o trabalho de compressão do compressor em paralelo, e uma diminuição da quantidade de vapor na média temperatura, aumentando o efeito frigorífico e diminuindo o trabalho de compressão do compressor de MT.

No caso de um sistema a operar no modo de *flash gas bypass* (ver Figura 20), o efeito de aumento e diminuição da pressão é igual, no que diz respeito ao compressor e efeito frigorífico de MT. Também é relevante ter em atenção que uma pressão mais alta no depósito intermédio se traduz numa maior quantidade de líquido na linha de *bypass*, o que é prejudicial para o bom funcionamento dos compressores.

Normalmente, a pressão intermédia é parametrizada para valores entre os 38 e os 40 bar.

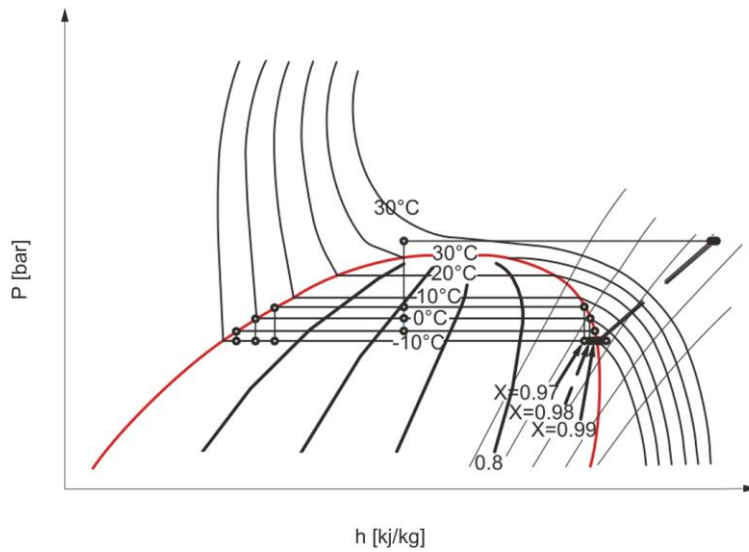


Figura 20 – Efeito do aumento e diminuição da pressão intermédia (Adaptado) [36]

### 2.5.3.3 INJEÇÃO DE LÍQUIDO E DE VAPOR

De forma a controlar a temperatura de descarga dos compressores de MT e, por consequência, o sobreaquecimento na aspiração, é colocada uma linha onde uma válvula injeta líquido entre a saída de líquido reservatório e a aspiração de MT (ver Figura 21 – linha azul) [37].

Por outro lado, de forma a assegurar que este sobreaquecimento na aspiração de MT não é demasiado pequeno, o que pode provocar problemas, é injetado vapor (*hot gas dump*) diretamente da descarga para a aspiração (ver Figura 21 – linha vermelha) [38].

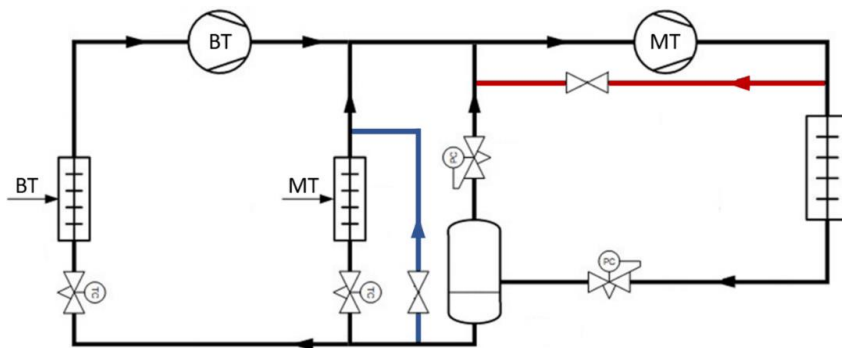


Figura 21 – Representação das linhas de injeção de líquido e vapor (Adaptado) [1]

### 2.5.3.4 CONTROLO DE SOBREPRESSÕES

Uma forma de efetuar o controlo de sobrepressões nos sistemas de refrigeração é a instalação de válvulas de segurança nas diversas zonas de pressão do sistema, sendo importante ter em atenção a localização da sua instalação, de forma a evitar a formação de gelo seco, devendo ser instaladas nas linhas de vapor e não nas linhas de líquido.

Na Figura 22 estão representadas as expansões que ocorrem nestas válvulas para três condições diferentes. Se a pressão de disparo for 35 bar (linha mais à direita), o vapor saturado será expandido e ao atingir o triplo a 5,2 bar, não haverá formação de gelo seco, atingindo a pressão atmosférica no estado de vapor.

Se a pressão de disparo for 50 bar (linha do meio), verifica-se que o fluido, inicialmente do estado de vapor saturado, ao atingir o ponto triplo existe uma solidificação de 3% do CO<sub>2</sub>, ou seja, há formação de uma pequena percentagem de gelo seco que, no pior cenário, poderá provocar o entupimento da válvula ou da linha de descarga das válvulas de segurança. No caso de uma pressão de disparo a 20 bar quando o fluido se encontra no estado de líquido saturado, verifica-se uma solidificação de 50% do CO<sub>2</sub>, originando bloqueios devidos ao gelo seco na linha de descarga para a atmosfera a jusante da válvula de segurança.

Conclui-se que as válvulas de segurança devem ser instaladas nas linhas de vapor e não nas linhas de líquido.

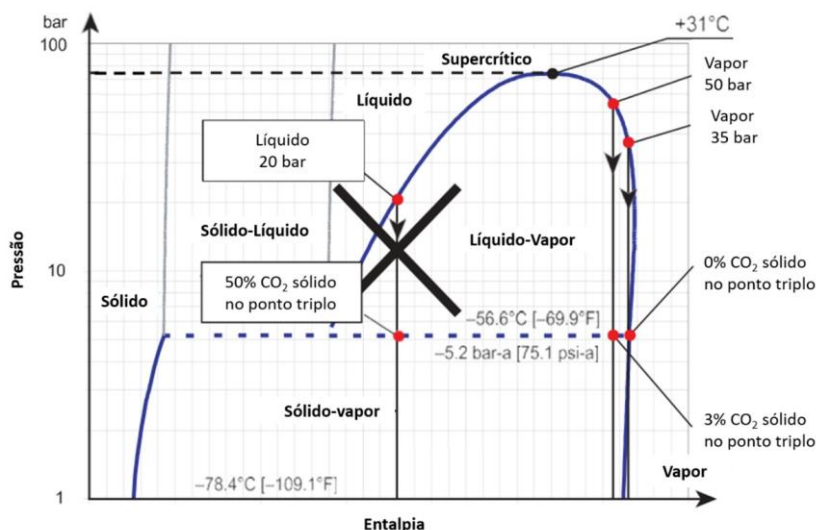


Figura 22 – Mudanças de fase no disparo de uma válvula de segurança (Adaptado) [34]

### 2.5.3.5 MEDIDAS DE MELHORIA NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

#### 2.5.3.5.1 COMPRESSOR EM PARALELO

O *flash gas*, resultante da expansão do dióxido de carbono na válvula de alta pressão, é removido do depósito pela válvula de *flash gas*, que expande o fluido desde a pressão intermédia até a aspiração dos compressores de média temperatura de forma a ser comprimido até à alta pressão. Esta descompressão e recompressão do fluido cria ineficiências no sistema.

A instalação de um compressor em paralelo com a válvula de *flash gas* (ver Figura 23, CP – compressor em paralelo), permite comprimir o gás diretamente da pressão intermédia para a alta pressão. Uma vez que a razão de pressão é menor, o trabalho de compressão é reduzido, e o COP da instalação aumenta (ver Figura 24) [39].

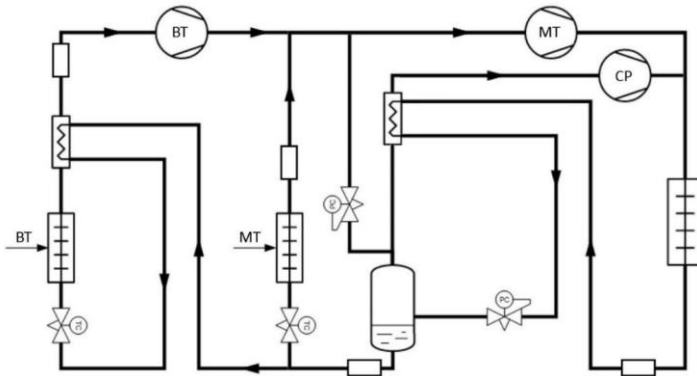
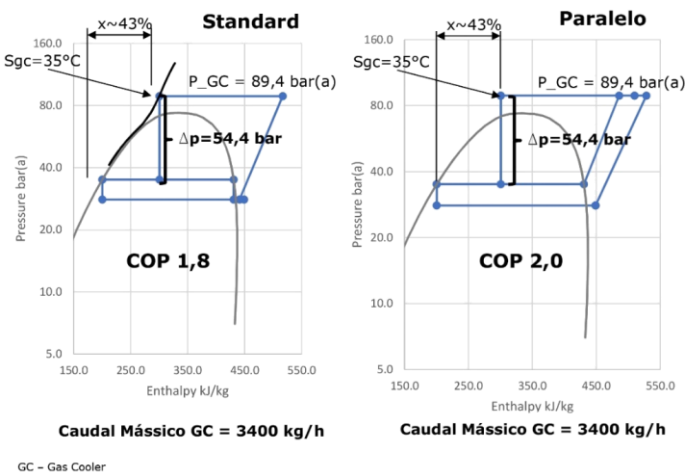


Figura 23 – Diagrama P&ID de um sistema *booster* com compressor em paralelo (Adaptado) [1]



GC – Gas Cooler

Figura 24 – Diagrama P-h de um sistema *booster* com compressor em paralelo [40]

Dependendo da magnitude do caudal de gás que sai do reservatório, este é direcionado ou para o compressor em paralelo ou para a válvula de *flash gas*. No Inverno (numa operação subcrítica), havendo um caudal muito menor de *flash gas*, dificilmente se alcança o caudal mínimo de operação do compressor em paralelo e, portanto, o sistema troca o modo de operação para *flash gas bypass*. O contrário acontece para temperaturas exteriores altas, já que no Verão é de esperar um caudal muito maior de gás instantâneo e que o limite da capacidade da válvula de *flash gas* seja ultrapassado, portanto, o modo de operação muda para compressão em paralelo (ver Figura 25) [39, 41].

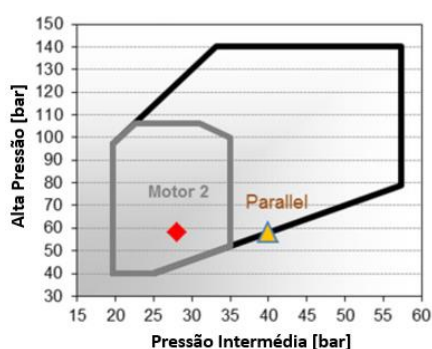


Figura 25 – Limites da aplicação do compressor em paralelo (Adaptado) [41]

A compressão em paralelo é assim uma das primeiras inovações introduzidas no mercado de forma a tornar competitiva a tecnologia de CO<sub>2</sub> transcrito em climas mais quentes, como é o caso dos países do Sul da Europa. Esta configuração permite diminuir a energia consumida, como também diminui o volume de fluido varrido, permitindo a utilização de compressores de menor dimensão [37].

#### 2.5.3.5.2 EJETOR DE ALTA PRESSÃO

Além das tecnologias já mencionadas, outras têm vindo a ser desenvolvidas de forma a melhorar ainda mais a eficiência dos sistemas de CO<sub>2</sub> transcritos, sendo na aplicação de ejetores onde se tem apostado mais no desenvolvimento e pesquisa nos últimos anos [31].

O uso de ejetores aumenta consideravelmente a eficiência dos sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcritos em regiões com climas quentes. O princípio de funcionamento básico de um ejetor de alta pressão será explicado de seguida [31].

Na Figura 26 está representado um ejetor. O CO<sub>2</sub> sai do *gas cooler*, entrando na boquilha onde se produz a expansão do fluido. Na saída da garganta, a velocidade é muito alta (aproximadamente 300 m/s), provocando uma diminuição da pressão. De forma mecânica, parte do gás da aspiração MT é aspirado. De seguida, os dois gases encontram-se na câmara de mistura, onde a pressão é superior à pressão na saída da

boquilha, devido à mistura com o gás procedente da alta pressão. Após esta mistura, o fluido entra no difusor e a sua velocidade diminui, resultado da geometria do difusor que facilita a conversão da energia cinética (velocidade) em energia potencial (pressão), produzindo-se uma pré-compressão do gás. O resultado deste processo segue para o depósito onde o líquido prossegue para os evaporadores e o vapor para o compressor em paralelo (ver Figura 27). A aplicação de ejetores faz com que, aproximadamente 75% do trabalho de compressão seja realizado pelo compressor em paralelo, reduzindo as razões de compressão e aumentando, conseqüentemente, a eficiência sistema[40, 42].

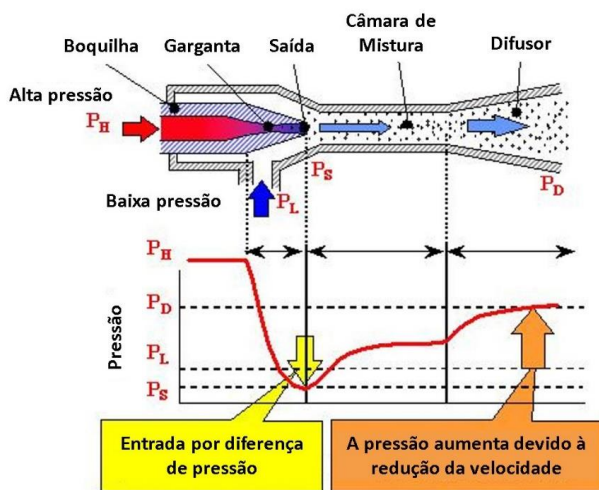


Figura 26 – Representação do funcionamento de um ejetor de alta pressão (Adaptado) [40]

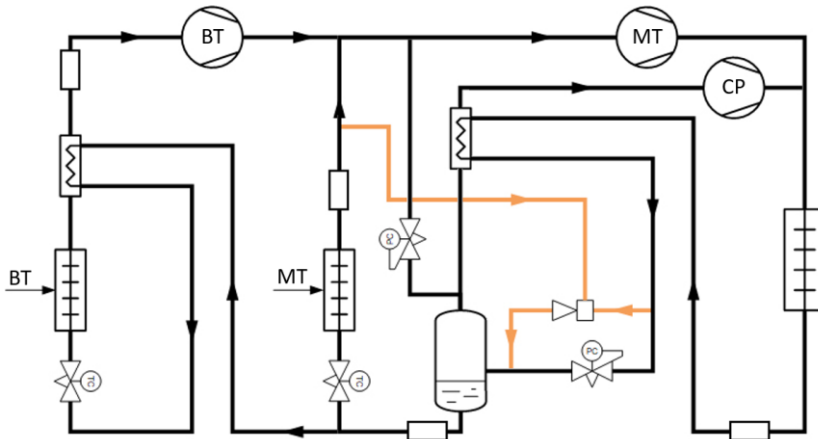


Figura 27 - Diagrama P&ID de sistema booster com compressor em paralelo e ejetor de alta pressão (Adaptado) [1]

### 2.5.3.5.3 RECUPERAÇÃO DE CALOR

Ao utilizar o dióxido de carbono como fluido frigorígeno torna-se atrativo investir na recuperação de calor devido às altas temperaturas de descarga dos compressores de MT (normalmente entre os 100 e os 120°C) e aos elevados valores de entalpia deste fluido quando comparado com frigorígenos tradicionais como os HFCs. Isto significa que uma maior percentagem do calor rejeitado pode ser recuperada, ou dito de outra forma, que o calor pode ser recuperado com maior eficiência do que com outros frigorígenos [43]

No entanto, no Inverno, o calor rejeitado é muito menor que no Verão, pois, para baixas temperaturas ambiente, o fluido opera no estado subcrítico.

Na prática, mesmo no Inverno, a temperatura de descarga dos compressores de MT está tipicamente acima dos 55°C, sendo possível recuperar algum calor (ver Figura 28) para o aquecimento de águas sanitárias [43].

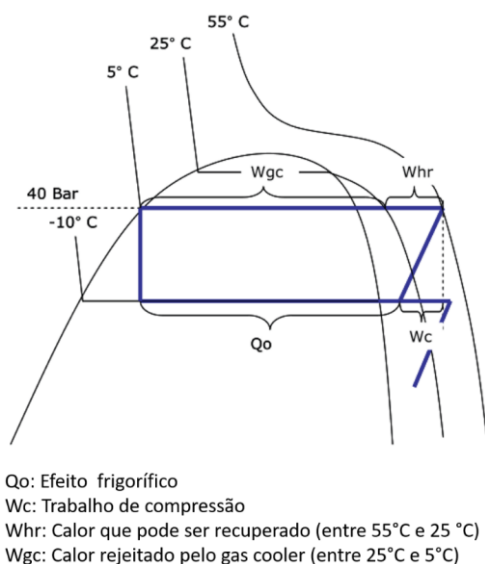
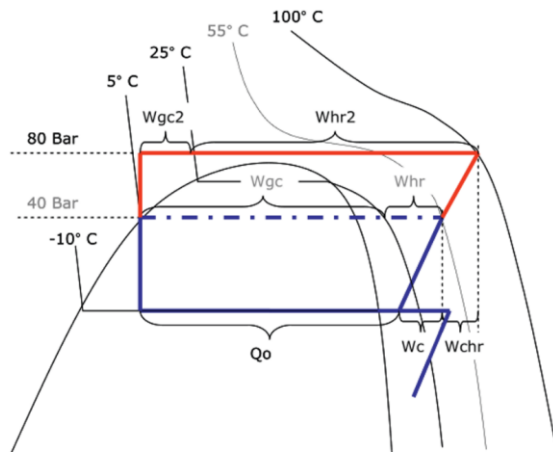


Figura 28 – Sistema transcrito *booster* a trabalhar em condições de Inverno (ciclo subcrítico) [43]

É possível ainda aproveitar este calor para o aquecimento de espaços. Neste caso, o controlador da central possui um algoritmo que, face a uma maior necessidade de calor, aumenta a pressão no *gas cooler*, (resultando num aumento do trabalho de compressão). Esta opção poderá continuar a ser atrativa, mesmo com a diminuição do COP, já que este aumento ligeiro do trabalho de compressão permite recuperar cerca de 80% do calor (ver Figura 29) [43].

Concluindo, a recuperação de calor poderá não melhorar o COP do ciclo frigorífico. No entanto, a sua implementação torna o edifício, onde o sistema de refrigeração se encontra, mais eficiente energeticamente.



Qo: Efeito frigorífico  
 Wc: Trabalho de compressão  
 Whr: Calor que pode ser recuperado (entre 55°C e 25 °C)  
 Wgc: Calor rejeitado pelo gas cooler (entre 25°C e 5°C)

Figura 29 – Aumento da pressão no *gas cooler* até 80 bar (ciclo transcrito) [43]

### 2.5.3.6 SOBREPRESSÃO EM PARAGENS TEMPORÁRIAS

Para a maior parte dos sistemas de refrigeração, estes podem ser parados sem correr riscos de sobrepessão de tal ordem, que as pressões ultrapassem o limite máximo da pressão operativa dos seus componentes. O contrário já não é possível com o CO<sub>2</sub>.

Em situações de paragem controladas, ou não, do sistema de refrigeração, a válvula transcrito de alta pressão, de *flash gas* e as válvulas de expansão de BT e MT fecham. O sistema fica seccionado em quatro partes, representadas por quatro cores na Figura 30: vermelho – alta pressão; verde – pressão intermédia; azul-escuro – média pressão e azul-claro – baixa pressão.

É na pressão intermédia, mais precisamente, no reservatório, que se encontra a maior carga de CO<sub>2</sub> do sistema. Devido ao seccionamento das válvulas acima mencionadas, irá ocorrer um aumento de pressão isocórica, devido à absorção de calor do exterior.

Graças ao coeficiente de expansão térmica, propriedade que exprime a mudança de volume de uma substância para uma dada variação de temperatura, do CO<sub>2</sub> ser superior ao de outros frigorigéneos (ver Figura 31), este aumento de pressão ocorre com uma velocidade elevada, podendo em último caso, levar ao disparo das válvulas de segurança e ao conseqüente à perda total de carga de CO<sub>2</sub> do depósito.

De forma a evitar esta situação, podem ser implementados alguns sistemas auxiliares que permitam uma redução da temperatura no depósito e, assim, manter a pressão em níveis aceitáveis. Isto poderá passar por colocar um outro depósito que servirá de vaso de expansão, entre outras [29]. Um melhor isolamento do depósito reduz a taxa de absorção de calor do CO<sub>2</sub>, desacelerando o aumento de pressão que ocorre dentro do depósito.

A solução mais comum é a instalação de uma pequena unidade condensadora, ativada quando a pressão no reservatório ultrapassa um certo valor (ver Figura 32).

A eficiência desta solução e de outras alternativas serão analisadas posteriormente.

**Comentado [SCR7]:** isto não reduz a pressão do depósito; quanto muito reduz a taxa de absorção de calor...

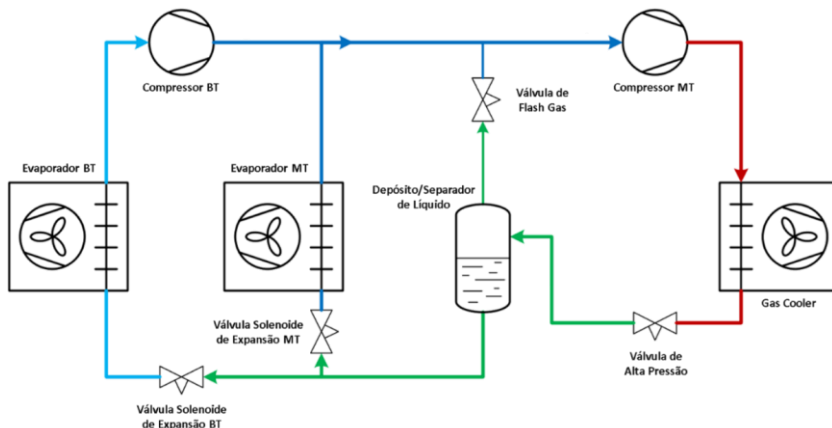


Figura 30 – Seccionamento do sistema de refrigeração aquando a sua paragem (Adaptado) [34]

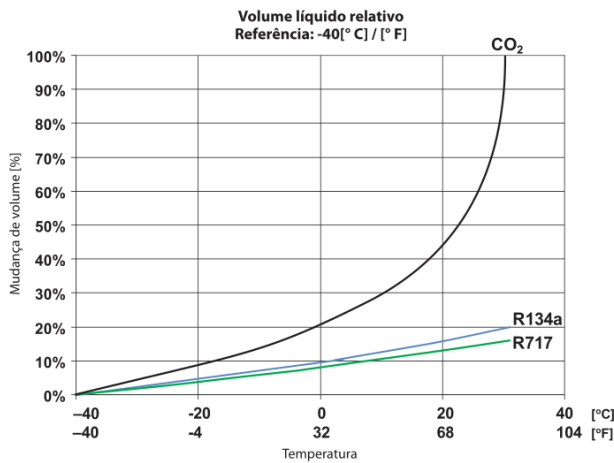


Figura 31 – Variação de volume líquido em relação a três fluidos frigoríficos [34]

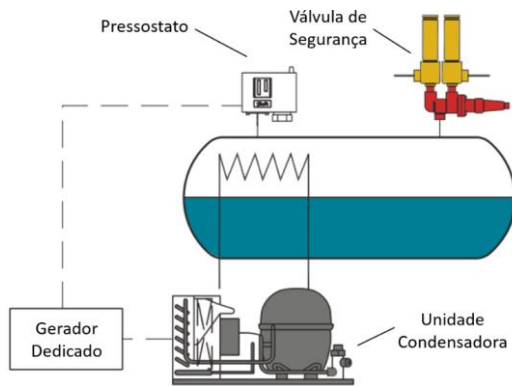


Figura 32 – Desenho esquemático do grupo de emergência (Adaptado) [34]

# DESENVOLVIMENTO

3.1 IMPORTÂNCIA DA PROTEÇÃO DA LINHA DE LÍQUIDO

3.2 GRUPO DE EMERGÊNCIA

3.3 EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA/PRESSÃO NA ZONA DE  
PRESSÃO INTERMÉDIA



### 3 DESENVOLVIMENTO

#### 3.1 IMPORTÂNCIA DA PROTEÇÃO DA ZONA DE PRESSÃO INTERMÉDIA

A carga de fluido frigorígeno de uma central frigorífica transcritical encontra-se em vários estados dependendo da temperatura e pressão a que esta está sujeita.

As pressões máximas, tanto durante operação normal do sistema frigorífico ou em situações de paragens temporárias, são impostas pelas válvulas de segurança colocadas nas linhas de vapor dos vários níveis de pressão (ver Figura 33): no nível de baixa pressão são colocadas válvulas de segurança com disparo a 30 bar; no nível de média pressão são colocadas válvulas de segurança, cujo disparo dá-se a 52 bar; na pressão intermédia são colocadas válvulas de segurança, cujo disparo dá-se a 60 bar, no topo do depósito; e por fim, na alta pressão são colocadas válvulas com o seu disparo a 120 bar.

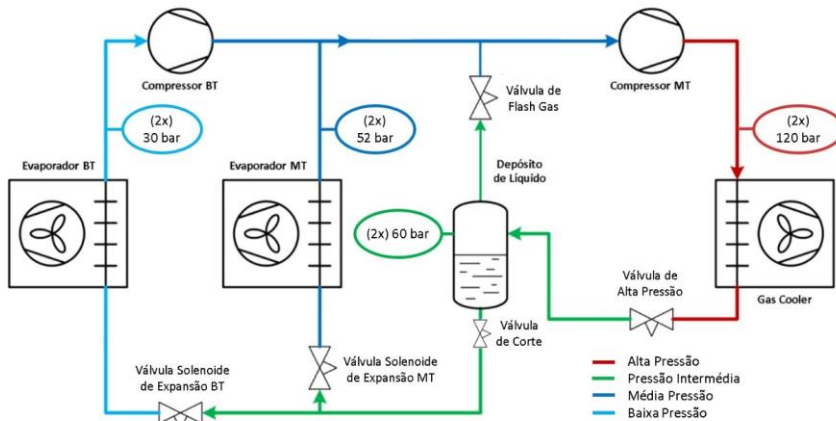


Figura 33 – Esquema da localização das válvulas de segurança

Havendo uma paragem controlada ou não controlada, a zona de alta pressão não necessita de nenhum mecanismo de proteção (por exemplo, uma unidade condensadora de emergência) devido às temperaturas nesta zona serem superiores à temperatura ambiente, logo não existe um aumento de pressão, mas sim uma diminuição, devido à transferência de calor se realizar do CO<sub>2</sub> aí contido para o ar ambiente.

O contrário já não acontece nas restantes linhas dos restantes níveis de pressão da central: pressão intermédia, média pressão e baixa pressão.

De forma a se perceber qual ou quais destas zonas de pressão/linhas são mais importantes proteger de forma a evitar sobrepressões, cuja a resultante perda de carga de dióxido de carbono devido ao disparo das válvulas de segurança comporta perigos para a segurança, tema já abordado no Capítulo 2.4.1.2, procedeu-se a uma análise da carga de CO<sub>2</sub> (kg) que se encontra em cada uma destas zonas numa instalação real que serviu de caso de estudo.

A massa de CO<sub>2</sub> presente nas linhas de líquido e nas linhas de aspiração é dada pela seguinte equação:

$$m = \frac{V}{v} \quad (1)$$

onde,

$m$  – Carga de fluido frigorigéneo [kg]

$V$  – Volume [m<sup>3</sup>]

$v$  – Volume específico [m<sup>3</sup>/kg]

Os valores da carga de dióxido de carbono presente em cada estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores obtidos da carga de CO<sub>2</sub> nas linhas de líquido e de aspiração

Linha de Líquido [kg]	Linha de Aspiração + [kg]	Linha de Aspiração – [kg]
79,1	1,7	4,0

É também importante analisar a carga total que se encontra no depósito de líquido. A pressão intermédia, zona de pressão onde este se encontra, é normalmente mantida nos 38 bar (3,3°C). Na Tabela 2 estão presentes os valores de carga total de CO<sub>2</sub> para o depósito de 150 L da central transcritical do caso de estudo para situações onde 50% e 80% do volume do depósito é ocupado pela fase líquida.

Tabela 2 – Valores obtidos da carga total de CO<sub>2</sub> no depósito para níveis de líquido diferentes

50% de Líquido [kg]	80% de Líquido [kg]
40,3	112,4

Verifica-se que, mesmo não analisando o nível de carga nos evaporadores e na zona de alta pressão, a maior parte da carga de CO<sub>2</sub> encontra-se na zona de pressão intermédia,

zona que engloba a linha de líquido e o depósito. No caso de estudo, para um nível de 80% de líquido no depósito, a carga de fluido frigorífero seria quase de 200 kg.

Devido à maior parte da carga do dióxido de carbono se encontrar na zona de pressão intermédia, esta reveste-se de uma necessidade acentuada de proteção e evitar os disparos das válvulas de segurança aquando paragens controladas ou não controladas.

Nos próximos capítulos irão ser abordados algumas maneiras de controlar a sobrepressão que ocorre durante as paragens da central transcritical e, portanto, poder-se evitar perdas de carga de CO<sub>2</sub>.

### 3.1.1 AUMENTO DA PRESSÃO OPERATIVA MÁXIMA ADMISSÍVEL

A zona de pressão intermédia pode ser isolada através do fecho da válvula de *flash gas*, da válvula de alta pressão e das válvulas de expansão que se encontram a montante dos evaporadores de MT e BT (ver Figura 33). As válvulas de segurança nesta zona por norma têm o seu disparo calibrado para 60 bar.

É importante verificar que a zona de pressão intermédia se divide em duas partes: a secção da central transcritical, que engloba o depósito, e a secção da linha de líquido. Estas duas partes encontram-se separadas por uma válvula de corte, como se pode verificar na Figura 33.

Esta separação decorre da necessidade de, porventura, se isolar uma destas partes para, por exemplo, intervir na linha de líquido, fazendo com que a carga de CO<sub>2</sub> fique circunscrita apenas ao depósito.

De acordo com a literatura, no caso de um sistema fechado de volume constante e onde a massa não varia, a evolução da pressão desse sistema segue a linha isocórica (a do volume específico), como se pode verificar no exemplo da Figura 34[44].

Verifica-se que a inclinação das linhas isocóricas é maior nos patamares de pressão inferiores do que nos superiores, ou seja, à medida que a temperatura aumenta, presume-se que o aumento de pressão será progressivamente mais suave.

Neste sentido, é expectável que a passagem do aumento da pressão máxima admissível para 80 bar, ou seja, calibrar o disparo das válvulas de segurança para esta pressão, poderá evitar que isso aconteça ou, pelo menos, atrasar o momento de descarga do sistema.

Com recurso ao diagrama entalpia-pressão do dióxido de carbono (ver Figura 35), e seguindo as linhas isocóricas do mesmo, é possível obter as temperaturas alcançadas no disparo de válvulas de segurança a 60 ou 80 bar para diferentes níveis de líquido no depósito.

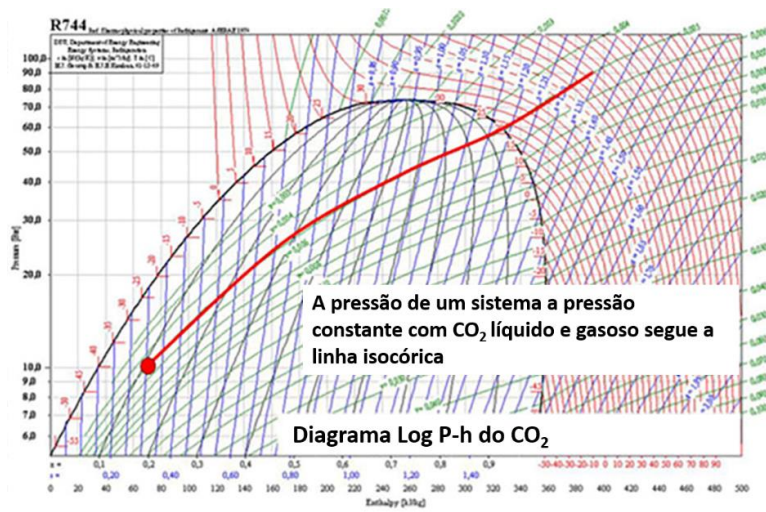


Figura 34 – Exemplo sistema a volume constante [44]

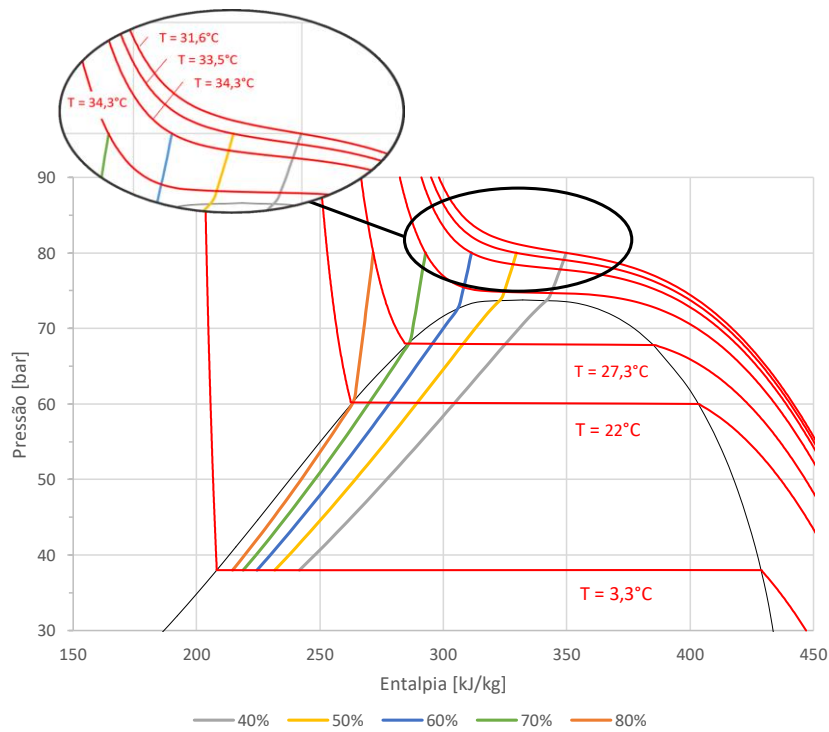


Figura 35 – Linhas isocóricas para diferentes níveis de líquido no depósito

Na Tabela 3 encontram-se os valores da temperatura quando a válvula de segurança dispara a 60 e 80 bar para diferentes níveis de líquido no depósito (volume).

Tabela 3 – Temperatura alcançada para uma pressão de disparo da válvula de segurança a 60 bar

Pressão	40% Líquido	50% Líquido	60% Líquido	70% Líquido	80% Líquido
60 bar	21,98°C	21,98°C	21,98°C	21,98°C	21,98°C
80 bar	34,92°C (+12,94°C)	34,33°C (+12,35°C)	33,53°C (+11,55°C)	31,56°C (+9,58°C)	27,29°C (+6,01°C)

Verifica-se que a partir de um nível de líquido no depósito de cerca de 75%, existe um aumento de pelo menos 10°C entre o disparo de uma válvula de segurança a 60 e 80 bar na zona de pressão intermédia.

Conclui-se que a passagem desta respetiva zona de pressão para uma pressão máxima admissível de 80 bar aportará vantagens no que diz respeito á diminuição de disparos das válvulas de segurança e consequente perdas de carga de fluido frigorigéneo. O não disparo das válvulas de segurança, implicará a não recarga do sistema com mais fluido frigorigéneo, anulando não só custos associados ao fluido frigorigéneo, como também à mão de obra inerente à tarefa de manutenção.

Esta opção poderá substituir a necessidade de colocar uma unidade de emergência se houver um controlo do nível de líquido e da temperatura na sala de máquinas e, no caso da sua instalação, aumentar a pressão de ativação do sistema de emergência e assim poupar em eletricidade.

A adaptação da zona de pressão intermédia para uma pressão máxima admissível superior implica a utilização de equipamentos capazes de suportar um regime de pressão superior, incrementando os custos da instalação. No sentido de analisar o impacto económico da adaptação de uma pressão máxima admissível de 60 bar para 80 bar, procedeu-se ao levantamento dos acessórios e equipamentos que necessitam de ser substituídos, fazendo-se também uma análise do custo da passagem da zona de pressão intermédia de 60 para 80 bar, de forma a compreender se esta opção seria viável para apresentar a um potencial cliente, tendo como base a instalação do caso de estudo.

Na Tabela 4 e Tabela 5 estão presentes os custos da solução de 60 bar e 80 bar, respetivamente, relativos apenas aos elementos tanto da central frigorífica como da instalação no supermercado que necessitam de ser substituídos de forma a respeitar uma pressão máxima admissível de 80 bar.

Tabela 4 – Custo para pressão máxima operativa de 60 bar

Descrição	Quantidade	Pressão Máxima	Preço
CENTRAL			
Permutador BT-Linha Líquido	1	60 bar	509,84 €
Filtro de Líquido	1	64 bar	380,10 €
Válvula Esfera 5/8"	2	60 bar	57,64 €
Válvula Retenção 1/2"	6	60 bar	54,91 €
INSTALAÇÃO			
Válvula Esfera 3/8"	40	60 bar	52,18 €
Válvula Esfera 1/2"	10	60 bar	52,56 €
Válvula Esfera 5/8"	4	60 bar	57,64 €
Válvula Retenção 3/8"	54	60 bar	50,08 €
Válvula Expansão	25		143,19 €
TOTAL			
			10 462,09 €

Tabela 5 – Custo para pressão máxima operativa de 80 bar

Descrição	Quantidade	Pressão Máxima	Preço
<b>CENTRAL</b>			
Permutador BT-Linha Líquido	1	80 bar	484,54 €
Filtro de Líquido	1	140 bar	1094,15 €
Válvula Esfera 5/8"	2	80 bar	58,50 €
Válvula Retenção 1/2"	6	80 bar	52,44 €
<b>INSTALAÇÃO</b>			
Válvula Esfera 3/8"	39	80 bar	55,20 €
Válvula Esfera 1/2"	9	80 bar	55,20 €
Válvula Esfera 5/8"	4	80 bar	58,50 €
Válvula Retenção 3/8"	26	80 bar	52,22 €
Válvula Expansão	25	90 bar	162,17 €
<b>TOTAL</b>			
<b>11835,46 € (+ 1373,37 €)</b>			

Verifica-se que a solução de 80 bar é cerca de 1400 € mais cara. Ora, no plano geral de um projeto da envergadura de uma instalação frigorífica numa superfície comercial já de alguma dimensão, este valor não é significativo, daí ser uma boa solução, tanto do ponto vista da engenharia, como também comercial.

Na Figura 36 está apresentada a composição do custo dos elementos necessários substituir da solução de 60 bar em comparação com a da 80 bar. Verifica-se que é o custo do filtro que compõe a maior parte do sobrecusto. Assim sendo, é aconselhável encontrar outras soluções de outros fornecedores para ainda diminuir o sobrecusto da solução proposta (80 bar).

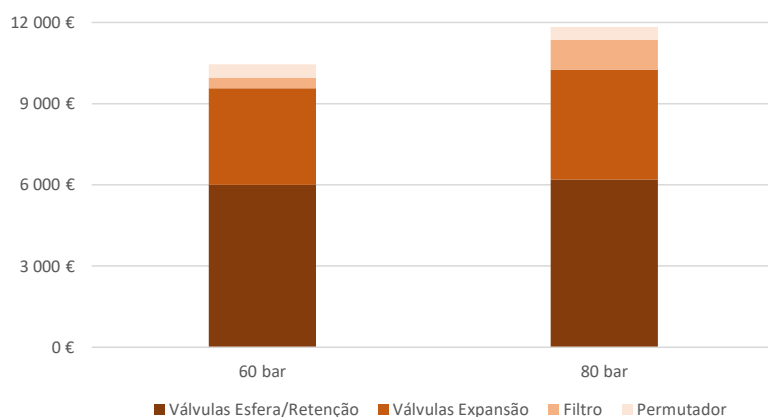


Figura 36 – Comparação da composição dos custos das duas soluções 60 bar e 80 bar

### 3.2 GRUPO DE EMERGÊNCIA

Verificou-se no capítulo anterior que a não descarga do sistema devido à adaptação da zona de pressão intermédia a um regime de pressão depende do nível de líquido no depósito.

De forma a anular o problema na sua totalidade, poderá ser necessária à implementação de uma unidade de emergência de expansão indireta ligada ao depósito de líquido a partir de um permutador de forma a baixar a temperatura e, conseqüentemente, reduzir a pressão.

As condições de funcionamento da unidade de emergência são as seguintes:

- Capacidade frigorífica: 0,8 kW (valor padrão)
- Temperatura de evaporação:  $-5^{\circ}\text{C}$
- Sobreaquecimento útil:  $5^{\circ}\text{C}$
- Temperatura ambiente:  $35^{\circ}\text{C}$
- Subarrefecimento:  $2^{\circ}\text{C}$

Por norma, estas unidades funcionam a R134a, um fluido frigorígeno muito comum. No entanto, irá também ser abordada um opção a R290, devido às suas boas propriedades termodinâmicas, como também às suas propriedades de menor impacto no meio ambiente.

Os três elementos mais importantes do grupo de emergência são: a unidade condensadora, a válvula de expansão e o permutador de placas.

Na Figura 4 está representado o sistema de emergência composto pela unidade condensadora, a válvula de expansão termostática e o permutador de placas.

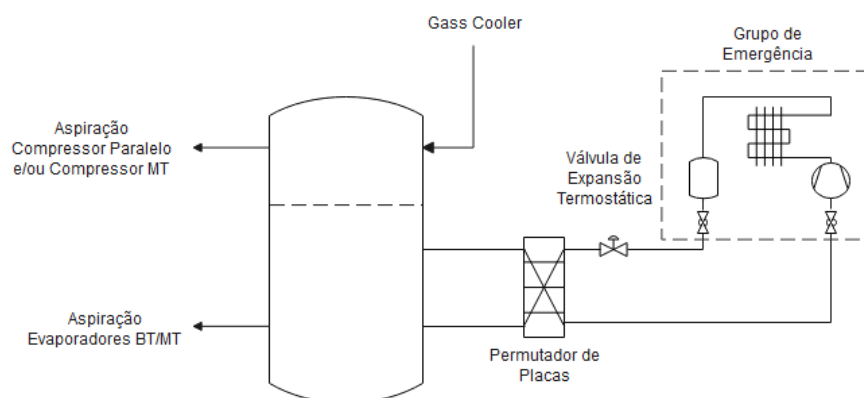


Figura 37 – Representação esquemática da unidade de emergência

### 3.2.1 SELEÇÃO VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

O critério de carga considerado e também recomendado pelo fabricante para a seleção é de 80% da capacidade nominal da válvula, de forma a que esta possa compensar flutuações de carga que possam eventualmente existir.

Desta forma, com recurso ao software de seleção de componentes da Danfoss (Cool Selector 2) [1], foi selecionada uma válvula de expansão termostática para R290a e para R134a, considerando-se que a perda de carga no evaporador é desprezável.

Nas Figura 38 e Figura 39 estão representadas as curvas de desempenho das duas válvulas selecionadas.

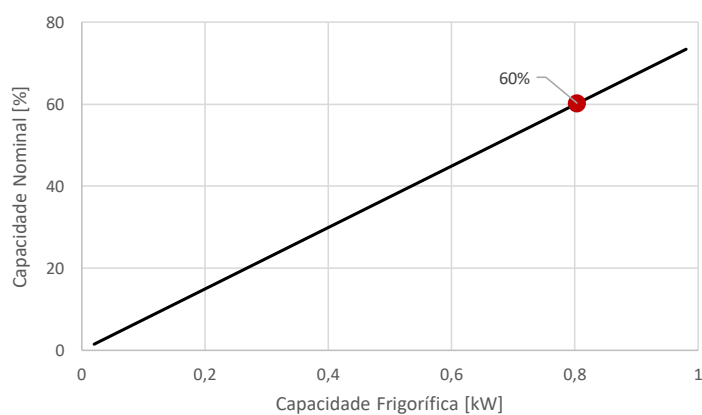


Figura 38 – Curva de desempenho da válvula TD1-1 (R290)

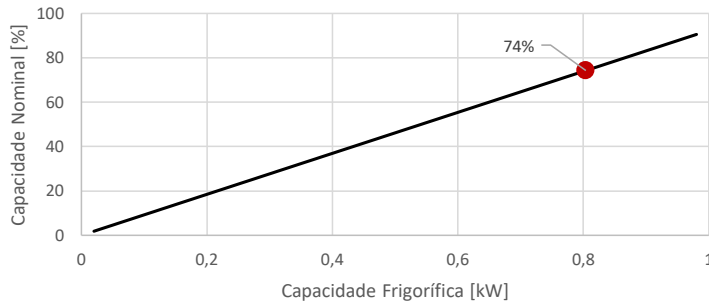


Figura 39 – Curva de desempenho T2-0 (R134a)

Verifica-se que a válvula de expansão tem uma abertura no sistema de R290 e R134 de 60% e 74%, respetivamente, ambas abaixo do critério de seleção de 80%.

### 3.2.2 SELEÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA

Foram selecionadas duas unidades condensadoras de acordo com as condições de funcionamento anteriormente enunciadas para um sistema a R290 (Modelo: OP-MCNC009NYA10G) e outro a R134a (Modelo: OP-MCGC015SCA01G).

A partir do software de seleção de componentes da Danfoss (Cool Selector 2) foram obtidos os valores de entalpia, pressão e temperatura (ver Tabela 6 e Tabela 7) para os pontos representados no diagrama da Figura 40.

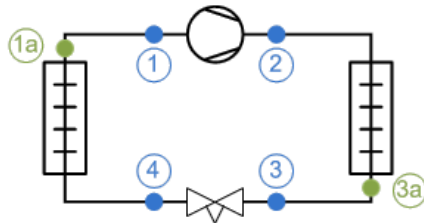


Figura 40 – Representação do sistema de refrigeração (Unidade de Emergência) [1]

Tabela 6 – Propriedades do R290

Ponto	Descrição	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]
1	Aspiração do compressor	0,0	4,06	577,7
2	Descarga do compressor	70,0	15,66	673,5
3	Saída do condensador	43,9	15,66	318,6
4	Entrada do evaporador	-5,0	4,06	318,6

Tabela 7 – Propriedades do R134a

Ponto	Descrição	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]
1	Aspiração do compressor	0,0	2,43	400,0
2	Descarga do compressor	84,6	12,87	464,8
3	Saída do condensador	47,1	12,87	268,0
4	Entrada do evaporador	-5,0	2,43	268,0

Através do software de seleção de componentes sabe-se que as potências frigoríficas para as unidades condensadores a R290 e R134a para as condições de funcionamento já enunciados são 829 W e 775 W, respetivamente.

O caudal de fluido frigorigéneo da instalação em estudo é dada pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \dot{Q}_{\text{evaporador}} / \Delta h \quad (2)$$

onde,

$\dot{m}$  – Caudal mássico [kg/s]

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$  – Potência frigorífica [kW]

$h$  – Entalpia [kJ/kg]

A potência de compressão é dada pela seguinte equação:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (3)$$

onde,

$\dot{W}$  – Potência de compressão [kW]

O COP, por sua vez, é dado pela seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{W}} \quad (4)$$

Os valores calculados do caudal mássico, da potência de compressão e do COP estão presentes na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores Calculados de caudal mássico, potência de compressão e COP

Fluido Frigorigéneo	$\dot{Q}$ [W]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{W}$ [W]	COP
R290	829	11,12	396	2,09
R134	775	21,82	531	1,46

Na Figura 41 está representada graficamente a relação do COP com a temperatura ambiente para uma temperatura de evaporação fixa de  $-5^{\circ}\text{C}$ . Os valores foram retirados a partir de simulações no software Cool Selector 2.

Verifica-se que a unidade condensadora de R290 apresenta um COP superior, quando comparado com o R134a, para as mesmas gamas de temperatura ambiente, ou seja, a unidade condensadora a R290 aporta uma melhor eficiência energética à unidade de emergência.

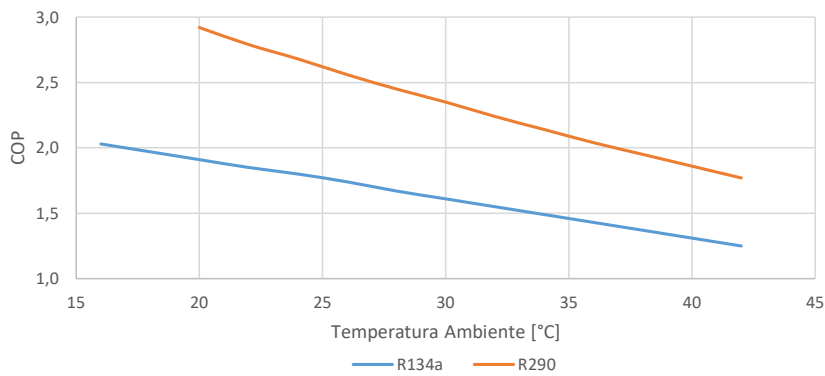


Figura 41 – Relação do COP com a temperatura ambiente para uma temperatura de evaporação de  $-5^{\circ}\text{C}$

De forma a avaliar o impacto no meio ambiente da unidade de emergência funcionar com uma unidade condensadora a R134a ou R290, foi calculado o TEWI correspondente.

O valor de TEWI é dado pela seguinte equação:

$$TEWI = GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - a_{rec}) + (n \cdot E_{anual} \cdot \beta) \quad (5)$$

onde,

$L$  – Perdas de fluido frigorigéneo num ano [kg/ano]

$n$  – Tempo de operação do sistema [anos]

$m$  – Carga de fluido frigorigéneo [kg]

$a_{rec}$  – Fator de recuperação (entre 0 e 1)

$E_{anual}$  – Consumo energético [kWh/ano]

$\beta$  – Fator de emissões indiretas [ $\text{kg}_{\text{eq-CO}_2}/\text{kWh}$ ]

Na Tabela 9 estão presentes os valores das variáveis para o cálculo do TEWI.

Tabela 9 – Valores das variáveis envolvidas no cálculo do TEWI

Fluido	GWP [-]	L <sup>*1</sup> [kg/ano]	n [anos]	m [kg]	a <sub>rec</sub> <sup>*2</sup> [-]	E <sub>anual</sub> <sup>*3</sup> [kWh/ano]	β <sup>*4</sup> [kg <sub>eq-CO2</sub> /kWh]
R290	3	0,5	10	0,92	0,7	47,52	0,457
R134	1430	0,5	10	2,23	0,7	63,72	0,457

\*1 – [45]

\*2 – [46]

\*3 – Considerou-se que a unidade de emergência funciona apenas 10 horas cada mês, ou seja, 120 horas por ano

\*4 – [47]

Na Tabela 10 estão presentes os valores calculados de TEWI da unidade de emergência com R290 e R134a.

Tabela 10 – Valores calculados de TEWI

TEWI - R290	TEWI - R134a
221 kg <sub>eq-CO2</sub>	3319 kg <sub>eq-CO2</sub>

Na Figura 42 encontra-se a representação gráfica das componentes do TEWI de impacto direto e indireto.

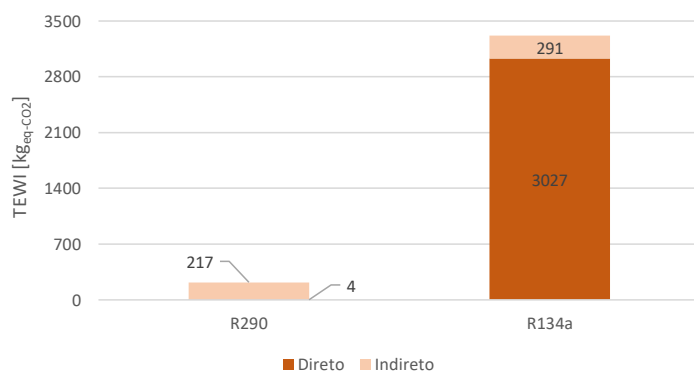


Figura 42 – Componentes do TEWI de impacto direto e indireto

Verifica-se que a unidade de emergência a R134a tem um impacto no aquecimento global muito superior quando comparado com o R290, verificando-se também que essa discrepância está relacionada com o impacto direto do fluido frigorigéneo ao longo do tempo de vida do equipamento e não na componente indireta do impacto das emissões de CO<sub>2</sub> relacionadas na produção de energia para operar este mesmo.

### 3.2.2.1 IMPLICAÇÕES NA INSTALAÇÃO DE UMA UNIDADE CONDENSADORA A R290

O R290 sendo um fluido frigorífero da classe A3, ou seja, um fluido de baixa toxicidade e alta inflamabilidade, tem certas limitações ou alguns aspetos que devem ser acautelados na sua manipulação devido a esta sua última característica.

Um dos aspetos mais importantes de averiguar é a carga máxima de fluido frigorífero, especialmente nos do tipo A3, devido à sua alta inflamabilidade, estando os limites de carga especificados na norma EN 378-1 [48].

De acordo com o Anexo C desta mesma norma, é considerado como limite de carga o valor mais baixo entre:

- A carga limite para o sistema frigorífico baseado na toxicidade;
- A carga limite para o sistema frigorífico baseado na inflamabilidade.

A unidade de emergência, de acordo com as definições da norma, é considerada um sistema frigorífico de Classe III (sistema localizado numa sala de máquinas) e com uma categoria de acesso “c” (acesso autorizado) e, portanto, a norma EN 378-1 dita que não existem restrições à carga neste caso.

### 3.2.3 ANÁLISE DE CUSTOS

Será importante também perceber quais são os custos de uma unidade de emergência a R290 e R134a, de forma a perceber-se se a solução com menor impacto no ambiente e com melhor eficiência energética é também competitiva comercialmente.

Na Tabela 11 e Tabela 12 encontram-se os custos associados às unidades de emergência a R134a e a R290, respetivamente.

Tabela 11 – Custo dos componentes de uma unidade de emergência a R134a

Descrição	Quantidade	Preço
Permutador de Placas	1	418,24 €
Unidade Condensadora	1	379,00 €
Válvula de Expansão Termostática	1	187,70 €
Pressostato	1	165,24 €
Tubagens e outros acessórios	-	127,59 €
<b>Total</b>		
<b>1277,77 €</b>		

Tabela 12 – Custo dos componentes de uma unidade de emergência a R290

Descrição	Quantidade	Preço
Permutador de Placas	1	403,80 €
Unidade Condensadora (Pressostato incluído)	1	400,00 €
Válvula de Expansão Termostática	1	138,50 €
Tubagens e outros acessórios	-	104,70 €
<b>Total</b>		
1047,00 € (- 230,77 €)		

Verifica-se que a nível do custo, uma unidade de emergência a R290 tem um custo semelhante a uma unidade a R134a, sendo esta última cerca de 200 € mais cara. Deste modo, a solução do R290 é mais atrativa comercialmente e aporta um menor impacto no meio ambiente.

### 3.3 EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA/PRESSÃO NA ZONA DE PRESSÃO INTERMÉDIA

De forma a averiguar o impacto e os benefícios do isolamento térmico do depósito e das linhas de líquido, como também a aplicação de uma unidade de emergência, é necessário estudar a influência destes na transferência de calor e, portanto, nas consequentes variações de temperatura e pressão.

Desta forma, desenvolveu-se um modelo matemático que permitisse observar as variações de pressão e temperatura ao longo do tempo na zona de pressão intermédia aquando de uma paragem da central transcrítica.

A zona de pressão intermédia, como já foi explicado anteriormente, é composta principalmente por duas partes: o depósito e o conjunto das linhas de líquido.

Neste estudo foram usadas as seguintes considerações:

- Sistema fechado, volume e massa constante;
- Transferência de calor por condução cilíndrica unidimensional no depósito de líquido (ignoraram-se os tampos) e nas tubagens (apenas nas linhas de líquido);
- Temperatura ambiente constante de 35°C;
- Temperatura inicial do CO<sub>2</sub> de 3,3°C (temperatura de saturação que corresponde à pressão intermédia de 38 bar no depósito);
- Considerou-se um valor de  $c_v$  do dióxido de carbono médio;
- A pressão de ativação da unidade de emergência dá-se aos 43 bar;

- (g) Considerou-se que a temperatura do CO<sub>2</sub> dentro do depósito/tubagens é igual à temperatura da parede interior, ou seja, a resistência térmica de convecção do CO<sub>2</sub> é nula;
- (h) Potência da unidade condensadora de 800 W.

A transferência de calor global num sistema fechado (massa e volume constante) é obtida através de,

$$\dot{Q}_{total} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (6)$$

onde,

$\dot{Q}_{total}$  – Potência calorífica total [W]

$m$  – Caudal mássico [kg]

$c_v$  – Calor específico a volume constante [J/kg·K]

$T$  – Temperatura do CO<sub>2</sub> [°C]

$t$  – Tempo [s]

A transferência de calor nas tubagens e na virola do depósito é dada por,

$$\dot{Q}_{tubagem/depósito} = \frac{T_\infty - T}{\frac{\ln\left(\frac{r}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{aço} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{isol} \cdot L} + \frac{1}{h_{ar} \cdot A_e}} = \frac{T_\infty - T}{R_{tubagem/depósito}} \quad (7)$$

onde,

$A_e$  – Área da superfície exterior [m<sup>2</sup>]

$c_v$  – Calor específico a volume constante [J/kg·K]

$h_{ar}$  – Coeficiente de convecção do ar [W/m<sup>2</sup>·K]

$L$  – Comprimento [m]

$k_{aço}$  – Condutibilidade do aço-carbono [W/m·K]

$k_{isol}$  – Condutibilidade do isolamento [W/m·K]

$\dot{Q}_{tubagem/depósito}$  – Potência calorífica na tubagem/depósito [W]

$R$  – Resistência térmica [K/W]

$r$  – Raio da parede exterior do depósito/tubagem [m]

$r_i$  – Raio da parede interior do depósito/tubagem [m]

$r_e$  – Raio do isolamento [m]

$T_\infty$  – Temperatura ambiente [°C]

$T$  – Temperatura do  $\text{CO}_2$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]

O balanço energético do caso de estudo é dado por,

$$\dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{tubagens} + \dot{Q}_{depósito} - \dot{Q}_{UC} \quad (8)$$

onde,

$\dot{Q}_{tubagem}$  – Calor transferido para o dióxido de carbono numa tubagem [W]

$\dot{Q}_{total}$  – Potência calorífica total [W]

$\dot{Q}_{depósito}$  – Calor transferido para o dióxido de carbono no depósito [W]

$\dot{Q}_{UC}$  - Potência da unidade condensadora [W]

Substituindo na equação (8) as equações (6) e (7), obtém-se,

$$m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{T_{\infty} - T}{\sum R_{tubagens} + R_{depósito}} \dot{Q}_{UC} \quad (9)$$

Reorganizando a equação (9),

$$\frac{1}{\frac{T_{\infty}}{(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v} - \frac{T}{(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v} - \frac{\dot{Q}_{UC}}{m \cdot c_v}} dT = dt \quad (10)$$

Integrando a equação (10),

$$t = -(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v \cdot \ln \left( \frac{T_{\infty} - T}{(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v} - \frac{\dot{Q}_{UC}}{m \cdot c_v} \right) + C \quad (11)$$

Simplificando a equação (11), obtém-se,

$$T = \left( e^{\frac{t+C}{(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v} - \frac{\dot{Q}_{UC}}{m \cdot c_v}} \right) (\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v + T_{\infty} \quad (12)$$

Substituindo na equação (12) a consideração (c), a evolução da temperatura ao longo do tempo é dada por,

$$T = \left( e^{\frac{t+C}{(\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v} - \frac{\dot{Q}_{UC}}{m \cdot c_v}} \right) (\sum R_{tubagens} + R_{depósito})m \cdot c_v + 35 \quad (13)$$

Na Tabela 13 encontram-se apresentados os oito cenários considerados.

Tabela 13 – Cenários estudados

Cenário	1	2	3	4	5	6	7	8
Nível de Líquido	40%	80%	40%	80%	40%	80%	40%	80%
Tipo de Isolamento	AF-13 mm (depósito) AF-4 (tubagens)	AF-32 mm (depósito) AF-6 (tubagens)	AF-32 mm (depósito) AF-6 (tubagens)	AF-13 mm (depósito) AF-4 (tubagens)	AF-13 mm (depósito) AF-4 (tubagens)	AF-32 mm (depósito) AF-6 (tubagens)	AF-32 mm (depósito) AF-6 (tubagens)	AF-32 mm (depósito) AF-6 (tubagens)
Unidade Condensadora	Desativada	Desativada	Desativada	Desativada	Ativada	Ativada	Ativada	Ativada

Na Tabela 14 encontram-se os valores das variáveis da equação (13) pra cada um dos oito cenários.

Tabela 14 – Valores das variáveis para cada cenário

Cenário	$c_v$ [J/kg·K]	$m$ [kg]	$\sum R_{tubagens}$ [K/W]	$R_{depósito}$ [K/W]	$\dot{Q}_{UC}$ [W]
1	1027	143	43,66	4,10	0
2	940	191	43,66	4,10	0
3	1027	143	30,82	1,84	0
4	940	191	30,82	1,84	0
5	1027	143	43,66	4,10	800
6	940	191	43,66	4,10	800
7	1027	143	30,82	1,84	800
8	940	191	30,82	1,84	800

Na Figura 43 e Figura 44 estão representadas as evoluções da temperatura ao longo do tempo para níveis de líquido no depósito de 40% e 80%, respetivamente.

Na Figura 45 e Figura 46 estão representadas as evoluções da pressão ao longo do tempo para níveis de líquido no depósito de 40% e 80%, respetivamente. Os valores de pressão foram obtidos com recurso ao software EES (Engineering Equation Solver) a partir das temperaturas obtidas pela equação (13).

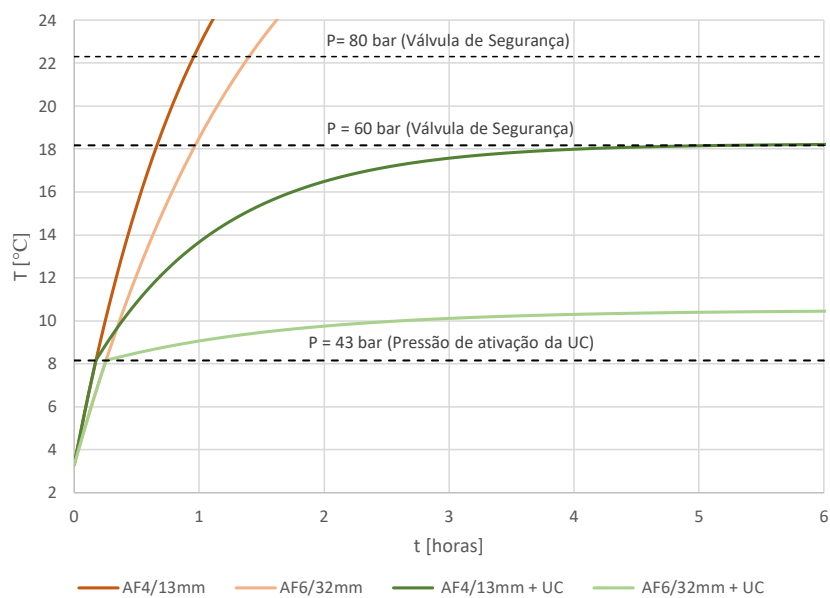


Figura 43 – Evolução da temperatura ao longo do tempo para um nível de líquido no depósito de 40%

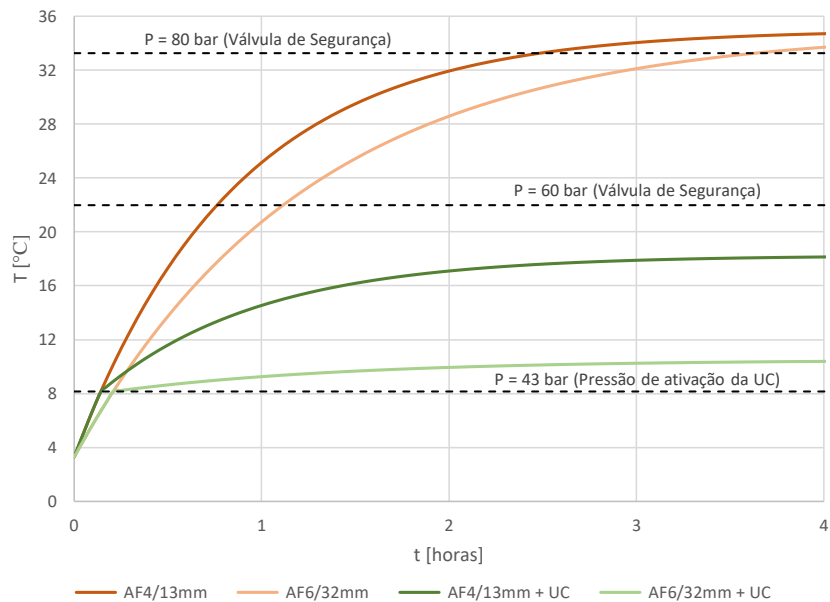


Figura 44 – Evolução da temperatura ao longo do tempo para um nível de líquido no depósito de 80%

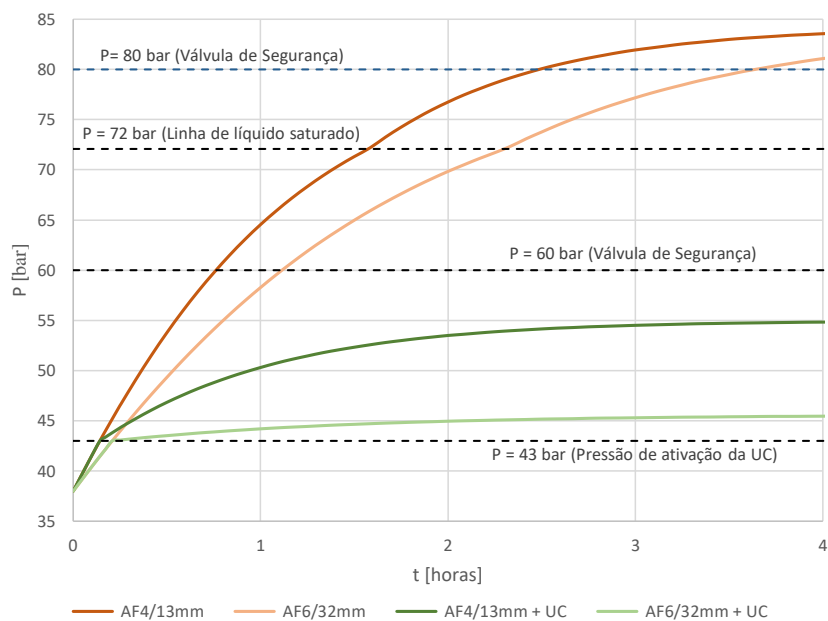


Figura 45 – Evolução da pressão ao longo do tempo para um nível de líquido no depósito de 40%

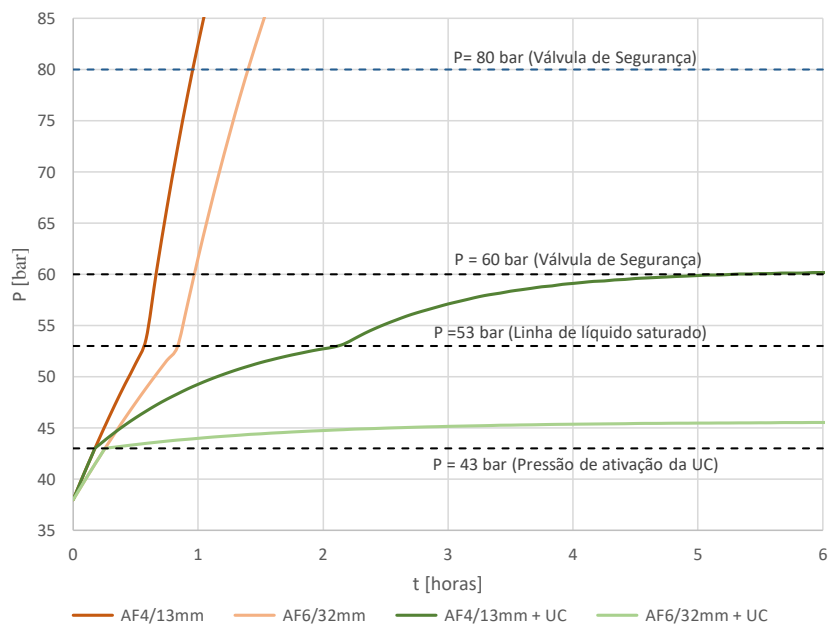


Figura 46 – Evolução da pressão ao longo do tempo para um nível de líquido no depósito de 80%

Verifica-se em primeiro lugar, na análise das representações gráficas da evolução da temperatura e da pressão, que o nível de líquido no depósito (volume) tem influência na taxa de transferência de calor, principalmente nos patamares superiores de temperatura e pressão, como se pode comprovar no disparo das válvulas de segurança calibradas a 80 bar que se dá muito mais tarde no caso de 40% de nível de líquido do que no caso de 80%.

Devido ao comportamento da função definida pela equação (13), verifica-se que a subida de temperatura é mais rápida inicialmente e que, à medida que se alcançam patamares de temperatura superiores, a temperatura do CO<sub>2</sub> converge, no caso da unidade condensadora não estar ativada, para uma temperatura de 35°C, que é a temperatura ambiente constante definida. Uma evolução semelhante acontece também paralelamente com a pressão.

Também se verifica que para espessuras superiores de isolamento térmico, o disparo das válvulas de segurança, principalmente no caso de estas estarem calibradas para 80 bar, é atrasado, sendo isto muito importante, tanto no caso de uma paragem controlada ou não, permitindo que as equipas de manutenção efetuem as suas tarefas em tempo útil, evitando a descarga do sistema.

Os benefícios da implementação de unidades de emergência pode ser verificada também, pois as pressões de disparo das válvulas de segurança são alcançadas muito mais tarde, quando comparando com os cenários onde as unidades condensadoras não estão ativadas. No caso da conjugação da implementação dos níveis de isolamento superiores e de uma unidade de emergência, o disparo de válvulas de segurança pode ser evitado completamente, como se pode verificar na Figura 45 e Figura 46.

Verifica-se também, que a solução de adaptação da zona de pressão intermédia para uma pressão máxima operativa de 80 bar, abordada no Capítulo 3.1.1, não anula completamente o problema das sobrepensões e consequentes perdas de carga, mas pode permitir, caso haja um controlo do nível de líquido no depósito, atrasar o disparo das válvulas, havendo um período de tempo suficientemente grande para as equipas de intervenção poderem efetuar as suas tarefas sem haver perdas de carga, como se pode verificar na Figura 45 para o cenário 3 (AF6-32mm sem UC).



# CONCLUSÕES

## 4.1 CONCLUSÕES

## 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS



## 4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 4.1 CONCLUSÕES

Devido ao recente crescimento no número de instalações de refrigeração a R744, existe cada vez mais uma maior necessidade de estudar este tipo de sistemas de forma a os dotar de equipamentos auxiliares e tecnologias adicionais que permitam desenvolver melhorias progressivas na sua eficiência energética, especialmente em climas mais quentes.

Ora, esta dissertação centrou-se sobre uma das problemáticas do CO<sub>2</sub> transcrito que é a sobrepressão que ocorre aquando de uma paragem controlada ou não controlada.

Verifica-se que a zona que se reveste de maior importância na sua proteção, no que diz respeito a evitar disparos de válvulas de segurança, consequência de uma sobrepressão que não se conseguiu controlar, é a zona de pressão intermédia, já que é nesta que se encontra a maior parte da carga de CO<sub>2</sub>.

Realizou-se um estudo sobre a adaptação do depósito e da linha de líquido para uma pressão máxima operativa de 80 bar em vez dos 60 bar padrão. Verificou-se que existe uma diferença de temperaturas alcançadas entre o disparo de uma válvula de segurança a 60 e a 80 bar, o que retardará o disparo desta ou, dependendo do nível de líquido no depósito e da temperatura exterior, poderá em certos casos evitar que isto aconteça.

Ao nível da análise de custo, conclui-se também que a solução de 80 bar sendo mais cara, continua a ser comercialmente viável, devido ao seu sobre custo ser diminuto em comparação com o custo global da instalação (central transcrito e instalação na superfície comercial).

Estudou-se também a aplicação de uma unidade emergência, ou seja, um circuito de expansão indireta ligado ao depósito através de um permutador em cascata de forma a evitar ou atrasar o disparo de válvulas de segurança. Com base num caso de estudo e condições de operação, comparou-se um sistema a R134a e R290 de forma a averiguar três componentes de diferenciação: eficiência energética, ambiental e comercial. Verificou-se que uma unidade de emergência a R290 não só comporta uma maior eficiência energética, como também um menor impacto ambiental, sendo este último aspeto de alguma importância devido às crescentes preocupações de potenciais clientes com esta temática. Ao nível comercial, verificou-se que os custos seriam idênticos.

A transferência de calor transiente na zona de pressão intermédia também foi estudada, tendo-se podido analisar as vantagens do aumento do isolamento térmico no depósito e da instalação de uma unidade emergência, cuja conjugação poderá anular o problema da sobrepressão e perdas de carga de fluido frigorífero devido ao disparo das válvulas de segurança. A solução de 80 bar como pressão máxima operativa também pôde ser abordada nesta análise, tendo-se verificado e concluído novamente que esta solução aporta vantagens, não mitigando totalmente o problema da sobrepressão, mas em conjugação com uma das outras soluções abordadas, poderá permitir tempos de paragens mais longos, sendo estes suficientes para realizar tarefas de manutenção periódicas ou de intervenções de emergência, sem haver disparo das válvulas de segurança na zona de pressão intermédia.

Conclui-se que o principal objetivo desta tese foi alcançado, tendo-se analisado a viabilidade técnica e económica das soluções apresentadas.

#### 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Não obstante, de forma a completar o presente trabalho, um estudo de campo sobre o comportamento da evolução da pressão/temperatura com o tempo reveste-se de alguma importância, de forma a aferir a potência calorífica que ocorre desde o momento que a central cessa a sua operação, até o disparo da válvula de segurança da zona de pressão intermédia, como também a sua variação ao longo desse mesmo período. Assim, poder-se-á saber qual será a potência da unidade condensadora mais indicada de forma a contrariar e anular o problema da sobrepressão. Por outro lado, este teste poderia também validar os dados e as conclusões obtidas no Capítulo 0. Este teste deverá ser realizado em diferentes momentos durante o ano de forma a aferir a influência da temperatura exterior.

Um estudo sobre o impacto da adaptação da zona pressão intermédia a uma pressão operativa máxima de 80 bar, em vez dos 60 bar padrão, seria interessante de um ponto de vista comparativo entre o número de vezes ao longo de um ano que ocorrem disparos de válvulas de segurança na zona de pressão intermédia e, conseqüentemente, a necessidade de recarga do sistema.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

1. Danfoss, *Coolselector®2 4.3.0*. 2020.
2. Klein, S. and S. Alvarda, *Engineering equation solver (EES)*. 2007, F-chart software, WI.
3. Span, R. and W. Wagner, *A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa*. Journal of physical and chemical reference data, 1996. **25**(6): p. 1509-1596.
4. SKK, *Teses de Mestrado Engenharia*. 2020.
5. Owen, M.S., *ASHRAE HANDBOOK-REFRIGERATION*. SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 2014.
6. Cengel, Y.A. and M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach 6th Edition (SI Units)*. 2007: The McGraw-Hill Companies, Inc., New York.
7. Protocol, M. and O. Layer, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*.
8. Dossat, R.J., *Principles of refrigeration*. 1961: John Wiley & Son.
9. Standard, A., *34 2007 Designation and safety classification of refrigerants*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning, Atlanta, USA.
10. Pavkovic, B., *Refrigerants—Part 1: Properties and air-conditioning applications*.
11. Standard, A., *Standard 34-2007 Designation and Safety Classification of Refrigerants*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineer, Inc, 2010.
12. Bolaji, B. and Z. Huan, *Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **18**: p. 49-54.
13. Hundy, G.F., *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*. 2016: Butterworth-Heinemann.
14. Pavković, B., *Refrigerants-Part 2: Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning applications*. The REHVA European HVAC Journal, 2013. **50**(6): p. 28-33.
15. Calm, J.M. and D.A. Didion, *Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future*. International Journal of Refrigeration, 1998. **21**(4): p. 308-321.
16. Danfoss *Refrigerant options now and in the future*. 2020.
17. Calm, J.M., *Options and outlook for chiller refrigerants*. International Journal of Refrigeration, 2002. **25**(6): p. 705-715.
18. Staples, G., *EU ban on HCFCs and the servicing of refrigeration and air conditioning equipment: what you need to know*. 2012, Lexology.
19. Sarbu, I., *A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems*. International Journal of Refrigeration, 2014. **46**: p. 123-141.

20. Amendment, K., *The Amendment to the Montreal Protocol Agreed by the Twenty-Eighth Meeting of the Parties*. UNEP Ozone Secr., 2016.
21. Committee, E., 14, June 2006. *Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases*. Official Journal of the European Union L. **161**: p. 1-8.
22. Regulation, E., *No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006*. J. Eur. Union, 2014. **57**: p. 195-230.
23. Protocol, K., *Kyoto protocol*. UNFCCC Website. Available online: [http://unfccc.int/kyoto\\_protocol/items/2830.php](http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php) (accessed on 1 January 2011), 1997.
24. Danfoss, *Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>)*, in *How to design and operate a small-capacity (< 10 kW) transcritical CO<sub>2</sub> system*. 2008, Danfoss A/S.
25. Kim, M.-H., J. Pettersen, and C.W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems*. Progress in energy and combustion science, 2004. **30**(2): p. 119-174.
26. Cavallini, A. *Properties of CO<sub>2</sub> as a refrigerant*. in *European Seminar-CO<sub>2</sub> as a refrigerant: theoretical and design aspects*. 2004.
27. Emerson *Commercial CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems*. 2016.
28. Sawalha, S., *Safety of CO<sub>2</sub> in large refrigeration systems*. 2008.
29. Reichle, M., *Relevant Safety Aspects for CO<sub>2</sub> Systems*. 2020, SCHAUFLEER Academy.
30. IIR, *Safety code for refrigerating systems utilising carbon dioxide*. 2003: Institute of refrigeration.
31. Shecco *World Guide to Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration*. 2020.
32. Castellón, G.d.I.U.J.I.d., *Estudio de mejoras en ciclos de compresión de doble etapa destinados a refrigeración comercial*.
33. Carel, *Tudo para as aplicações de retalho R-744*. Vol. Catálogo +4000038PT. 2015.
34. Danfoss, *Industrial Refrigeration ammonia and CO<sub>2</sub> applications*. 2020.
35. Ge, Y. and S. Tassou, *Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim". Part II: Model applications*. International journal of refrigeration, 2011. **34**(2): p. 540-549.
36. Danfoss, *Food Retail CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems*. 2009.
37. Advansor, *Online Technical Training 03 - Function and Design of GPV, receiver and IT-compressor*. 2020.
38. Advansor, *Online Technical Training 05 - How Are The LT Compressors, Superheaters Working And Why Are They Important For Some Installations*. 2020.
39. Javerschek, O., M. Reichle, and J. Karbiner. *Optimization of parallel compression systems*. in *12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, IIR/IIF, Edinburgh, Scotland*. 2016.
40. Monteiro, P. *A evolução dos sistemas de refrigeração transcíticos a CO<sub>2</sub>*. 2020.
41. Reichle, M., *CO<sub>2</sub> System Calculation and Simulation*. 2020, SCHAUFLEER Academy.

42. Advansor, *Online Technical Training 02 - Function and Design of discharge side*. 2020.
43. Danfoss, *Heat Reclaim in Transcritical CO2 Systems*. 2015.
44. Danfoss *The story of intrinsic standstill security*. 2013.
45. Association, B.R., *Guideline Methods of Calculating TEWI*. 1996.
46. da AIRAH, D., *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012*. Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating, 2012.
47. Maykot, R., G.C. Weber, and R.A. Maciel, *Using the TEWI methodology to evaluate alternative refrigeration technologies*. 2004.
48. IPQ, *NP EN 378-1: 2018 Sistemas frigoríficos e bombas de calor, Requisitos de segurança e proteção ambiental Parte 1: Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha*.