



Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado

RUI MIGUEL PINTO TORRES REBELO

julho de 2017

Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado

Rui Miguel Pinto Torres Rebelo

2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado

Rui Miguel Pinto Torres Rebelo
1040644

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 do professor Leonardo Ribeiro.

2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutor Francisco Silva
Diretor do MEM, ISEP

Orientador

Doutor Leonardo Silva Ribeiro
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

Doutor Szabolcs Varga
Investigador coordenador / Prof. Auxiliar convidado, INEGI / UP / FEUP

AGRADECIMENTOS

Ao professor Leonardo Ribeiro, pela aceitação do tema sugerido, atenção e orientação disponibilizada na execução do presente trabalho.

À empresa onde laborei, Fernando Jorge Carvalho Martins, Lda., pela oportunidade de poder evoluir.

À minha irmã, Estela Rebelo, pelo apoio incondicional que me deu ao longo de toda a minha formação.

À minha mãe, Fátima Pinto, por me ter feito a pessoa que sou hoje e ao meu falecido pai, José Torres, por ser o meu anjo da guarda.

À minha companheira, Alexandra Conceição, pela sua amizade, companheirismo e amor transmitidos ao longo desta escalada do conhecimento.

Ao meu querido cão Rafa, que partiu recentemente, pelo amor incondicional até ao último dia da sua vida.

A todos os amigos e família de um modo geral pelo auxílio que me deram em tornar um sonho realidade.

PALAVRAS-CHAVE

Fluidos Frigoríficos; Dióxido de Carbono; Refrigeração e Ar Condicionado

RESUMO

O signatário da tese trabalhou aproximadamente oito anos em assistência técnica e manutenção em sistemas de AVAC&R (Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado & Refrigeração) sendo que pretendeu aprofundar os seus conhecimentos sobre os fluidos frigoríficos naturais, nomeadamente do R-744, motivo pelo qual surgiu o tema da presente dissertação.

Com a finalidade de perceber os altos e baixos do R-744, analisou-se a história dos fluidos frigoríficos e constatou-se que pode haver um enquadramento em cinco gerações. A transição da primeira geração (qualquer fluido frigorífico era utilizado) para a segunda geração (melhorar a fiabilidade e preservar a segurança e a durabilidade dos equipamentos e dos frigoríficos) resultou em diversas oportunidades de melhorias tecnológicas. As próximas duas transições, terceira (proteção do ozono) e a quarta (mitigação do aquecimento global) resultaram em alterações regulamentares para a proteção ambiental e, mais tarde, em oportunidades de negócios. O R-744 deu os primeiros passos na primeira geração por volta dos anos 60 do século XIX e teve o auge na década de 30 do século XX. Nos anos 60 do século XX, durante a segunda geração, perdeu importância e quase foi extinto, fruto da depressão, fraca modernidade da tecnologia e o aparecimento dos fluidos CFCs e HCFCs. Na década de 90 do século XX, terceira geração, o R-744 reaparece devido à revisão da tecnologia de refrigeração e por motivo ecológico.

O R-744 destaca-se dos outros fluidos frigoríficos naturais por ser o único não inflamável, não tóxico (não excedendo os 4 a 5% de concentração), com possibilidade de operar num ciclo de compressão de vapor abaixo de 0 °C e com a característica de ser o mais económico no processo de produção. Verificou-se que o R-744, devido às suas propriedades, é um frigorífico que trabalha em ciclo subcrítico de compressão de vapor ou transcrito de compressão de vapor.

Foram inúmeras as dificuldades iniciais para recolher informação sobre os sistemas transcíticos com R-744 dado que ainda é uma tecnologia que está em desenvolvimento e a informação disponibilizada pelos fabricantes é reduzida.

Quando o R-744 trabalha em subcrítico, o lado da alta pressão do circuito situa-se abaixo do ponto crítico (31 °C, 73,6bar) e encontra-se num processo convencional habitualmente chamado de “condensação”. Quando o R-744 trabalha em transcítico, acima do ponto crítico, não existe condensação e não é possível transferir calor latente do “gas cooler” para o meio ambiente, existindo só transferência de calor sensível. Constatou-se que, para o ciclo transcítico com o R-744 ter melhor desempenho, tem que se recorrer a tecnologia adicional como a compressão paralela, ejetores, entre outras.

Na presente dissertação mostraram-se várias aplicações reais, subcríticas e transcíticas, com a finalidade de transmitir que o R-744 pode ser aplicado em qualquer situação, sendo apenas uma questão de tecnologia. Com o anteprojecto da instalação pretendeu-se demonstrar a complexidade e o custo de uma central de refrigeração transcítica R-744 do retalho alimentar.

A presente dissertação teve por finalidade verificar se o R-744 era um fluido frigorigéneo viável na refrigeração e ar condicionado ao nível técnico e económico. A conclusão que se chegou é que o R-744 é um fluido frigorigéneo natural viável e, nos últimos anos, existiu um aumento de sistemas supercríticos de refrigeração no retalho alimentar.

Importa, por fim, salientar que, ao nível dos equipamentos de ar condicionado, existem várias aplicações mas até ao momento não se verificou uma aposta de grande escala pelos maiores fabricantes mundiais.

KEYWORDS

Refrigerants; Carbon dioxide; Refrigeration and Air Conditioning

ABSTRACT

The signer of the thesis worked approximately eight years in technical assistance and maintenance in HVAC&R (Heating Ventilation and Air Conditioning & Refrigeration) systems and wanted to deepen its knowledge about the natural refrigerating fluids, namely the R-744, reason for which the subject of this dissertation.

In order to perceive the ups and downs of R-744, the history of the refrigerating fluids was analyzed and it was verified that there can be a frame in five generations. The transition from the first generation (any refrigerant was used) to the second generation (improving reliability and preserving the safety and durability of equipment and refrigerators) resulted in several opportunities for technological improvements. The next two transitions, third (ozone protection) and fourth (global warming mitigation) transitions have resulted in regulatory changes for environmental protection and, later, business opportunities. The R-744 took its first steps in the first generation around the 60s of the XIX century and peaked in the 30s of the XX century. In the 60s of the XX century, during the second generation, lost importance and was almost extinct, fruit of depression, weak modern technology and the emergence of fluids CFCs and HCFCs. In the 90's of the XX century, the third generation, the R-744 reappears due to the review of refrigeration technology and for ecological reasons.

The R-744 stands out from the other natural refrigerant fluids because it is the only non-flammable, non-toxic (not exceeding 4 to 5% concentration), with the possibility of operating in a steam compression cycle below 0 °C and with the characteristic of being the most economical in the production process. It has been found that R-744, because of its properties, is a refrigerant which works in a subcritical steam compression or transcritical compression cycle of steam.

There were numerous initial difficulties in collecting information on transcritical systems with R-744 as it is still a technology that is in development and the information provided by the manufacturers is reduced.

When the R-744 works in subcritical, the high pressure side of the circuit lies below the critical point (31 °C, 73,6 bar) and is in a conventional process usually called "condensation". When the R-744 works in transcritical, above the critical point, there is no condensation and it is not possible to transfer latent heat from the "gas cooler" to the environment, with only sensible heat transfer. It was found that for the transcritical cycle with R-744 to have better performance, it has to resort to additional technology such as parallel compression, ejectors, among others.

In the present dissertation several real applications, subcritical and transcritical, have been shown, in order to convey that the R-744 can be applied in any situation, being only a matter of technology. With the preliminary design of the installation it was intended to demonstrate the complexity and the cost of a transcritical refrigeration plant R-744 of the food retail.

The purpose of this dissertation was to verify if the R-744 was a viable refrigerant in refrigeration and air conditioning at the technical and economic level. The conclusion reached is that R-744 is a viable natural refrigerant and, in recent years, there has been an increase in supercritical refrigeration systems with it in the food flap.

Finally, it should be noted that there are several applications at the level of air conditioning equipment but so far there has not been a large scale bet by the world's largest manufacturers.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

<Termo>	<Designação>
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
AVAC&R	Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado & Refrigeração
AQS	Águas Quentes Sanitárias
CFC	Clorofluorcarbonos
CO ₂	Representação química do dióxido de carbono
COP	Coefficient Of Performance (Coeficiente de Performance)
DME	Dimethyl Ether (Éter de Dimetilo)
FIC	Flúoriodocarbono
GWP	Global Warming Potential (PAG – Potencial de Aquecimento Global)
HBFO	Hidrobromofluorolefinas
HC	Hidrocarbonetos
HCFC	Hidroclorofluorcarbonos
HCFO	Hidroclorofluorolefinas
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFE	Hidrofluoréter
HFIC	Hidrofluoriodocarbono
HFO	Hidrofluorolefinas
HP	High Pressure (Alta Pressão)
HPV	High Pressure Valve (Válvula de Alta Pressão)
HVAC&R	Heating Ventilation and Air Conditioning & Refrigeration (Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado e Refrigeração)
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change (Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas)
ITH	Integrated Time Horizon
LCCP	Life Cycle Climate Performance
LP	Low Pressure (Baixa Pressão)
LT	Low Temperature (Baixa Temperatura)
m	Massa
MT	Medium Temperature (Temperatura Média)
ODP	Ozone Depletion Potential (Potencial de Destruição do Ozono)
ODS	Ozone Depleting Substances (Substâncias que Destroem o Ozono)
PAG	Potencial de Aquecimento Global
P _{sat}	Pressão de saturação
q ₀	Capacidade de refrigeração específica
R-10	Representação do tetracloreto de carbono segundo as normas de refrigeração

R-12	Representação do diclorodifluorometano segundo as normas de refrigeração
R-1130	Representação do dicloroetano segundo as normas de refrigeração
R-134a	Representação do tetrafluoroetano segundo as normas de refrigeração
R-125	Representação do pentafluoretano segundo as normas de refrigeração
R-22	Representação do clorodifluorometano segundo as normas de refrigeração
R-32	Representação do difluorometano segundo as normas de refrigeração
R-40	Representação do cloreto de metilo segundo as normas de refrigeração
R-40B1	Representação do brometo de metilo segundo as normas de refrigeração
R-600a	Representação do isobutano segundo as normas de refrigeração
R-717	Representação do amoníaco segundo as normas de refrigeração
R-1234yf	Representação do tetrafluoropropeno segundo as normas de refrigeração
R-718	Representação da água segundo as normas de refrigeração
R-764	Representação do dióxido de enxofre segundo as normas de refrigeração
R-744	Representação do dióxido de carbono segundo as normas de refrigeração
ROI	Return On Investment (Retorno do Investimento)
RPRV	Regulating Pressure Receiver Valve (Válvula Reguladora de Pressão)
SO ₂	Representação química do dióxido de enxofre
SST	Saturation Suction Temperature (Temperatura de aspiração saturada)
T	Temperatura
T ₀	Temperatura de evaporação
T _{cd}	Temperatura de condensação
TEWI	Total Equivalent Warming Impact (Equivalente Total do Impacto no Aquecimento Global)
T _{ext}	Temperatura exterior
TFA	Trifluoroacetic acid (Ácido Trifluoroacético)
T _{gc}	Temperatura de gás quente
T _{sat}	Temperatura de saturação
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VRV	Volume de Refrigerante (Frigorigéneo) Variável
XX	Representação do número 20 em numeração romana
WMO	World Meteorological Organization (Organização Meteorológica Mundial)
ΔT _{HX}	Diferencial de temperatura de um permutador com área infinita

Lista de Unidades

<Termo>	<Designação>
°C	Grau centígrado
bar	Bar
Hz	Hertz
J/m ³	Joule por metro cúbico
K	Kelvin
K/kPa	Kelvin por quilopascal
kg	Quilograma
kg/ano	Quilograma por ano
kg/kWh	Quilograma por quilowatt-hora
kg/m ³	Quilograma por metro cúbico
kg/m-s	Quilograma por metro segundo
kJ/kg	Quilojoule por quilograma
kJ/kg-K	Quilojoule por quilograma kelvin
kJ/m ³	Quilojoule por metro cúbico
kPa	Quilopascal
kW	Quilowatt
kWh/ano	Quilowatt-hora por ano
L	Litro
m ²	Metro quadrado
m ³	Metro cúbico
MJ/kg	Megajoule por quilograma
mm	Milímetro
MPa	Megapascal
N/m	Newton por metro
W/m-K	Watt por metro Kelvin

Lista de Símbolos

<Termo>	<Designação>
€	Euro
€/kg	Euro por quilograma
V	Volume (m ³)
\$/lb	Dólar por libra
lb	Libra
P	Pressão (Pa)

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Calor específico (c)	E a quantidade de energia requerida para elevar a temperatura 1 °C em cada grama de substância.
Ciclo de refrigeração de Carnot	Ciclo de refrigeração em que a máquina frigorífica é o mais eficiente possível entre dois níveis de temperatura.
Massa volúmica	É a massa que ocupa uma unidade de volume, volume específico (v), é o que caracteriza o volume de uma unidade de massa da substância.
Diagrama de Mollier	Também conhecido por diagrama PH, é uma representação das propriedades termodinâmicas de uma substância é normalmente representada em tabelas ou diagramas onde as abcissas e ordenadas representação grandezas físicas, tais como, temperatura, entropia, pressão, volume ou entalpia.
Entalpia	Descreve a energia interna total de uma substância, que em determinados processos a sua variação será igual ao calor transferido nesse processo.
Flash-gas	Gás instantâneo.
Gas Cooler	Arrefecimento do gás num permutador.
Tempo de amortização (Payback)	Tempo decorrido entre o investimento inicial e o momento em que o lucro líquido acumulado se iguala ao valor do investimento.
Ponto crítico do R-744	(31 °C, 73,6 bar) Não existe condensação, e assim não é possível transferir calor latente do “ <i>gas cooler</i> ” para o meio ambiente num ciclo convencional de compressão de vapor existindo só transferência de calor sensível.
Ponto triplo do R-744	(-56,6 °C, 5,2 bar) Define as condições de pressão e temperatura em que as fases sólida (gelo seco), líquida e vapor coexistem.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - EQUIPAMENTO DE JACOB PERKINS (1766 - 1849) PATENTE DE 1834.	30
FIGURA 2 - EQUIPAMENTO DE JAMES HARRISON (1816 - 1893) PATENTES DE 1856/57.	31
FIGURA 3 - EXEMPLOS DAS CAIXAS DE GELO "ICE BOXES".	33
FIGURA 4 - TABELA PERIÓDICA DOS ELEMENTOS DESTACANDO SELEÇÕES DE MIDGLEY.	34
FIGURA 5 - PLANO DE ELIMINAÇÃO "PHASE-OUT" CFCS (CINZENTO) E HCFCs (VERDE) DE ACORDO COM O PROTOCOLO DE MONTREAL E A FASE DECRESCENTE "PHASE-DOWN" DOS HFCS NA EU (LARANJA) (PROKLIMA).	48
FIGURA 6 - CLASSIFICAÇÃO DE FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS (BITZER, 2014).	49
FIGURA 7 - O SALTO PARA A "TECNOLOGIAS VERDES" DE REFRIGERAÇÃO (PROKLIMA).	53
FIGURA 8 - ENERGIA UTILIZADA NA PRODUÇÃO DE FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS (PACHAI, 2008).	54
FIGURA 9 – HISTÓRIA DO CO ₂ USADO COMO FLUIDO FRIGORIGÉNEO (DANFOSS, 2016).	55
FIGURA 10 - PUBLICAÇÕES RELACIONADAS AO CO ₂ NA "GUSTAV LORENTZEN CONFERENCE ON NATURAL WORKING FLUIDS" (MONTAGNER, 2013).	55
FIGURA 11 - DIAGRAMA DE FASES DO CO ₂ (MMA, 2007).	56
FIGURA 12 - DIAGRAMA DE FASES DO CO ₂ E VISOR DE OBSERVAÇÃO (PONTO CRÍTICO) (DANFOSS, 2016).	56
FIGURA 14 - DIAGRAMA DE FASES DO CO ₂ E VISOR DE OBSERVAÇÃO (SUPERCRÍTICO) (DANFOSS, 2016).	57
FIGURA 13 - MASSA VOLÚMICA DO CO ₂ (DANFOSS, 2016).	57
FIGURA 15 - DIAGRAMA DE FASES DO CO ₂ E VISOR DE OBSERVAÇÃO (PONTO TRIPLO) (DANFOSS, 2016).	58
FIGURA 16 - DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA (A) E TEMPERATURA-ENTROPIA (B) DO CO ₂ (KIM, 2004).	58
FIGURA 17 - ENTALPIA (A) E ENTROPIA (B) DO CO ₂ (KIM, 2004).	59
FIGURA 18 - PRESSÃO DE VAPOR PARA OS RESPETIVOS FLUIDOS (KIM, 2004).	60
FIGURA 19 - INCLINAÇÃO DA CURVA DE PRESSÃO DE SATURAÇÃO DT/DP PARA OS RESPETIVOS FLUIDOS (KIM, 2004).	60
FIGURA 20 - MASSA VOLÚMICA DO CO ₂ (MONTAGNER, 2013).	61
FIGURA 21 - RÁCIO ENTRE MASSAS VOLÚMICAS NOS ESTADOS DE LÍQUIDO SATURADO E DO VAPOR SATURADO PARA VÁRIOS FLUIDOS (KIM, 2004).	61
FIGURA 22 - CAPACIDADE VOLUMÉTRICA DE REFRIGERAÇÃO DOS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS (KIM, 2004).	62
FIGURA 23 - TENSÃO SUPERFICIAL DOS FLUIDOS PRESENTES (KIM, 2004).	63
FIGURA 24 - CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO CONSTANTE DO CO ₂ (KIM, 2004).	63
FIGURA 25 - TEMPERATURA PSEUDOCRÍTICO E CALOR ESPECÍFICO MÁXIMO DO CO ₂ (KIM, 2004).	64
FIGURA 26 - DIAGRAMA DE FASES DO CO ₂ E VISOR DE OBSERVAÇÃO (PERTO DO PONTO CRÍTICO) (DANFOSS, 2016).	64
FIGURA 27 - PROPRIEDADES DE TRANSPORTE DO CO ₂ .	65
FIGURA 28 - NÚMERO DE PRANDTL DO CO ₂ (KIM, 2004).	65

FIGURA 29 - CICLO TRANSCRÍTICO DO CO ₂ – DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA (KIM, 2004).	66
FIGURA 30 – INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO NO LADO DA ALTA, NA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO ESPECÍFICA (Q ₀), NO TRABALHO DO COMPRESSOR ESPECÍFICO (W) E NO COP NUM CICLO TRANSCRÍTICO DE CO ₂ , (KIM, 2004).	67
FIGURA 32 – SISTEMA COM RECETOR EM LINHA DE MÉDIA PRESSÃO (KIM, 2004).	70
FIGURA 31 – SISTEMA COM UM RECETOR NA BAIXA PRESSÃO (KIM, 2004).	70
FIGURA 33 – REPRESENTAÇÃO DO CICLO TEÓRICO DE CARNOT (MONTAGNER, 2013).	72
FIGURA 34 – REPRESENTAÇÃO DO CICLO PADRÃO (CICLO DE CARNOT INDICADO PARA REFERÊNCIA)	73
FIGURA 35 - REPRESENTAÇÃO DO CICLO REAL (CICLO DE CARNOT E PADRÃO INDICADOS PARA REFERÊNCIA) (MONTAGNER, 2013).	74
FIGURA 36 – IMPACTO DO FLUIDO FRIGORIGÉNEO E DOS COMPONENTES DO SISTEMA NO COPCARNOT (MONTAGNER, 2013).	75
FIGURA 37 - COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS IDEIAS SUBCRÍTICOS DO R134A E TRANSCRÍTICOS DO CO ₂ (MONTAGNER, 2013).	76
FIGURA 38 – COMPARAÇÃO DE COP DOS SISTEMAS DE CO ₂ E DE R134A E DA PRESSÃO DE DESCARGA DO SISTEMA TRANSCRÍTICO DE CO ₂ EM FUNÇÃO DE MUDANÇAS NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO (MONTAGNER, 2013).	77
FIGURA 39 – SISTEMA CO ₂ TRANSCRÍTICO INTENSIFICADOR (CAREL, 2015).	79
FIGURA 40 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO ADIABÁTICO DO FABRICANTE CAREL (CAREL, 2015).	82
FIGURA 41 – EXEMPLO DE RECUPERAÇÃO DE CALOR (CAREL, 2015).	83
FIGURA 42 - PERMUTA ENERGÉTICA ENTRE O AR E UM FRIGORIGÉNEO NÃO NATURAL (ESQUERDA) E CO ₂ (DIREITA) (CAREL, 2015).	83
FIGURA 43 – CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO (A) E DIAGRAMA P-H (B) COM EJETOR PARA O R-744	84
FIGURA 44 – COP DIVERSOS A TEMPERATURAS CONSTANTES NO DIAGRAMA P-H (CAREL, 2015).	86
FIGURA 45 - SISTEMA MULTIFUNÇÕES COM CO ₂ : REFRIGERAÇÃO + CONGELADOS + A/C (ADVANSOR, 2016).	87
FIGURA 47 - MÓDULO PADRÃO DO GRUPO DE FRIO (<i>CHILLER</i>) DA ADVANSOR (ADVANSOR)	88
FIGURA 46 – “CASSETE” A CO ₂ PARA A/C E AQUECIMENTO (ADVANSOR, CHILLVENTA, 2016).	88
FIGURA 48 – ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA MULTIFUNÇÕES DA ADVANSOR	89
FIGURA 49 - SISTEMAS TRANSCRÍTICOS APLICADOS EM SUPERMERCADOS (GIL, 2016).	91
FIGURA 50 - BOMBA DE CALOR – DESUMIDIFICADOR COM CO ₂ (SCHMIDT E FLACKE, 1999).	91
FIGURA 51 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO TIPO “CASSETE” DESENVOLVIDO NO LABORATÓRIO POLO DA UFSC (MELO, 2007).	92
FIGURA 52 - ARCA DE GELADOS COM O FLUIDO FRIGORIGÉNEO CO ₂ (BEEK E JANSSEN, 2008).	92
FIGURA 53 - DIAGRAMA P VS H DO CO ₂ BOMBA DE CALOR (VESTERGAARD).	93
FIGURA 54 - BOMBA DE CALOR SANYO A CO ₂ (SANYO ELECTRIC CO., 2010).	93
FIGURA 55 - AR CONDICIONADO DE AUTOMÓVEL COM CO ₂ (BANDARRA, 2010).	94
FIGURA 56 - PRIMEIRO SISTEMA VRV CO ₂ DA DAIKIN INSTALADO EM ESPANHA (DAIKIN, 2012).	94
FIGURA 57 – EXEMPLO DE SISTEMA CO ₂ SUBCRÍTICO BOMBEADO (CAREL, 2015).	96
FIGURA 58 – EXEMPLO DE SISTEMA CO ₂ SUBCRÍTICO CASCATA (CAREL, 2015).	97
FIGURA 59 - SISTEMAS EM CASCATA CO ₂ /NH ₃ – FÁBRICA DA NESTLÉ EM JONESBORO – USA (NESTLÉ, 2004).	98

FIGURA 60 - SISTEMA CASCATA CO ₂ /R404A INSTALADO NA DINAMARCA (ROSKILDE) NO DANISH SUPERMARKET.	98
FIGURA 61 – GRUPO TRANSCRÍTICO DA HK REFRIGERATION APELIDADO POR “ECO ₂ BOSTER” (LENNOX, 2017).	104
FIGURA 62 - GRUPO “ECO ₂ BOOSTER” TRANSCRÍTICO DA HK REFRIGERATION (LENNOX, 2017).	105
FIGURA 63 – DIAGRAMA BÁSICO, GRUPO “ECO ₂ BOOSTER” TRANSCRÍTICO HK REFRIGERATION (LENNOX, 2017).	105

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - INTRODUÇÃO DA HISTÓRICA DE FRIGORIGÉNEOS (CALM, 2014).	32
TABELA 2 - COMPARAÇÃO DO TEWI DIRETO E INDIRETO PARA UMA INSTALAÇÃO A R134A COM POTÊNCIA FRIGORÍFICA DE 25 KW (RORIZ L. , 2007).	45
TABELA 3 - VALORES DE TEWI DIRETO, INDIRETO E TOTAL PARA O CICLO DE VIDA DA INSTALAÇÃO (RORIZ L. , 2004).	46
TABELA 4 - COMPARAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO CO ₂ COM OUTROS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS (KIM, 2004).	59
TABELA 5 - RETORNO DO SISTEMA INTENSIFICADOR (<i>BOOSTER</i>) A CO ₂ : “FLUIDO FRIGORIGÉNEO”.	125
TABELA 6 - RETORNO DO SISTEMA INTENSIFICADOR (<i>BOOSTER</i>) A CO ₂ : “EQUIPAMENTO”.	127
TABELA 7 - RETORNO DO SISTEMA INTENSIFICADOR (<i>BOOSTER</i>) A CO ₂ : “INSTALAÇÃO”.	128
TABELA 8 – EXEMPLO A – CUSTOS.	131
TABELA 9 – EXEMPLO A – RESULTADO.	132
TABELA 10 – EXEMPLO B – CUSTOS.	133
TABELA 11 – EXEMPLO B – RESULTADOS.	134
TABELA 12 – EXEMPLO C – CUSTOS.	135
TABELA 13 – EXEMPLO C – RESULTADOS.	136

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO AOS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS	29
1.1	Primeira Geração de Fluidos Frigorigéneos	30
1.2	Segunda Geração de Fluidos Frigorigéneos	34
1.3	Terceira Geração de Fluidos Frigorigéneos	35
1.4	Quarta Geração de Fluidos Frigorigéneos	39
1.5	Quinta Geração de Fluidos Frigorigéneos	48
2	DÍÓXIDO DE CARBONO (CO₂)	53
2.1	Introdução ao R-744	53
2.2	História do CO ₂ como fluido frigorigéneo	54
2.3	Propriedades do CO ₂	56
2.4	Propriedades de transporte do CO ₂	63
2.5	Ciclo transcrito de compressão de vapor para CO ₂	66
2.5.1	Ciclo transcrito	66
2.5.2	Métodos de controlo de pressão do lado da alta	68
2.5.3	Sistemas com controlo de carga do lado de alta	69
2.5.4	Perdas no ciclo transcrito	71
2.5.5	Aplicações com o R-744 transcrito	78
2.6	Ciclo subcrítico do CO ₂	95
2.6.1	CO ₂ bombeado no estado subcrítico	95
2.6.2	Instalações tipo cascata	96
2.6.3	Aplicações com o CO ₂ subcrítico	98
3	ANTEPROJECTO DA INSTALAÇÃO	100

3.1	Central a R-744 transcrito do fabricante HK REFRIGERATION	100
3.2	Normas para projeto, montagem e manutenção.	106
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	111
4.1	CONCLUSÕES	111
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	111
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	115
5.1	Bibliografia	115
6	ANEXOS	123
6.1	Estudo económico de instalações com R-744 comparados com HFC	123
6.2	Calculando o ROI em sistemas de refrigeração com CO₂	125
6.2.1	Retorno do sistema intensificador (<i>Booster</i>) a CO ₂ : “Fluido Frigorígeno”	125
6.2.2	Primeira instalação para clima quente com CO ₂ utilizando o sistema transcrito intensificador (<i>Booster</i>) da Advansor	126
6.2.3	Custos de energia	126
6.2.4	Custo dos equipamentos	127
6.2.5	Retorno do sistema intensificador (<i>Booster</i>) a CO ₂ : “Equipamento”	127
6.2.6	Custo da instalação	128
6.2.7	Retorno do sistema intensificador (<i>Booster</i>) a CO ₂ : “Instalação”	128
6.2.8	Manutenção e custos relacionados com o desempenho	129
6.2.9	Custos regulatórios	129
6.3	Analisando o ROI em três instalações com CO₂ nos EUA	130
6.3.1	Exemplo A	130
6.3.2	Exemplo B	132
6.3.3	Exemplo C	134
6.4	Considerações	136

**INTRODUÇÃO AOS FLUIDOS
FRIGORIGÉNEOS**

1 INTRODUÇÃO AOS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS

Os fluidos frigorigêneos passaram por várias gerações com períodos ligeiramente sobrepostos; no entanto, pode haver um enquadramento em cinco gerações (Calm, AHSRAE, 2012).

Existem referências anteriores à primeira geração que remontam ao antigo Egito, em que o ar e a água foram os dois fluidos usados para refrigerar. O arrefecimento era obtido através de evaporação.

O principal e primeiro método de arrefecimento foi o uso de gelo natural armazenado em processos evaporativos (Thévenot, 1979). Oliver Evans propôs a utilização de um fluido volátil num ciclo fechado para congelar a água e obter gelo (Evans, 1805), mas não há registo de que tivesse construído um grupo de refrigeração.

O comércio de gelo natural expandiu-se rapidamente pois, em 1879, existiam 35 operações comerciais nos Estados Unidos da América, 200 uma década mais tarde e 2000 em 1909. Em 1854, por exemplo, 156 mil toneladas de gelo natural foram exportadas pelo porto de Boston. Por volta de 1890, o uso de gelo natural começou a declinar devido à poluição das fontes de água, o que abriu portas ao gelo produzido artificialmente. No início do século XX as 10 maiores empresas da bolsa de valores de Nova Iorque exploravam o gelo natural. O comércio do gelo natural persistiu por um longo período após a introdução da refrigeração mecânica (Melo, 2013).

1.1 Primeira Geração de Fluidos Frigorígenos

Na **primeira geração** de frigorígenos (1830 a 1930) qualquer substância disponível que produzisse refrigeração era utilizada sem preocupação com a inflamabilidade, toxicidade, destruição da camada de ozono ou com o aquecimento global. Esta geração perdurou durante cem anos, começou com a refrigeração de compressão de vapor por Jacob Perkins na década de 1830. A patente de Perkins (Figura 1) descreve um ciclo provido de fluido de trabalho volátil e que devia operar sem desperdício e com a finalidade de produzir o arrefecimento e congelamento (Perkins, 1834).

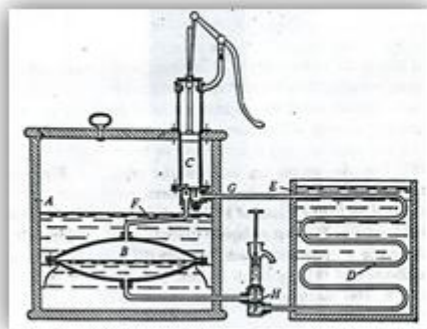


Figura 1 - Equipamento de Jacob Perkins (1766 - 1849) patente de 1834.

No equipamento de Jacob Perkins, o frigorígeno (éter ou outro) entra em ebulição no evaporador B retirando o calor da água circundante contida no depósito A; a bomba C aspira o vapor, que comprime; em seguida o fluido condensa em D, que rejeita o calor para a água no recipiente de E; o condensado flui através da válvula H, munida de um peso que o condensado, para passar, tem de levantar, o que mantém a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador. A pequena bomba acima de H é usada para carregar o equipamento com frigorígeno (Indian Institute of Technology, 2015). Este trabalho despertou pouco interesse na época; não foi mencionado na literatura contemporânea e permaneceu esquecido por

aproximadamente 50 anos, até que Bramwell descreve-o para o *Journal of the Royal Society of Arts* (Melo, 2013).

Posteriormente, existem registros importantes tais como o de 1844, onde o Dr. John Gorrie propõe a máquina de refrigeração para fazer gelo, mais tarde Charles Teller testou um compressor operando em éter metil, no ano de 1850 Alexander Twining propõe o dióxido de carbono como um fluido refrigerante (Patente Britânica 13167 de 1850) (Bernard et al., 2006).

James Harrison com a (Patente Britânica 747 e 2362 dos anos 1856 e 1857, Figura 2), foi o principal responsável pelo princípio de refrigeração por compressão mecânica num equipamento real, (Melo, 2013).



Figura 2 - Equipamento de James Harrison (1816 - 1893) patentes de 1856/57.

De uma maneira geral os frigorigêneos da primeira geração (Tabela 1) eram líquidos voláteis já conhecidos e usados em aplicações industriais não ligadas à geração de frio. Eram usados como solventes comuns ou produtos químicos diversos e mesmo como combustíveis. O fluido usado nos testes iniciais na máquina Perkins foi o caoutchoucine (um destilado de borracha natural, até à altura usado na impressão tipográfica) pois o éter sulfúrico, para o qual o equipamento foi concebido, ainda não estava disponível. Esta substituição realça a disponibilidade como um requisito chave para os fluidos frigorigêneos. Alguns dos primeiros fluidos desta geração estão entre

aqueles que intitulamos hoje como “frigoríferos naturais”, incluindo amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos (mais notavelmente propano e isobutano), e água (Nagengast, 1989) e (Nagengast, 1996).

Tabela 1 - Introdução da história de refrigerantes
(Calm, 2014).

year	refrigerant (/absorbent)	chemical formula or makeup
1830s	caoutchoucine	distillate of india rubber
	<i>sulfuric</i> (ethyl) ether	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-O-CH}_2\text{-CH}_3$
1840s	methyl ether (R-E170)	$\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$
1850	water / sulfuric acid	$\text{H}_2\text{O} / \text{H}_2\text{SO}_4$
1856	ethyl alcohol	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-OH}$
1859	ammonia / water	$\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$
1866	chymogene	petrol ether and naphtha (hydrocarbons)
	carbon dioxide	CO_2
1860s	ammonia (R-717)	NH_3
	methyl amine (R-630)	$\text{CH}_3(\text{NH}_2)$
	ethyl amine (R-631)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2(\text{NH}_2)$
1870	methyl formate (R-611)	HCOOCH_3
1875	sulfur dioxide (R-764)	SO_2
1878	methyl chloride (R-40)	CH_3Cl
1870s	ethyl chloride (R-160)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{Cl}$
1891	blends of sulfuric acid with hydrocarbons	$\text{H}_2\text{SO}_4, \text{C}_4\text{H}_{10}, \text{C}_3\text{H}_8,$ $(\text{CH}_3)_2\text{CH-CH}_3$
1900s	ethyl bromide (R-160B1)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{Br}$
1912	carbon tetrachloride	CCl_4
	water vapor (R-718)	H_2O
1920s	isobutane (R-600a)	$(\text{CH}_3)_2\text{CH-CH}_3$
	propane (R-290)	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-CH}_3$
1922	dielene (R-1130) ^a	CHCl=CHCl
1923	gasoline	Hydrocarbons
1925	trielene (R-1120)	CHCl=CCl_2
1926	methylene chloride (R-30)	CH_2Cl_2

^a blend of *cis*- and *trans*-1,2-dichloroethene isomers

Surpreendentemente, não há registro de um rastreio dos candidatos a fluidos refrigerantes até perto do final da primeira geração. Após a Primeira Guerra Mundial (1914-1918), a atenção voltou-se para a segurança e desempenho dos refrigerantes. Willis H. Carrier, conhecido por seus avanços na psicrometria e ar condicionado, e R.W. Waterfill iniciaram uma das buscas sistemáticas que foram primeiramente documentadas (Carrier e Waterfill, 1924); investigaram uma gama de refrigerantes, tanto para compressores volumétricos como para compressores centrífugos. Willis H. Carrier e R.W. Waterfill examinaram vários fluidos como o dióxido de carbono (R-744), amoníaco (R-717), éter de etilo, tetracloreto de carbono (R-10), dióxido de enxofre (R-764), e água (R-718), entre outros. Selecionaram dielene (1,2- dicloroetano, R-1130)

para o primeiro compressor centrífugo, mas foi necessária uma pesquisa internacional para encontrar uma fonte para este frigorigéneo (Ingels, 1952).

Os refrigeradores domésticos durante o século XX, eram essencialmente caixas de gelo “ice boxes” (Figura 3), que dependiam do fornecimento, quase diário, de gelo. Os inconvenientes destas produções de frio eram a reposição de gelo, drenagem e taxa de arrefecimento variável (Melo, 2013).

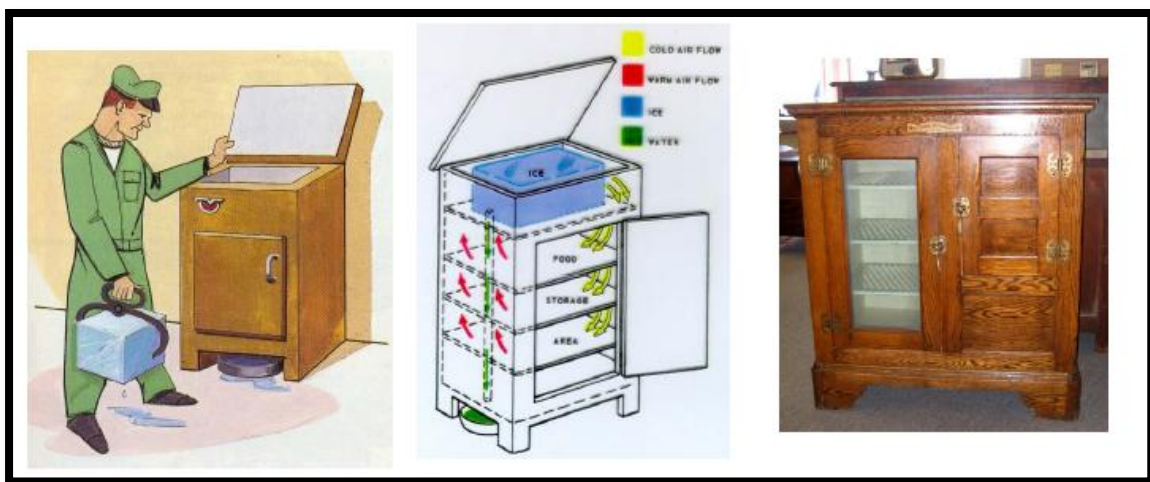


Figura 3 - Exemplos das caixas de gelo “ice boxes”.

A disponibilidade de unidades herméticas de refrigeração cedo se tornou realidade. Existiram muitos acidentes, inclusive com mortes, porque todos os fluidos frigorigéneos conhecidos, por volta de 1928, eram tóxicos e/ou inflamáveis. New York Times e outros jornais faziam campanha para eliminar os refrigeradores domésticos, que até então utilizavam dióxido de enxofre (SO_2) como fluido frigorigéneo (Melo, 2013).

1.2 Segunda Geração de Fluidos Frigoríficos

A **segunda geração** (1931-1990), foi usada cerca de 60 anos, e caracterizou-se por mudança da constituição dos fluidos frigoríficos, predominando os fluorados; o objetivo principal desta geração era a melhoria da eficiência, segurança, durabilidade do fluido e equipamentos.

Com a direção de que "a indústria de refrigeração necessita de um novo fluido frigorífico", Thomas Midgley e seus associados Albert L. Henne e Robert R. McNary procuraram tabelas de propriedades termofísicas para encontrar produtos químicos com o ponto de ebulição desejado; eles restringiram a pesquisa aos fluidos conhecidos por serem estáveis, não tóxicos nem inflamáveis.

Voltando à tabela periódica dos elementos (Figura 4), Midgley excluiu rapidamente elementos químicos cuja volatilidade fosse insuficiente, tais como metais; posteriormente, eliminou elementos que resultam em compostos instáveis e tóxicos, assim como os gases inertes, por terem pontos de ebulição baixos. Apenas oito elementos mantiveram-se, nomeadamente o carbono, azoto, oxigénio, enxofre, hidrogénio, flúor, cloro, e bromo (Midgley, 1937). Outros investigadores repetiram as buscas de Midgley com os métodos mais recentes e bancos de dados modernos, mas obtiveram conclusões semelhantes (McLinden et al., 1987).

light metals	brittle metals	ductile metals	low melt	nonmetallic	inert gases
				H	
				C N O F	
				S Cl	
				Br	
lanthanides (rare earth elements)					
actinides (transuranium elements)					

Figura 4 - Tabela periódica dos elementos destacando seleções de Midgley.

Em 1928, Midgley e seus colegas fizeram observações críticas sobre inflamabilidade e toxicidade dos compostos constituídos por esses elementos. A sua primeira publicação sobre fluidos frigorigêneos fluorados mostra como a variação da cloração e fluoração de hidrocarbonetos influencia os pontos de ebulição, inflamabilidade e toxicidade (Henne et al., 1930).

A produção comercial do fluido frigorigêneo R-12 começou em 1931; seguiu-se a de R-11 em 1932 (Downing, 1984) (Downing, 1966). Os clorofluorcarbonos (CFC) e, mais tarde, na década de 1950, os hidroclorofluorcarbonos (HCFC), especialmente o R-22 dominaram o mercado de fluidos frigorigêneos aplicados em aparelhos de ar condicionado residenciais e comerciais de pequeno porte. O amoníaco continuou como, e permanece até hoje, o frigorigêneo mais popular em grandes sistemas de refrigeração industrial, nomeadamente aplicado no armazenamento e no processamento de alimentos e bebidas. Amoníaco e água emergiram como os fluidos primários em sistemas de absorção para as pequenas e grandes capacidades.

1.3 Terceira Geração de Fluidos Frigorigêneos

A **terceira geração** (1990-2010) focou-se na proteção do ozono estratosférico. Desde o Protocolo de Montreal - tratado que esteve aberto para adesões a partir de 16 de Setembro de 1987 e entrou em vigor em 1 de Janeiro de 1989 -, que as indústrias de refrigeração e ar condicionado têm enfrentado o desafio de desenvolver novos equipamentos e adaptar os sistemas aos novos fluidos. O Protocolo de Montreal identificou os gases que destroem a camada de ozono, e estabeleceu um programa de eliminação progressiva dos clorofluorcarbonetos (CFC) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), o que resultou na substituição desses fluidos pelos hidrofluorcarbonetos (HFC). Este protocolo é aclamado como o acordo de cooperação internacional com maior sucesso da história, devido à sua rápida adoção e à sua implementação em diversos países. Neste protocolo a maioria das medidas e dos controlos impostos, incluindo a

redução de produção, foram decisivos para terminar a comercialização dos clorofluorcarbonetos (CFC), tais como o R-12 (Montreal, 2016).

Foi estabelecido também o período de transição e posterior eliminação dos HCFC, como R-22. Estas medidas promoveram a terceira geração de fluidos frigorigéneos com o foco da proteção de ozono, desde o início de 1990 (possivelmente já em 1989) e continuando aproximadamente 20-25 anos até ao presente.

As medidas também abordaram produtos químicos semelhantes para outras aplicações, como muitos propulsores de aerossóis, agentes de sopro de espuma, agentes de extinção de incêndios (nomeadamente "Halons" – Produtos de extinção de incêndios constituídos por hidrocarbonetos halogenados) e solventes.

Os fluidos frigorigéneos de substituição que tiveram principal foco com potencial de destruição de ozono (ODP = 0) próximo de zero ou mesmo zero foram os hidrofluorcarbonetos (HFC). Os HFC eram, de facto, bem conhecidos, mas evitados devido à sua miscibilidade limitada com os óleos minerais, lubrificantes comuns em compressores. A utilização generalizada de HFC obrigou ao desenvolvimento de novos lubrificantes de compressores para refrigeração.

Essas mudanças geraram um interesse renovado em amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos e água, estes apelidados coletivamente como os "fluidos frigorigéneos naturais".

Os adeptos dos "fluidos frigorigéneos naturais" defendem o uso destes devido à sua superioridade em termos ambientais, relativamente aos frigorigéneos "sintéticos". A distinção entre frigorigéneos naturais e sintéticos é controversa. Por exemplo, o amoníaco e isobutano são sintetizados industrialmente, em vez de extraídos de fontes naturais; o cloreto de metano (R-40) e brometo de metilo (R-40B1), este último de maior importância como um pesticida e fumigante, são tratados como "sintéticos", apesar de abundante na natureza.

O cloreto de metilo e brometo de metilo, em conjunto, representam a maior carga de cloro-bromo estratosférico em relação à carga total das substâncias que

destroem a camada de ozono (Ozone Depleting Substances - ODS) de origem humana, excetuando os clorofluorcarbonetos (CFC) (WMO, 2011). Além disso, o mineral primário utilizado para a produção de ácido fluorídrico destinado ao fabrico de fluidos frigorigéneos fluorados é o flúor (vulgarmente chamado fluorite); este é encontrado na natureza sob uma forma de minério nalguns países.

A distinção entre fluidos frigorigéneos alternativos, halogenado e não halogenado, ou entre fluorado e não fluorado, é mais precisa do que a distinção entre fluidos frigorigéneos "naturais" versus "sintéticos". Como quase toda a construção humana e, certamente, todos os sistemas de refrigeração são de carácter sintético (feito pelo homem, em vez de ocorrerem naturalmente), não está claro que "sintético" implique indesejável.

O isobutano (R-600a) ou, em alguns casos, misturas de isobutano com outros hidrocarbonetos competem eficazmente, na Europa, com o R-134a (hidrofluorcarbonetos - HFC) em equipamentos domésticos do tipo dos frigoríficos ou combinados. O isobutano e outros hidrocarbonetos, incluindo misturas de hidrocarbonetos, ganharam aceitação generalizada, no Oriente Médio e em algumas partes do sudeste da Ásia.

O uso de amoníaco (R-717) e dióxido de carbono (R-744) cresceu na refrigeração comercial. O uso de dióxido de carbono teve inicialmente especial atenção nas bombas de calor para águas quentes sanitárias (AQS), nomeadamente no Japão e mais tarde no Norte da Europa, em grande parte devido a subsídios para esse uso.

A utilização do R-134a em bombas de calor para águas quentes sanitárias (AQS), cresceu mais rapidamente no mundo devido às novas regulamentações que proíbem grandes potências em resistências elétricas para AQS.

Ainda assim, há mais interesse em dióxido de carbono (CO₂), incluindo para aplicações de alta temperatura, apesar das pressões envolvidas; na maioria das condições existirá uma necessidade de ciclos transcíticos.

Fabricantes comercializaram a primeira alternativa de fluidos frigoríficos fluorados (f-gases) no final de 1989 e, no prazo de 10 anos, apresentaram substitutos para a maioria dos fluidos frigoríficos que destroem o ozono. A ênfase estava nos hidrofluorcarbonetos (HFC) e respectivas misturas, sozinhos ou com hidrocarbonetos (HC). O R-134a (HFC) é um fluido frigorífico que só tem um composto, sendo o mais utilizado em novos equipamentos. Programas de investigação privada e pública examinam sistematicamente hidrofluoréter (HFE), flúoriodocarbono (FIC), hidrofluoriodocarbono (HFIC), e outros frigoríficos não fluoro-químicos; todos tiveram desempenhos promissores (Bivens, 1998), (Sekiya, 2000) e (Nimitz, 1994).

Os clorofluorcarbonetos (CFC) estão, mundialmente, quase banidos dos novos equipamentos, e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), estão também em vias de deixarem de ser usados, com opções de transição consideradas. Apesar da eliminação progressiva de R-22 nos novos equipamentos, quantidades significativas deste frigorífico permanecem nos equipamentos mais antigos (Calm et al., 2011), e o R-123 (também um HCFC) continua em uso em grupos frigoríficos (*chillers*) equipados com compressores centrífugos. (Calm et al., 1999).

Existem três pontos que devem ser mencionados no que respeita à destruição da camada de ozono:

- Em primeiro lugar, os fluidos frigoríficos constituíram apenas uma pequena fração do total de emissões que destruíram a camada de ozono (Ozone Depleting Substances – ODS). A maioria dos clorofluorcarbonetos (CFC) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), amplamente comercializados como fluidos frigoríficos, também foram usados em aplicações muito mais emissoras, tal como propulsores de aerossóis, agentes de espuma de sopro e solventes. Alguns desses fluidos, na verdade, foram selecionados a partir de produtos químicos previamente usados noutras aplicações e com maiores volumes de produção;

- Em segundo lugar, e com pelo menos a mesma importância que as substituições dos frigorigêneos, as preocupações ambientais levaram a grandes mudanças no projeto, fabricação, instalação, serviço e procedimentos de disposição final para reduzir as emissões de fluidos frigorigêneos;
- Em terceiro lugar, a camada de ozono está a recuperar, apesar dos relatos episódicos de registos máximos de buracos de ozono na Antártida (WMO, 2011). O tamanho do buraco da Antártida resulta de fatores variáveis anuais, tais como ventos polares do sul, nutação da Terra que induz o vórtice polar e temperaturas baixas de inverno que regulam as eficiências de destruição/reposição natural de ozono.

Portanto, a evolução de um ano para o outro, em contraste com as tendências de longo prazo, não indica o sucesso repentino ou o fracasso dos esforços para eliminação das emissões antropogénicas (de origem humana) relacionadas com a camada de ozono (ODS). O progresso na recuperação do ozono é ainda mais evidente quando medido pelo ozono global em vez de ozono colunar isolado no vórtice antártico.

Os alvos primários para os fluidos frigorigêneos da terceira geração foram o Potencial de Destruição de Ozono (Ozone Depletion Potential – ODP) igual a zero. A mudança climática ganhou pouca atenção, tal como a prevenção de candidatos que possuam um Potencial de Aquecimento Global - PAG (em inglês, Global Warming Potential - GWP) elevado.

1.4 Quarta Geração de Fluidos Frigorigêneos

A **quarta geração** (2012 - atualidade) terá como foco principal as alterações climáticas, nomeadamente o aquecimento/arrefecimento global, o aumento do nível do mar e a consequente perda de terra costeira, as mudanças nas estações e retenção

de humidade no solo (e, portanto, o rendimento das culturas), alterações na frequência das tempestades, e a propagação de doenças como a malária, agora confinada em regiões equatoriais (IPCC, 2007a) (IPCC., 2007b). Em suma, as mudanças climáticas podem afetar praticamente todos os aspetos da vida e levantam questões de equidade internacional significativas (Mahlman, 1998) .

Uma família de fluidos frigorigéneos que chamaram a atenção foram os que têm fluor com ligações insaturadas (mais do que uma ligação simples a ligar átomos de carbono adjacentes). Estes fluidos continuam a ter níveis aceitáveis de toxicidade (Minor, 2006) (Brown, 2009), são normalmente estáveis dentro de circuitos de refrigeração, daí a necessidade de realização de um bom vácuo (purga cuidadosa de ar e vapor de água) antes do carregamento do fluido, mas são instáveis e sujeitos a decomposição rápida quando libertados na atmosfera.

Aqueles que estão a ser analisados/implementados incluem três moléculas de carbono (propeno) e quatro de carbono (buteno) com uma ligação dupla. Estes intitulam-se como hidrofluorolefinas (HFO tais como R-1234yf), hidroclorofluorolefinas (HCFO), ou hidrobromofluorolefinas (HBFO), e têm vidas curtas quando libertados para a atmosfera.

Os primeiros candidatos respondem a uma diretiva europeia que visa a eliminação dos fluidos frigorigéneos fluorados com Potencial de Aquecimento Global (PAG) superior a 150 (esta diretiva opõe-se à continuação do uso de R-134a, com um PAG = 1370) aplicados no ar condicionado de automóveis (European Union, 2006). O limite de 150 para o PAG elimina quase todos os fluorados saturados, mas existem opções de recurso pendentes que carecem de mais avaliações como o dióxido de carbono, hidrocarbonetos e produtos químicos fluorados insaturados (European Union, 2006) (Kyoto Protocol, 1997) (Calm et al., 2011).

Alguns fabricantes, especialmente no Japão e na China, já demonstraram interesse em R-32 (PAG 550, ODP 0.000) para substituir o R-410A (uma mistura de R-32 e R-125 em frações iguais em massa, PAG 2100, ODP 0). O R-32 sozinho equivaleria a apenas uma solução de curto prazo porque o seu PAG excede o limite de 150 para equipamentos de refrigeração (Daikin, 2013). Da mesma forma, alguns fabricantes,

nomeadamente na China, têm prosseguido para o R-161 (um HFC, PAG 12, ODP 0) em misturas, mas o interesse até agora tem sido limitado, em grande parte devido à sua alta inflamabilidade.

A defesa do amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos, água, e de éter de dimetilo (DME, R-E170, PAG 1, ODP 0) continua, tanto isoladamente como em misturas.

O amoníaco tem grande potencial de aplicação por causa dos custos elevados previstos para os fluorados insaturados ou pelas restrições regulatórias. Hidrocarbonetos são usados em frigoríficos, arcas, desumidificadores, refrigeradores de vinho e outros produtos que incorporam refrigeração de pequena capacidade. Há fabricantes interessados em alterar as limitações estabelecidas, mais propriamente em aumentar as cargas permitidas destes fluidos. Utilização de hidrocarbonetos em aparelhos de ar condicionado residencial e bombas de calor está contida mais por causa das medidas de proteção regulamentadas do que da engenharia, pelo menos em pequenas capacidades.

As alternativas tecnológicas de refrigeração tais como o ciclo de absorção, magnetocalórica e termoacústico, são opção para aplicações especiais (IPCC, 2015). As indicações são de que, até agora, a compressão de vapor para refrigeração continuará a ser a escolha dominante (Brown et al., 2011), principalmente devido às suas vantagens de eficiência, exceto em aplicações especiais de potências muito reduzidas, como por exemplo um refrigerador minibar com o ciclo de absorção.

Alguns fatores a ter em conta nos fluidos frigorigéneos desta geração são a busca de opções de baixo PAG para minimizar impactos das mudanças climáticas. Contudo, análises do Total Equivalent Warming Impact (TEWI), Life-Cycle Climate Performance (LCCP), e semelhantes, mostram que as emissões de gases com efeito estufa provenientes do uso de energia nos grupos frigoríficos (impacto indireto), excedem significativamente o impacto direto causado pelas emissões de fluidos frigorigéneos sobre o aquecimento global.

De seguida efetuou-se um resumo sobre os fatores supramencionados para uma melhor perceção dos mesmos.

- LCCP (Life Cycle Climate Performance) originado do conceito de TEWI, calcula o impacto ao longo da vida útil devido às emissões direta e indireta de gases de efeito estufa, incluindo emissões não intencionais durante o processo de produção e transporte das substâncias químicas, energia envolvida na fabricação dos componentes, energia consumida na operação e emissões quando da disposição final ou reciclagem. O conceito de LCCP corrige certos “erros” específicos na aplicação de análises baseadas no TEWI, como: i) não inclusão da energia e emissão de gases de efeito estufa associados com a produção de fluidos frigorigéneos; ii) uso inadequado do ITH (Integrated Time Horizon) de 100 anos em conjugação com certos gases de efeito estufa de longa vida, e iii) não consideração das perdas/emissões associadas aos fluidos de trabalho no fim de vida do produto.

O valor LCCP é dado por:

$$LCCP = TEWI + PAG_{indireto} + PAG_{direto} \quad (1.1)$$

Onde

“ $PAG_{indireto}$ ” representa o somatório das emissões indiretas mencionadas anteriormente nos pontos i), ii) e iii).

“ PAG_{direto} ” representa o somatório das emissões diretas provocadas pelas fugas dos fluidos frigorigéneos e respetiva degradação da atmosfera.

- GWP (Global Warming Potential) ou o PAG (Potencial de aquecimento global) é o potencial de aquecimento climático de um gás com efeito de estufa por comparação com o do dióxido de carbono (CO_2), calculado em termos de relação entre os potenciais de aquecimento de um quilograma de gás com efeito de estufa e de um quilograma de CO_2 num período de 100 anos,

conforme previsto nos Anexos I, II e IV ou, no que respeita às misturas, de acordo com o Anexo IV do RE 517/2014 (Regulamento (UE) N° 517/2014).

Consultando RE 517/2014 o valor do PAG (ou GWP) é dado por:

$$PAG_{Mistura} = (Substância X * \# * PAG_X) + (Subs. N * \# * PAG_N) \quad (1.2)$$

Onde

é a percentagem ponderal com tolerância de + ou - 1%

Aplicação prática da fórmula numa mistura de gases constituída, na base mássica, por 60% de éter dimetílico, 10% de HFC-152a e 30% de isobutano:

$$PAG = (60\% * 1) + (10\% * 124) + (30\% * 3) = 13,9 \quad (1.3)$$

- TEWI (Total Equivalent Warming Impact); enquanto o PAG permite apenas avaliar o impacto direto causado pelas emissões de fluidos frigoríficos sobre o aquecimento global, o TEWI inclui também o impacto indireto associado ao uso de frigoríficos numa dada aplicação de climatização e refrigeração. O impacto indireto está associado às emissões de dióxido de carbono na geração da energia elétrica consumida ao longo da vida do equipamento. Assim, a percentagem de frigorífico é convertida para o montante equivalente de CO₂ e então adicionada às emissões equivalentes de CO₂ causadas pela geração de energia.

O valor de TEWI é dado por:

$$TEWI = PAG * L * n + PAG * m(1 - a_{rec}) + (n * E_{anual} * \beta) \quad (1.4)$$

Onde

TEWI: Equivalente Total do Impacto no Aquecimento Global (em kg de CO₂)

O Impacto devido a perdas na recuperação é dado por:

$$PAG_{direto} = PAG * m(1 - a_{rec}) \quad (1.5)$$

O Impacto devido a fuga é dado por:

$$PAG_{direto} = PAG * L * n \quad (1.6)$$

Impacto devido ao uso de energia é dado por:

$$PAG_{indirecto} = n * E_{anual} * b \quad (1.7)$$

L – perda de fluido frigorigéneo (em kg/ano)

n – tempo de funcionamento do sistema (em anos)

m – carga de fluido (em kg)

a_{rec} – (factor de recuperação)/reciclagem, varia entre 0 e 1

E_{anual} – consumo energético (em kWh/ano)

β – emissões de CO₂ (em kg/kWh)

A Tabela 2 apresenta os valores que têm lugar para instalações utilizando R134a (PAG = 1300) com uma carga de 4,1 kg, considerando que a potência elétrica média anual da instalação é de 5,2 kW (o que corresponde a uma potência frigorífica média de 25 kW, aproximadamente), a perda de carga é de 8%, a recuperação no final do tempo de vida da instalação é de 75% e as emissões de CO₂ na produção de eletricidade correspondem a 0,6 kg/kWh. Como se pode observar, para tempos de vida das instalações de 10 e 15 anos, o valor de TEWI direto é inferior a 7% do valor TEWI total. Na maioria das situações, o peso de TEWI direto no valor total é inferior a 10%, ou seja, a contribuição direta do fluido para os problemas do aquecimento global é muito reduzida. A maior contribuição para efeitos do aquecimento global provém do consumo de eletricidade (considerando que a eletricidade é produzida em centrais térmicas clássicas) (Roriz L. , 2007).

Tabela 2 - Comparação do TEWI direto e indireto para uma instalação a R134a com potência frigorífica de 25 kW (Roriz L. , 2007).

Tempo de Vida (anos)	Funcionamento (horas/ano)	TEWI _{direto} (kg de CO ₂)	TEWI _{indireto} (kg de CO ₂)	TEWI _{total} (kg de CO ₂)
15	5000	7729	234000	241729
10	5000	5597	156000	161597
15	2500	7729	117000	124729
10	2500	5597	78000	83597

Os cálculos da primeira linha da Tabela 2 são:

O impacto devido a fuga é dado por:

$$TEWI_{direto} = PAG_{direto} = PAG * L * n \quad (1.8)$$

$$PAG_{direto} = 1300 * (0,08 * 4,1kg \text{ de } CO_2/ano) * 15anos = 6396 kg \text{ de } CO_2 \quad (1.9)$$

O Impacto devido a perdas na recuperação é dado por:

$$PAG_{direto} = PAG * m(1 - a_{rec}) \quad (1.10)$$

$$PAG_{direto} = PAG_{direto} = PAG * m(1 - a_{rec}) = 1300 * 4,1(1 - 0,75) = 1333 kg \text{ de } CO_2 \quad (1.11)$$

$$TEWI_{direto} = 6396 + 1333 = 7729 kg \text{ de } CO_2 \quad (1.12)$$

O impacto devido ao uso de energia é dado por:

$$TEWI_{indireto} = PAG_{indireto} = n * E_{anual} * b \quad (1.13)$$

$$PAG_{indireto} = 15anos * 5,2kW * 5000h/ano * 0,6kg \text{ de } CO_2/kWh = 234000 kg \text{ de } CO_2 \quad (1.14)$$

$$TEWI_{total} = TEWI_{direto} + TEWI_{indireto} = 7729 + 234000 = 241729 kg \text{ de } CO_2 \quad (1.15)$$

Estabelecer um limite de PAG (ou GWP) para os fluidos frigoríficos sem uma avaliação cuidadosa das implicações de eficiência pode muitas vezes exacerbar as emissões líquidas de gases com efeito de estufa. Os fabricantes de equipamentos e de fluidos frigoríficos focaram-se nas reduções de emissões e melhoraram a eficiência com a introdução da terceira geração, embora o mesmo esforço aplicado a fluidos frigoríficos mais antigos teria rendido mais, em termos de desempenho, na maioria dos casos, conforme se verifica na Tabela 3 (Roriz L. , 2004).

Tabela 3 - Valores de TEWI direto, indireto e total para o ciclo de vida da instalação (Roriz L. , 2004).

Geração de Frigorigéneo	Fluido	Fugas (%)	PAG	TEWI _{direto} (kg de CO ₂)	TEWI _{indireto} (kg de CO ₂)	TEWI _{total} (kg de CO ₂)
2	R11	9	3800	22124	184939	207063
2	R12	8	8100	42841	197809	240650
2	R22	8	1500	7934	201947	209880
2	R123	10	90	572	189063	189635
4	R134a	8	1300	6876	201197	208073
4	R407C	8	1530	8092	417738	425830
4	R410A	9	1730	10072	215327	225399

Os valores do TEWI direto, indireto e total são os indicados na Tabela 3 para um caso de estudo. Observa-se que a solução que menos afeta o aquecimento global é a que utiliza o R-123, cuja utilização já está restringida dado ser um HCFC (tendo um potencial de destruição de ozono (ODP) de 0,014).

A solução que mais afeta o aquecimento global é a que utiliza o R407C para o qual não existem restrições de utilização no imediato (Roriz L. , 2004).

O fluido frigorigéneo R-407C (52% de R134A + 25% de R125 + 23% de R32) é uma mistura zeotrópica com um deslize (*glide*) de temperatura de 7 °C, pelo que no caso de fuga na linha de baixa pressão (vapor) é recomendável não recarregá-lo, porque a mistura presente no sistema estará muito decomposta e o equipamento não funcionará de forma satisfatória. A composição da fase de vapor restante nos recipientes ter-se-á afastado das especificações do produto (GasServei , 2017).

Observa-se também que, em termos de aquecimento global, as soluções usando R11, R22 e R134a são semelhantes. Para estes fluidos, só não existem restrições de utilização no imediato para o R134a (Roriz L. , 2004).

Outro assunto relevante são os custos mais elevados dos HFC e HCFC insaturados, devido à complexidade do processo de fabrico. Por exemplo, o R1234yf em 2016 tinha uma cotação no mercado próximo de 140€/kg para revendedor, em contraste com um processo mais simples do R-134a, este ronda os 10€/kg. O fator

preço pode cair muito quando existir fabricação mundial e concorrência com outros fluidos (Aldifrio, 2016).

Os hidrocarbonetos podem ser uma escolha eficiente e relativamente barata, mas haverá a necessidade de ter em conta as quantidades de carga e a inflamabilidade. Com as mudanças tecnológicas dos fluidos frigorigéneos haverá a necessidade de investigar e clarificar os vários impactos que estes podem provocar pois, caso contrário, podemos estar a cometer erros anteriores como foi o caso de destruição do ozono por CFC. A comercialização dos CFCs iniciou-se pela Dupont em 1930 mas somente na década de 1970 é que os cientistas relevaram que eram nocivos (Dupont, 2007).

Existem estudos focados na transformação de R-1234yf em ácido trifluoroacético (TFA - trifluoroacetic acid). A Greenpeace (Greenpeace, 2011) verificou que o fluido R-1234yf "aumenta mais 90% de TFA, ou de 4 a 5 vezes mais do que o HFC-134a". Se estes fluidos forem a escolha em múltiplos sectores em todo o mundo, a concentração de TFA em corpos de água doce poderia aumentar dramaticamente, com efeitos desconhecidos sobre os ecossistemas e saúde humana. Greenpeace (Greenpeace, 2011) também indica, mas com comprovação limitada, que os HFC insaturados poderiam agravar a poluição do ar urbano. Kauffeld (Kauffeld M. , 2012) conclui, embora não forneça uma justificativa pormenorizada, que "HFC insaturados não são considerados uma alternativa a longo prazo." Será necessário um estudo mais aprofundado para abordar as emissões combinadas e consequências do TFA.

A transição da primeira geração (qualquer fluido frigorigéneo funcionava) para a segunda geração (preservar a segurança e a durabilidade) resultou em diversas oportunidades de melhorias tecnológicas. As próximas duas transições, terceira (proteção do ozono) e a quarta (mitigação do aquecimento global) resultaram em alterações regulamentares para a proteção ambiental e, mais tarde, em oportunidades de negócios.

1.5 Quinta Geração de Fluidos Frigoríficos

A **quinta geração (2020,...)** terá que ter em conta a eficiência e a fase de eliminação de vários fluidos frigoríficos (compromissos segundo o Anexo III do R.E. 517/2014 (Regulamento (UE) Nº 517/2014)) conforme se pode verificar graficamente na Figura 5. Uma abordagem mais racional para os possíveis fluidos de quinta geração, mas claramente controversa, seria simplesmente abordar os critérios de qualificação de baixa ODP, PAG, inflamabilidade e toxicidade (Calm et al., 1997) (Wuebbles et al., 1997).

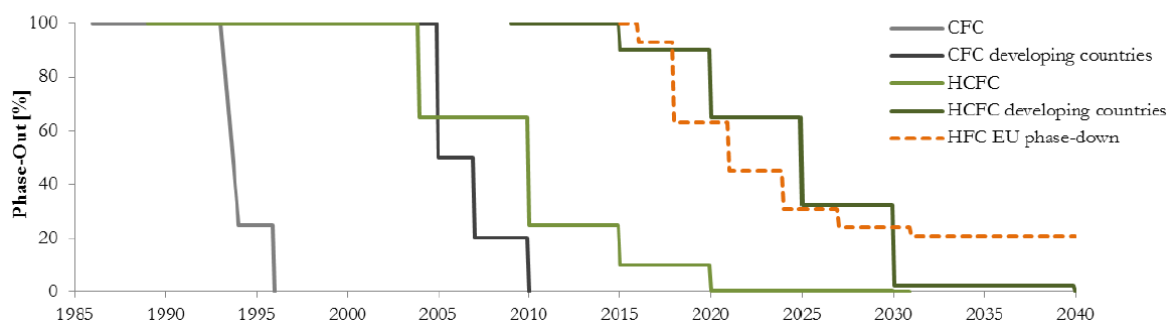


Figura 5 - Plano de eliminação "Phase-out" CFCs (cinzento) e HCFCs (verde) de acordo com o Protocolo de Montreal e a fase decrescente "phase-down" dos HFCs na EU (Laranja) (Proklima).

Com o reconhecimento de que os fluidos frigoríficos perfeitos, "naturais" ou "sintéticos", halogenados ou não halogenados, não existem, mais cuidado é necessário na escolha dos fluidos para esta geração.

Os critérios podem ser tão simples como compromissos permitidos, ou candidatos individuais com pequenos defeitos, considerando os benefícios de compensação importantes como a eficiência, a aplicação, localização do equipamento, a quantidade da carga e o potencial para reduzir a fuga. Os fatores como ODP, PAG, toxicidade e critérios de inflamabilidade poderão ser diferenciados para equipamentos ou sistemas com versões mínimas do ciclo de vida versus níveis de fuga.

Provavelmente a quinta geração trará novos produtos químicos, mas também alguns anteriormente abandonados (Figura 6), com base em reexames rigorosos e completos em vez da eliminação histórica sequencial verificada. Se a direção for esta última, irá possivelmente exigir alterações aos tratados internacionais, como o Protocolo de Montreal (Montreal, 2016) (possivelmente não para o Protocolo de Quioto (Quioto, 2016)), e os regulamentos regionais e / ou nacionais.

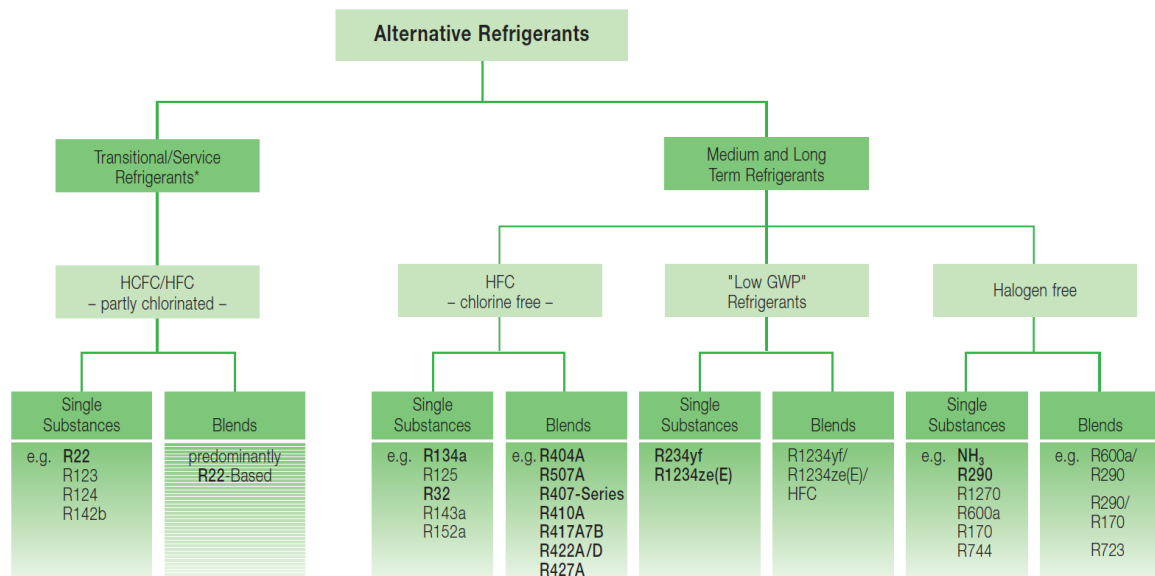


Figura 6 - Classificação de fluidos frigoríficos (Bitzer, 2014).

Dióxido de Carbono (CO₂)

2 Dióxido de Carbono (CO₂)

2.1 Introdução ao R-744

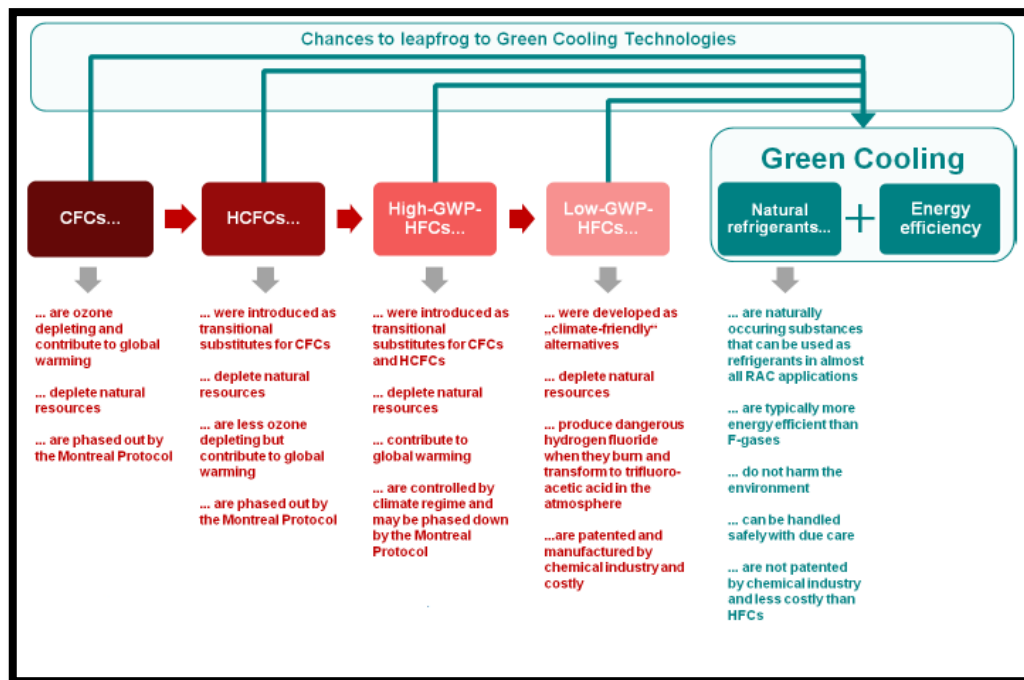


Figura 7 - O salto para a "tecnologias verdes" de refrigeração (Proklima).

Os problemas ambientais relacionados com os fluidos frigorigéneos sintéticos convencionais usados atualmente são muito graves. Para se ter uma percepção do seu efeito quando libertados para a atmosfera, recorreu-se a uma frase publicada na revista *EnVisioneering*: "A libertação de 1kg do gás R-404A na atmosfera corresponde ao impacto ambiental da emissão de CO₂ resultante de uma viagem de automóvel com motor 2.0 por uma extensão de 30 mil quilómetros", (Danfoss, 2009).

Devido à consciencialização mundial com os problemas ambientais e às obrigações impostas pelo Protocolo de Montreal (Montreal, 2016) e Quioto (Quioto, 2016) nas últimas décadas assistiu-se à proibição/restricção de vários fluidos frigorigéneos pelas razões mencionadas no capítulo anterior. As Tecnologias Verdes / Fluidos Frigorigéneos Naturais ganham nova importância sendo alternativas possíveis para substituição dos fluidos frigorigéneos atuais a longo prazo (Figura 7). Entre os

fluidos frigorigêneos naturais, como a água (H_2O), ar, gases nobres, hidrocarbonetos (HCs), amoníaco (NH_3), o dióxido de carbono (CO_2 ou, segundo as normas da Refrigeração Industrial, R-744) ganha especial atenção por ser o único não inflamável, não tóxico (não excedendo os 4 a 5 % de concentração), que pode operar num ciclo de compressão de vapor abaixo de $0\text{ }^\circ\text{C}$ (Kim, 2004).

O processo de produção dos fluidos naturais também oferece vantagens em relação aos fluidos sintéticos. A Figura 8 mostra a energia média necessária para produzir alguns fluidos frigorigêneos, indicando uma nítida vantagem para o CO_2 . Subproduto de diversos processos industriais, o CO_2 não possui um processo de produção específico o que minimiza o seu efeito indireto. Para efeito de comparação, o impacto produzido pela geração da energia requerida para obter, liquefazer e transportar CO_2 é estimada em 1kg CO_2 por kg de fluido (referência) enquanto que o amoníaco representa 2kg CO_2 e o R134a, 9kg CO_2 (ASHRAE, 2009).

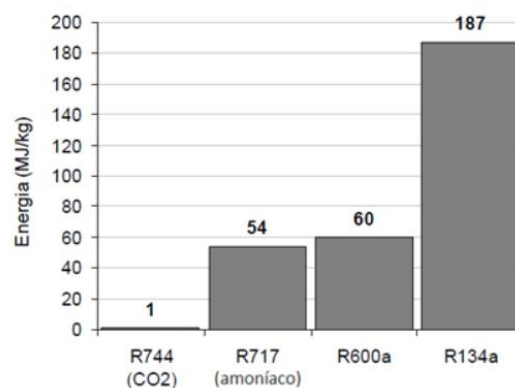


Figura 8 - Energia utilizada na produção de fluidos frigorigêneos (PACHAI, 2008).

2.2 História do CO_2 como fluido frigorigêneo

O dióxido de carbono (CO_2), como fluido frigorigêneo natural (R-744), foi um dos primeiros a ser utilizado em sistemas de refrigeração (Figura 9); o seu auge aconteceu nos meados da década de 30 do século XX. A depressão, fraca modernidade da tecnologia e o surgimento dos fluidos CFCs e HCFCs causaram a perda de importância do CO_2 , mesmo a sua quase extinção no início dos anos 60 (Bodinus,

1999); o reaparecimento do CO₂ na refrigeração, no início da década de 90, deve-se principalmente à revisão da tecnologia de refrigeração efetuada pelo Professor Gustav Lorentzen (Lorentzen, 1990). Volta principalmente a ser estudado/utilizado com mais frequência em diversas aplicações pelo motivo ecológico.

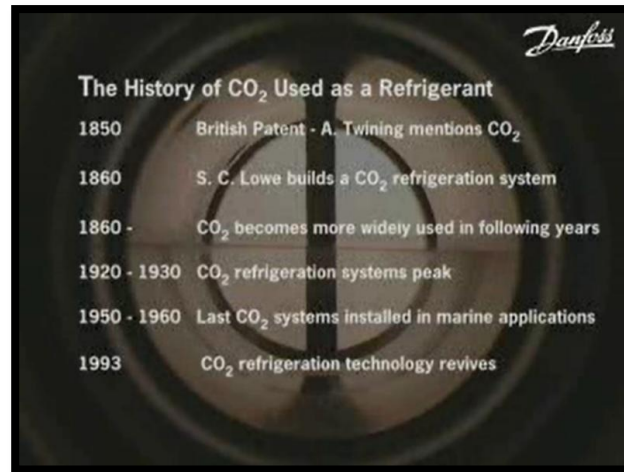


Figura 9 – História do CO₂ usado como fluido frigorífero (Danfoss, 2016).

O interesse atual pela utilização de CO₂ fica evidente através do número de artigos técnicos relacionados com esta substância publicados na “IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids” (Figura 10), representando em média 50% dos trabalhos publicados nos últimos anos (Montagner, 2013).

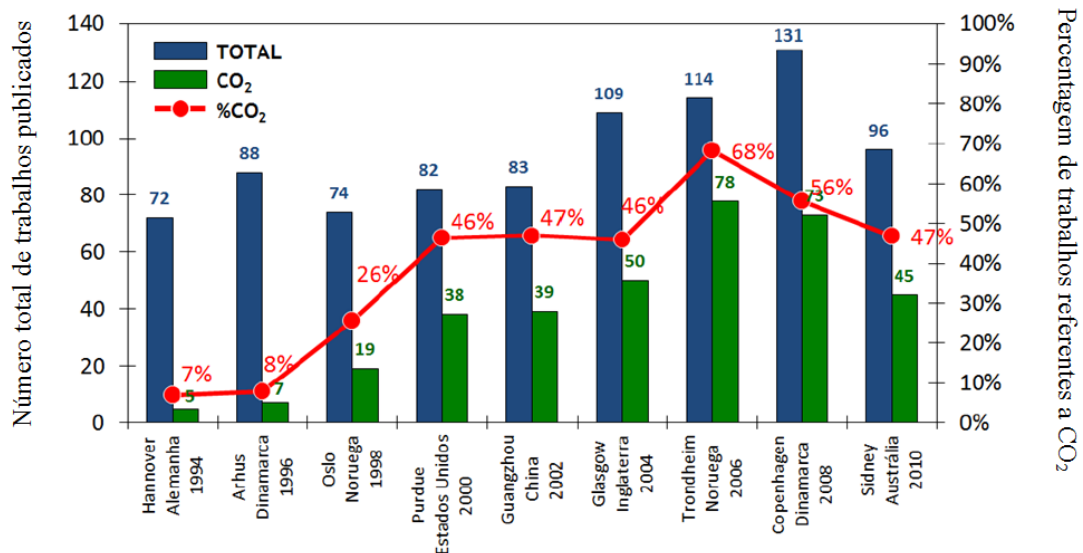


Figura 10 - Publicações relacionadas ao CO₂ na “Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids” (Montagner, 2013).

2.3 Propriedades do CO₂

De acordo com as propriedades de cada fluido frigorigéneo, os dados obtidos estão limitados por diferentes temperaturas de saturação (Figura 11), o que se deve ao facto de existirem pontos que limitam o processo de solidificação, condensação e evaporação.

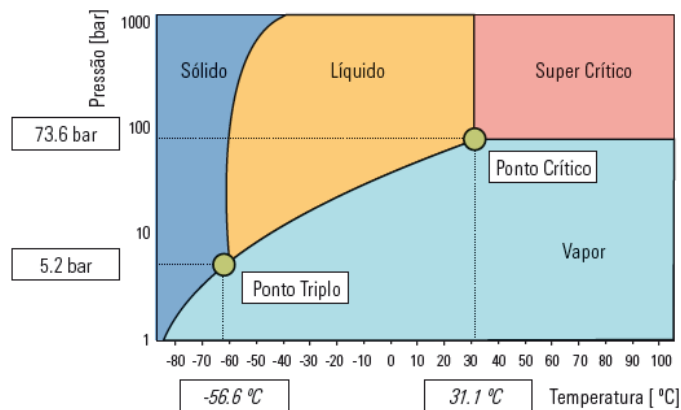


Figura 11 - Diagrama de fases do CO₂ (MMA, 2007).

Acima da pressão do **ponto crítico** (Figura 12) não existe condensação, e assim não é possível transferir calor latente do “*gas cooler*” para o meio ambiente num ciclo convencional de compressão de vapor.

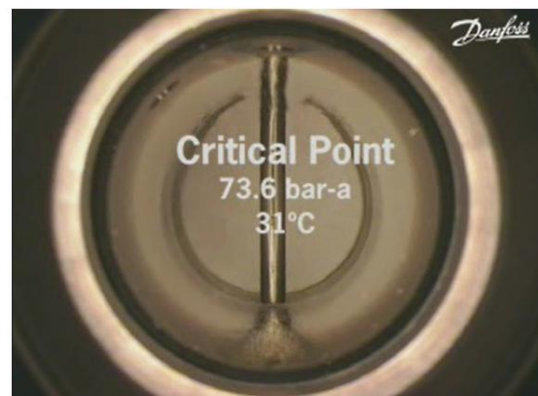
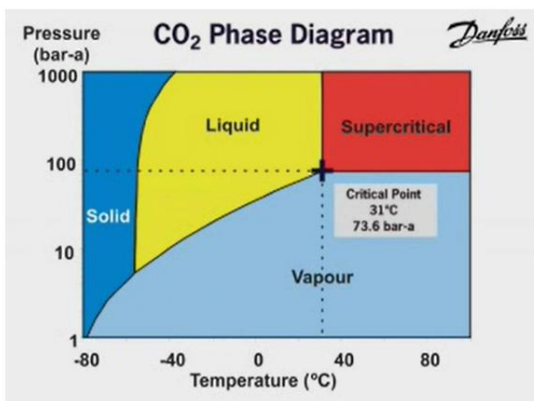


Figura 12 - Diagrama de fases do CO₂ e visor de observação (Ponto Crítico) (Danfoss, 2016).

No ponto crítico (Figura 13) a massa volúmica da fase líquida é igual à da fase de vapor - daí não ser possível distinguir líquido e vapor.

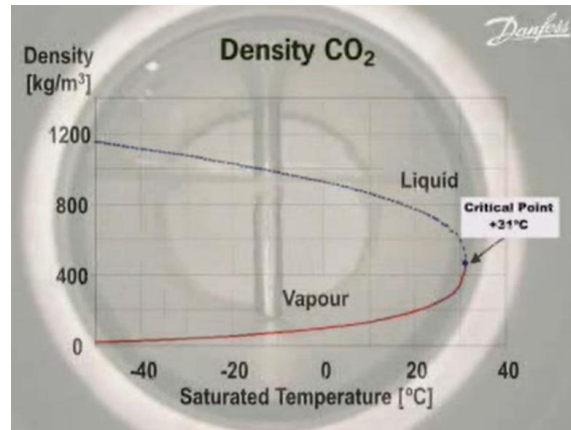


Figura 13 - Massa volúmica do CO₂ (Danfoss, 2016).

No ponto crítico, se existir um incremento de pressão ou temperatura, o fluido ficará no estado **supercrítico** (Figura 14).

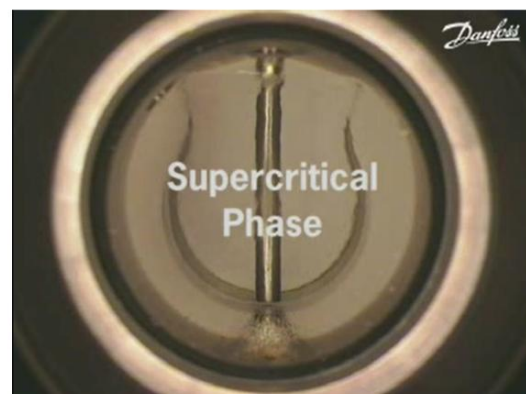
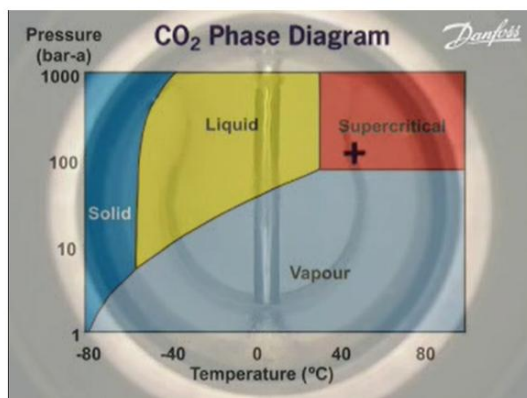


Figura 14 - Diagrama de fases do CO₂ e visor de observação (Supercrítico) (Danfoss, 2016).

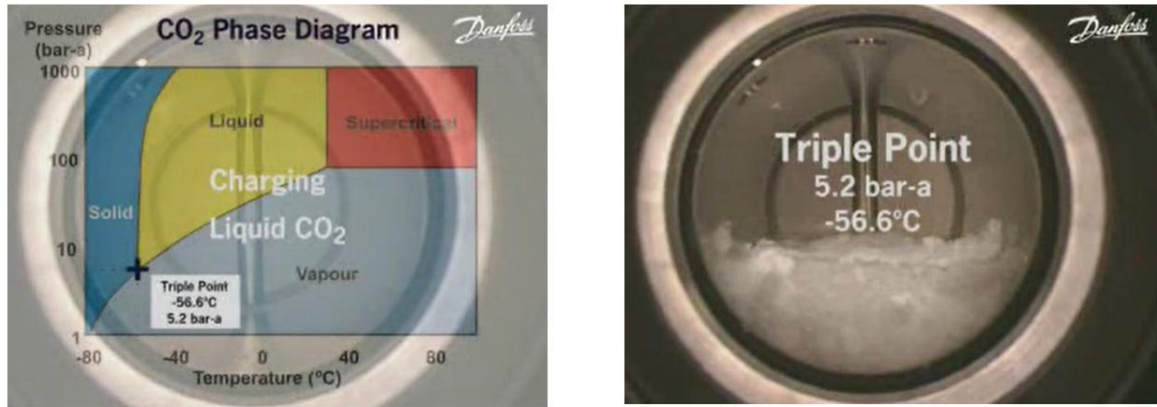


Figura 15 - Diagrama de fases do CO₂ e visor de observação (Ponto Triplo) (Danfoss, 2016).

O **ponto triplo** (figura 15) define as condições de pressão e temperatura em que as fases sólida (gelo seco), líquida e vapor coexistem; neste ponto temos pressão igual a 5,2 bar e temperatura igual a -56,6 °C. O gelo seco pode aparecer no caso de existir alguma fuga para a atmosfera, o que representa expansão até à pressão atmosférica.

As mudanças da entalpia e da entropia do CO₂, num processo de arrefecimento isobárico, estão presentes nas figuras 16 (a) e (b). Na zona supercrítica, a entalpia e a entropia diminuem com a temperatura e existe uma alteração mais abrupta perto do ponto crítico. A pressão influencia mais a entalpia e entropia acima da temperatura crítica (Figura 17), e menos abaixo dessa temperatura.

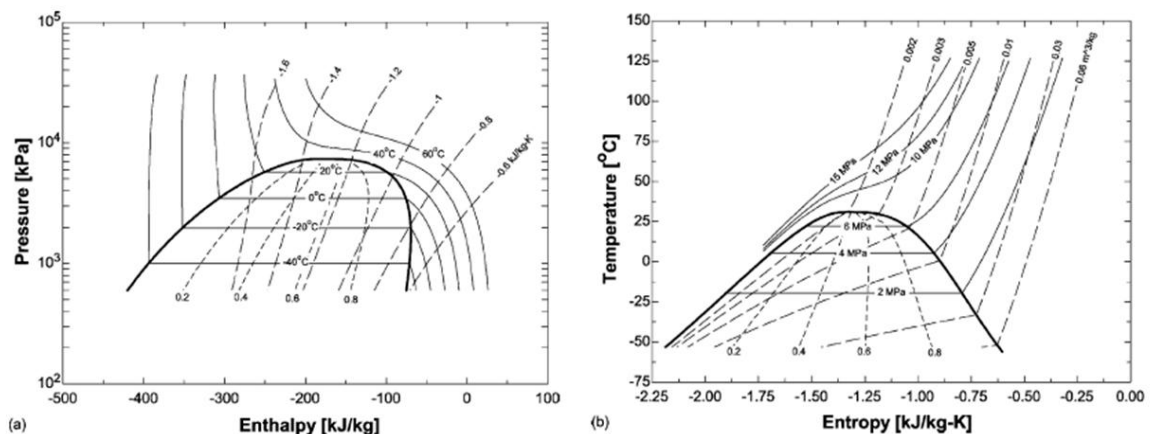


Figura 16 - Diagrama pressão-entalpia (a) e temperatura-entropia (b) do CO₂ (Kim, 2004).

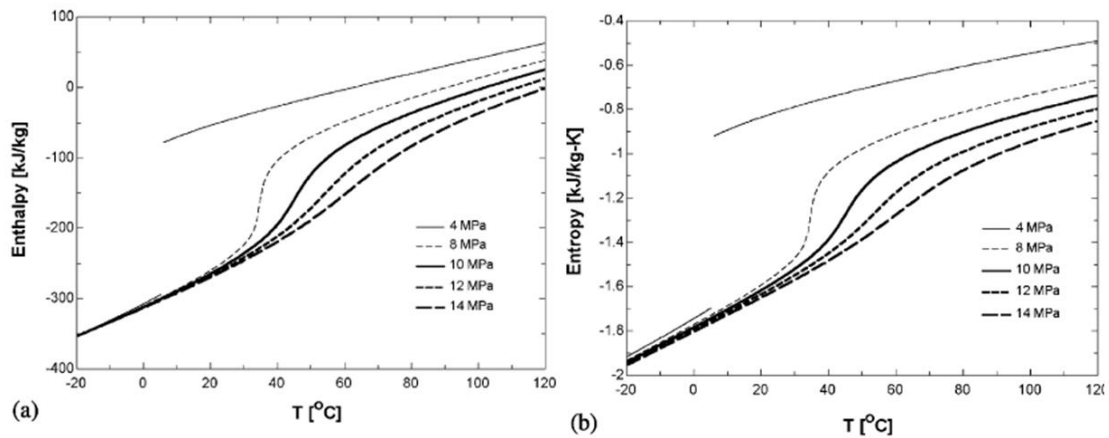


Figura 17 - Entalpia (a) e entropia (b) do CO₂ (Kim, 2004).

Comparando as propriedades do R-744 com as dos outros frigorigéneos (Tabela 4), verifica-se que, para dada temperatura de saturação a pressão de saturação do CO₂ é mais elevada do que as de outros frigorigéneos como, por exemplo, CFC (R-22), HCFC (R-22), HFC (R-134a, R-407C e R-410A) e HF (Propano R-290), principalmente no tocante à condensação; esta é a principal característica que condiciona os projetos de refrigeração com o R-744. Também se pode verificar que a capacidade volumétrica de refrigeração (22545kJ/m³ a 0 °C) é 3 a 10 vezes maior.

Tabela 4 - Comparação das propriedades do CO₂ com outros fluidos frigorigéneos (Kim, 2004).

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0.05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flammability/toxicity	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N	N/N
Molecular mass (kg/kmol)	120.9	86.5	102.0	86.2	72.6	17.0	44.1	44.0
Normal boiling point ^d (°C)	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-42.1	-78.4
Critical pressure (MPa)	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	4.25	7.38
Critical temperature (°C)	112.0	96.0	101.1	86.1	70.2	133.0	96.7	31.1
Reduced pressure ^e	0.07	0.10	0.07	0.11	0.16	0.04	0.11	0.47
Reduced temperature ^f	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.74	0.90
Refrigeration capacity ^g (kJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
First commercial use as a refrigerant [14]	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

^a Ternary mixture of R-32/125/134a (23/25/52, %).
^b Binary mixture of R-32/125 (50/50, %).
^c Global warming potential in relation to 100 years integration time, from the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC).
^d ASRAE handbook 2001 fundamentals.
^e Ratio of saturation pressure at 0 °C to critical pressure.
^f Ratio of 273.15 K (0 °C) to critical temperature in Kelvin.
^g Volumetric refrigeration capacity at 0 °C.

A pressão de vapor e a inclinação da curva P_{sat} vs T_{sat} são maiores para o R-744 do que para os outros fluidos conforme se pode verificar na Figura 18.

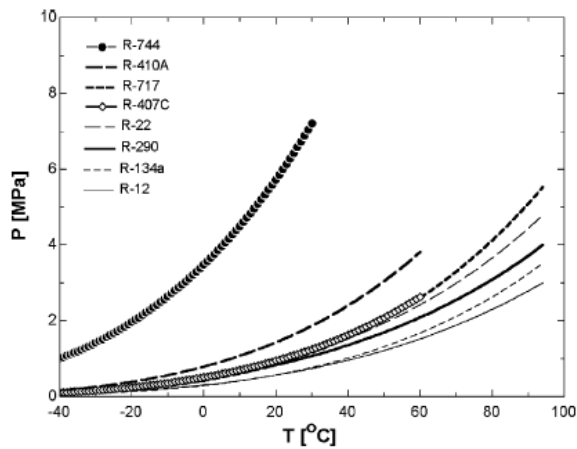


Figura 18 - Pressão de vapor para os respectivos fluidos (Kim, 2004).

Para o R-744, a alteração da temperatura do patamar de saturação associada à queda de pressão no evaporador será menor que noutros frigorigéneos conforme se verifica na Figura 19: por exemplo, a 0 °C, o diferencial de temperatura de saturação, para 1 kPa de queda de pressão, é de 0,01K. À mesma queda de pressão do R-410A e o R134a correspondem diferenças de temperatura de, 0,04 e 0,10K (Kim, 2004). Para o CO_2 , as pressões de vapor elevadas e perto do ponto crítico implicam características diferentes da fase líquida e massa volúmica de vapor em relação aos outros fluidos.

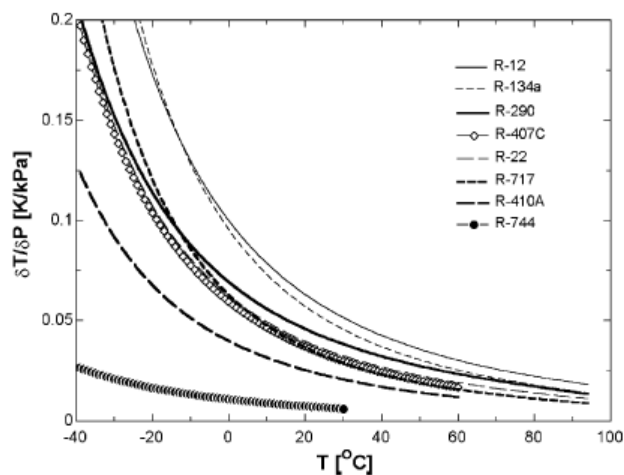


Figura 19 - Inclinação da curva de pressão de saturação dT/dP para os respectivos fluidos (Kim, 2004).

Nas Figuras 20 e 21 verifica-se que a massa volúmica do CO₂ varia rapidamente com a temperatura perto do ponto crítico e o rácio da massa volúmica do CO₂, mas varia menos para outros fluidos (Bredesen et al., 1997). Para o CO₂, a 0 °C, o rácio entre o massa volúmica do líquido saturado (927kg/m³) e a massa volúmica do vapor saturado (98kg/m³) é aproximadamente 10, enquanto que para o R-410A e R-134a os rácios homólogos são, respetivamente 65 e 89. As massas volúmicas do vapor saturado de R-410A e R-134a são 31kg/m³ e 14kg/m³ respetivamente, que são 32% e 14% do valor homólogo para o CO₂. O baixo rácio de massa volúmica do CO₂ confere maior homogeneidade entre as duas fases em comparação a outros fluidos. Este rácio indica uma importante regra para dimensionar o evaporador, o padrão do fluxo e o coeficiente de transferência de calor na evaporação.

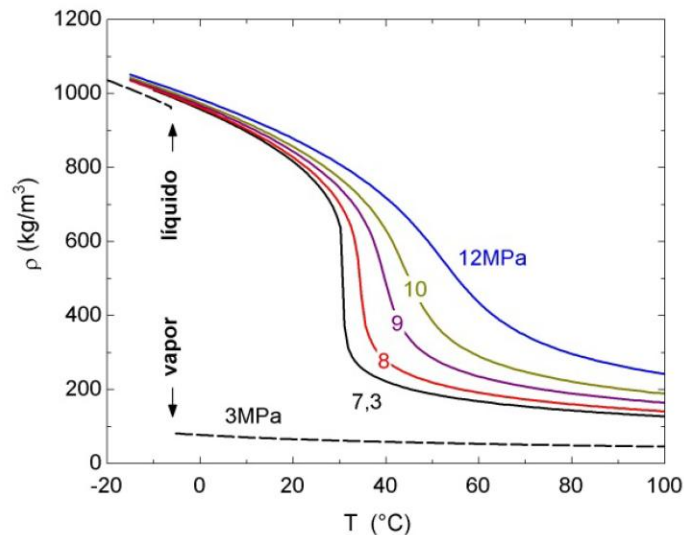


Figura 20 - Massa volúmica do CO₂ (Montagner, 2013).

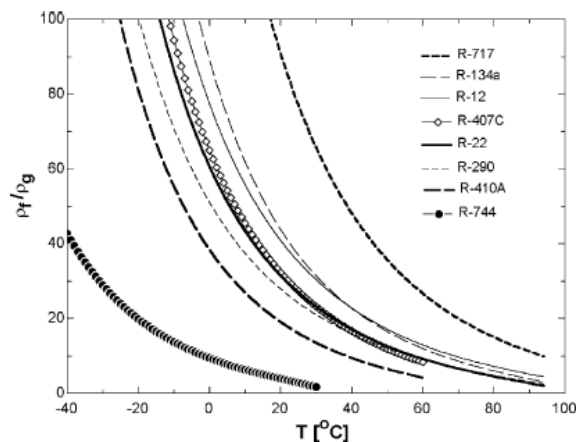


Figura 21 - Rácio entre massas volúmicas nos estados de líquido saturado e do vapor saturado para vários fluidos (Kim, 2004).

A elevada massa volúmica de vapor saturado seco do CO₂ permite que este frigorigéneo tenha capacidade volumétrica de refrigeração elevada conforme se pode constatar na Figura 22; esta capacidade é definida pelo produto da massa volúmica do vapor saturado e pelo calor latente de evaporação (no S.I expressa-se em J/m³). Devido a este facto teremos vantagens tais como compressores de menor tamanho (menor cilindrada), menor quantidade de fluido frigorigéneo na instalação e menor tamanho de depósitos e tubagens (MMA, 2007). A capacidade volumétrica de refrigeração do CO₂ aumenta com a temperatura até aos 22 °C, e acima desta temperatura diminui. Por definição é zero no ponto crítico conforme se pode verificar na figura seguinte.

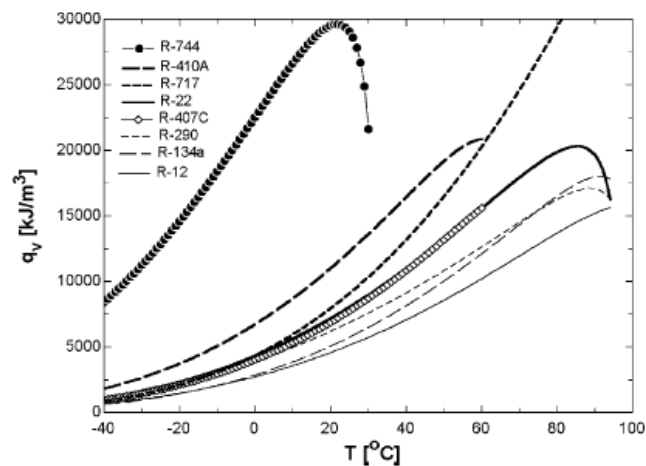


Figura 22 - Capacidade volumétrica de refrigeração dos fluidos frigorigéneos (Kim, 2004).

A tensão superficial dos fluidos frigorigéneos influencia a ebulição nucleada e as características do fluxo da zona bifásica. Uma tensão superficial pequena reduz o sobreaquecimento necessário para a nucleação e aumenta o crescimento de bolhas de vapor, o que leva à diminuição da transferência de calor (transferência de calor entre gás e a parede do evaporador em vez de transferência de calor entre líquido e a parede do evaporador). Na Figura 23 verifica-se que o CO₂ tem menor tensão superficial que outros fluidos frigorigéneos. A 0 °C a tensão superficial do CO₂ é 2,5 vezes menor que a do R-134a.

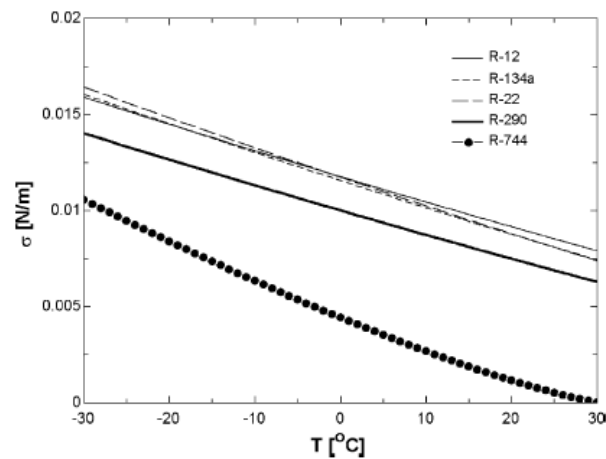
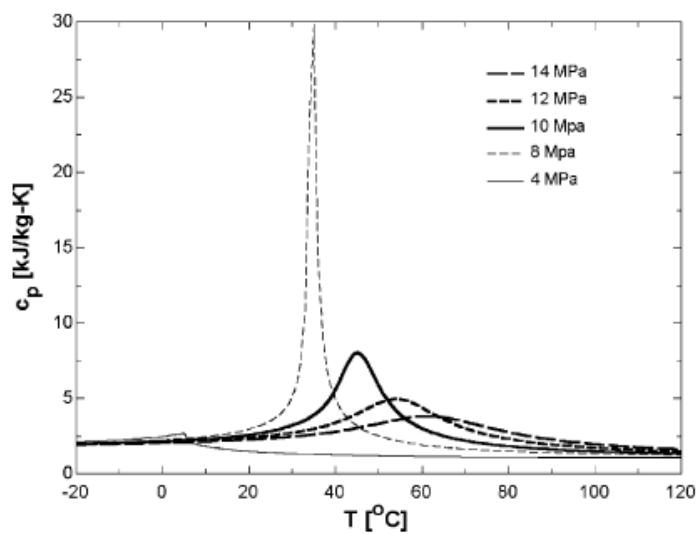


Figura 23 - Tensão superficial dos fluidos presentes (Kim, 2004).

2.4 Propriedades de transporte do CO₂

Uma das características mais importantes dos fluidos supercríticos é a mudança rápida das propriedades junto ao ponto crítico (Figura 26) num processo isobárico. Isto pode ser claramente verificado nas duas figuras que se seguem (Figura 24 e 25), em que o calor específico a pressão constante e temperatura pseudocrítica são retratadas.

Figura 24 - Calor específico a pressão constante do CO₂ (Kim, 2004).

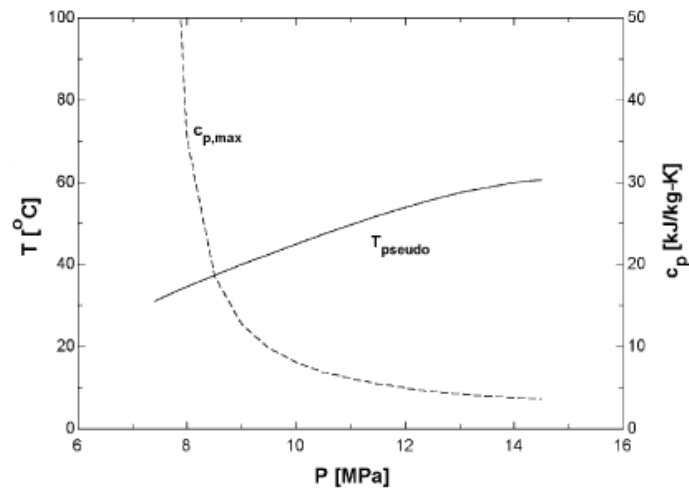


Figura 25 - Temperatura pseudocrítico e calor específico máximo do CO₂ (Kim, 2004).

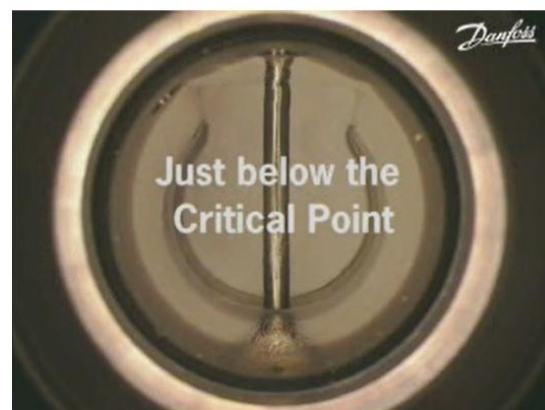
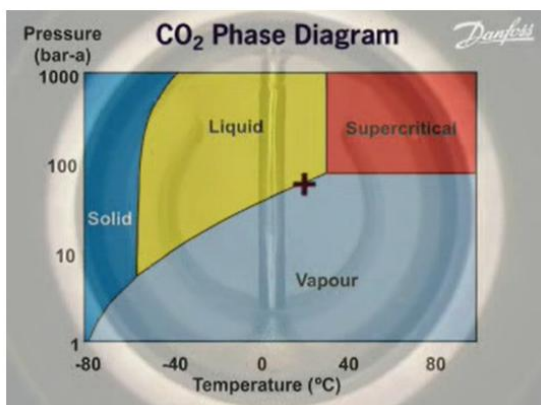


Figura 26 - Diagrama de fases do CO₂ e visor de observação (perto do Ponto Crítico) (Danfoss, 2016).

As propriedades de transporte de fluidos frigorigéneos têm papel importante nas características de transferência de calor e de queda de pressão. Na Figura 27 (a) e 27 (b) mostram-se duas propriedades de transporte, condutibilidade térmica e a viscosidade, a pressões subcríticas e supercríticas para temperaturas diferentes. A condutibilidade térmica elevada é essencial para se ter elevados coeficientes de transferência de calor. A viscosidade, particularmente na fase líquida, e o rácio da viscosidade de líquido com a viscosidade do vapor, são importantes no comportamento do fluxo dos fluidos. Para o CO₂, o rácio entre a condutibilidade térmica de líquido saturação e a condutibilidade térmica de vapor saturado a 0 °C é 20; este rácio é 60% mais elevada do que o rácio homólogo para o R-134a.

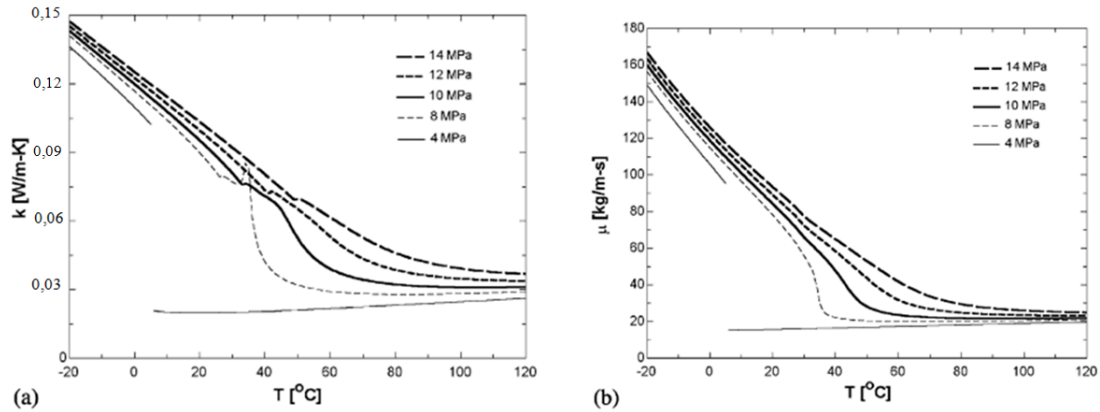


Figura 27 - Propriedades de transporte do CO₂.

O número de Prandtl (representa o quociente entre a viscosidade cinemática ou difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica) é importante para determinar o coeficiente de transferência de calor. Na Figura 28 mostra-se a variação do número de Prandtl do CO₂, para estado supercrítico e equilíbrio líquido/vapor do CO₂, em função de temperatura.

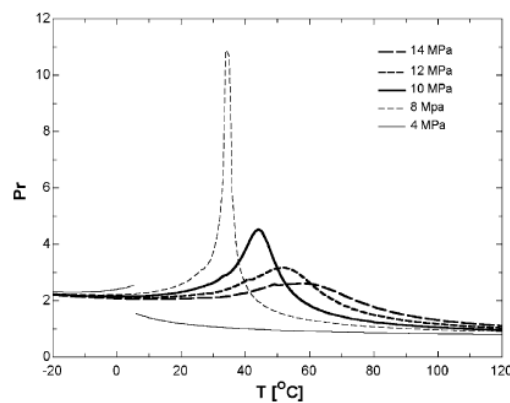


Figura 28 - Número de Prandtl do CO₂ (Kim, 2004).

As propriedades termodinâmicas de transporte do CO₂ favorecem a transferência de calor e permitem baixas quedas de pressão, em comparação a fluidos frigorigêneos típicos.

2.5 Ciclo transcrito de compressão de vapor para CO₂

A característica que mais diferencia o CO₂ em relação aos fluidos frigoríficos convencionais é o facto de a temperatura crítica ser muito baixa, precisamente 31,1 °C. Os sistemas de compressão de vapor que funcionam com CO₂ na refrigeração comercial como, por exemplo, as bombas de calor e equipamentos de ar condicionado, trabalham perto da pressão crítica de 73,6 bar. A rejeição de calor será, na maioria dos casos, feita na pressão supercrítica, causando nos sistemas pressões elevadas; o ciclo será transcrito.

2.5.1 Ciclo transcrito

Durante a operação do ciclo a uma temperatura acima da do ar ambiente, o sistema com CO₂ irá trabalhar, na maioria das vezes, em ciclo transcrito e a rejeição de calor acontecerá por arrefecimento do fluido (vapor) comprimido no estado supercrítico, acima do ponto crítico, pois o fluido não condensa. As condições do lado da baixa pressão (evaporador) remontam para o subcrítico conforme se pode verificar na Figura 29.

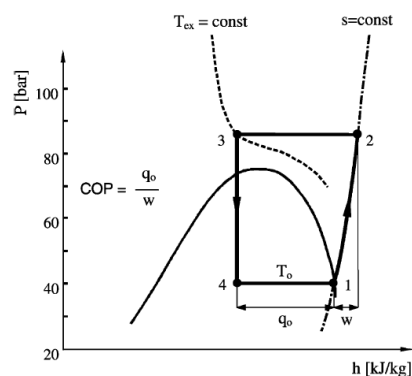


Figura 29 - Ciclo transcrito do CO₂ – diagrama pressão-entalpia (Kim, 2004).

Na pressão supercrítica não existem condições de saturação e a pressão é independente da temperatura. Nos ciclos subcríticos convencionais, a entalpia específica do ponto 3, Figura 29, é função da temperatura. No lado supercrítico a pressão também tem influência na entalpia; isto pode ser observado nas linhas isotérmicas, em forma de S, no estado supercrítico perto do ponto crítico. Devido a este facto existe a necessidade de controlar a pressão do lado da alta, uma vez que a pressão a montante da válvula de estrangulamento determinará a capacidade de refrigeração. Como nos sistemas convencionais, o trabalho do compressor e o COP (Coeficiente de Performance) depende da pressão de descarga. No entanto, se o COP cai com o aumento da relação da compressão em ciclos convencionais, nos ciclos transcíticos o comportamento do COP é bastante diferente como podemos ver na Figura 30. (Pettersen e Skaugen, 1994).

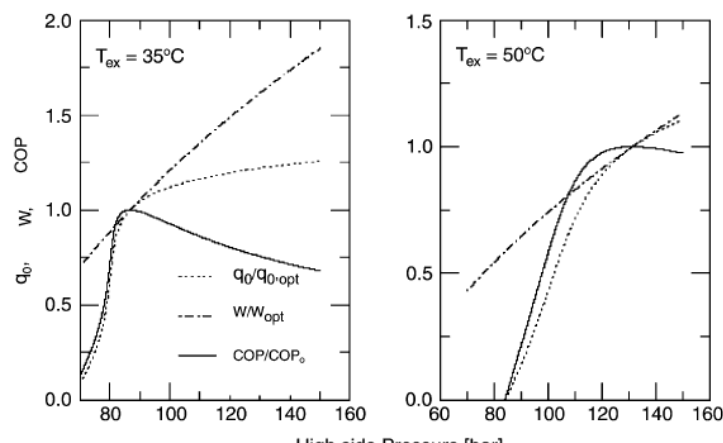


Figura 30 – Influência da variação da pressão no lado da alta, na capacidade de refrigeração específica (q_0), no trabalho do compressor específico (w) e no COP num ciclo transcítico de CO_2 , (Kim, 2004).

[Figura 30 - Os resultados são baseados numa compressão isentrópica, temperatura de evaporação ($T_0 = 5\text{ °C}$) e a temperatura exterior do fluido refrigerante (T_{ex}) no “gas cooler” de 35 °C (esquerda) e 50 °C (direita)]

Na Figura 30 mostra-se a influência teórica da variação da pressão de condensação na capacidade de refrigeração específica (q_0), no trabalho do compressor específico (w) e no COP. A temperatura do fluido frigorífero exterior (T_{ex}) é assumida como constante, mas na prática estará uns graus acima da temperatura de entrada do fluido frigorífero. As curvas são baseadas em cálculos num ciclo ideal, com a temperatura de evaporação ($T_0 = 5\text{ °C}$) e a rejeição de calor (T_{ex}) de 35 °C (esquerda) e 50 °C (direita).

À medida que a pressão sobe no lado da alta, o COP atinge o máximo, acima do qual não compensa o trabalho adicional de compressão. A regulação da pressão no lado da alta permite manter o COP no seu máximo e/ou para regular o arrefecimento ou aquecimento.

2.5.2 Métodos de controlo de pressão do lado da alta

Num sistema de refrigeração com CO_2 , a pressão de condensação pode ser subcrítica ou supercrítica. Em caso de operação no estado subcrítico, o sistema funcionará como os sistemas convencionais, com a pressão do lado de alta determinada pela temperatura de condensação. No caso da operação supercrítica, a pressão no lado de alta do circuito frigorífico é determinada pela relação entre carga de fluido frigorífero (massa), o volume interno (lado da alta do circuito de frio) e temperatura.

$$p = p(v, T) = p\left(\frac{v}{m}, T\right) \quad (2.1)$$

Como resultado existem três possibilidades diferentes de controlar a pressão no estado supercrítico (Pettersen, 1998):

- Variação da carga de fluido frigorígeno (m) no lado da alta do circuito;
- Variação do volume interno do lado da alta do circuito frigorífico;
- Controlo da temperatura do fluido frigorígeno (T) para estabelecer a pressão.

As duas primeiras opções possibilitam o controlo ativo de pressão, enquanto o último método é, na verdade, uma solução passiva em que as condições de carga de fluido frigorígeno / volume são adaptadas para se obter a mudança desejada na pressão quando temperatura varia.

Estes sistemas embora trabalhem, na maioria do tempo, no estado supercrítico, devem ter o sistema de controlo projetado para condições subcríticas (condensação), pois assim estarão preparados quando a temperatura de rejeição de calor for mais baixa (Kim, 2004).

2.5.3 Sistemas com controlo de carga do lado de alta

Se a pressão do lado da alta é controlada pela carga de fluido frigorígeno, o circuito tem de incluir meios para variar a massa de fluido frigorígeno, que está momentaneamente entre a saída do compressor e a entrada da válvula de expansão. Como, em operação normal, o total da carga de fluido frigorígeno é constante, tem de existir um “amortecedor” de fluido frigorígeno de modo a que a carga do lado da alta possa variar sem inundar/secar o evaporador. Podem existir vários recipientes (amortecedor) e vários conceitos de controlo possíveis; estas soluções podem ser divididas para pressão baixa e intermédia.

2.5.3.1 Sistemas com recetor na baixa pressão

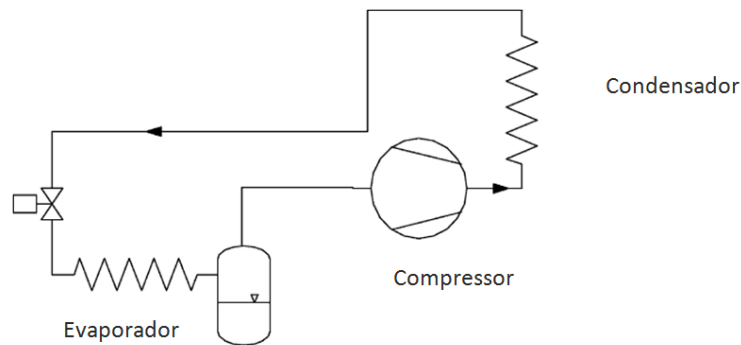


Figura 31 – Sistema com um recetor na baixa pressão (Kim, 2004).

O lado da alta é controlado pelo ajuste da válvula de expansão (Figura 31), alterando temporariamente o equilíbrio entre o caudal mássico do compressor e respetiva válvula. O nível do refrigerante no depósito (recetor/amortecedor) está dependente da abertura da válvula de expansão (normalmente regulada por um sobreaquecimento) e da aspiração do compressor. Na prática, estes sistemas, em alguns casos precisam de uma purga de líquido a partir do recetor com a finalidade de retorno do óleo ao compressor.

2.5.3.2 Sistemas com recetor na intermédia pressão

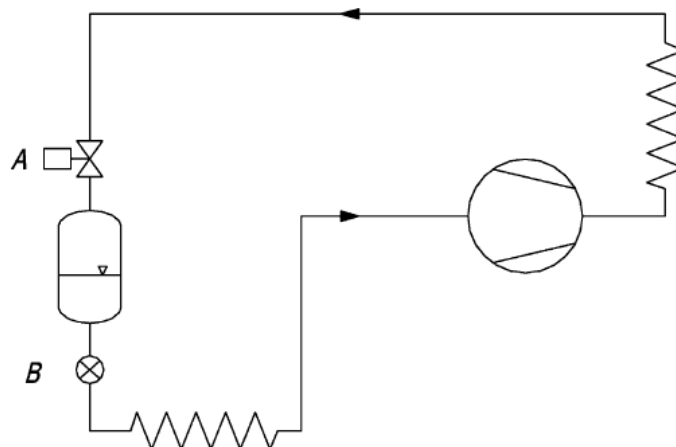


Figura 32 – Sistema com recetor em linha de média pressão (Kim, 2004).

Na Figura 32 mostra-se um sistema que o recetor (depósito) está na zona de pressão intermédia (Lorentzen, 1990); está instalado entre a válvula reguladora de pressão (A), que controla a pressão alta, e a válvula de expansão eletrónica ou termostática (B), e assim varia o fluxo de líquido no evaporador. Este recetor pode estar no lado supercrítico ou subcrítico. No caso supercrítico será necessário um recetor de grandes dimensões por causa da elevada variação de fluido frigorífero.

2.5.3.3 Sistemas com controlo de volume do lado de alta

Em vez da variação da massa, a pressão no lado de alta pode ser regulada ajustando o volume interno do lado da alta do circuito. Para uma dada variação de volume, maior variação de pressão será obtida com a menor temperatura possível (maior massa volúmica). Isto faz com que o “*gas cooler*” seja o melhor local para instalação do dispositivo de controlo de volume; este dispositivo pode ser construído de diversas formas; por exemplo num cilindro onde o deslocamento de um pistão garante o volume de fluido frigorífero necessário. O projeto do reservatório (cilindro) deve considerar fatores como a interceção de lubrificação e meios para controlar o volume através de atuação mecânica ou hidráulica (Kim, 2004).

2.5.4 Perdas no ciclo transcrito

O desempenho de um sistema de refrigeração é expresso através do coeficiente de desempenho COP que relaciona a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{ev}) com a potência entregue ao compressor (\dot{W}_{Comp}).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{Comp}} \quad (2.2)$$

O limite máximo teórico para o COP do sistema é estabelecido pelo ciclo de Carnot que representa um ciclo reversível de uma máquina térmica operando entre dois níveis de temperatura (ÇENGEL e BOLES, 2006.) A Figura 33 mostra o ciclo de Carnot num diagrama T-s, onde pode-se observar dois processos isentrópicos e dois processos isotérmicos. O COP do ciclo de Carnot depende somente das temperaturas isotérmicas. O COP_{Carnot} depende somente das temperaturas absolutas dos reservatórios frio T_C e T_H , aumentando com redução da diferença de temperatura entre os reservatórios.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (2.3)$$

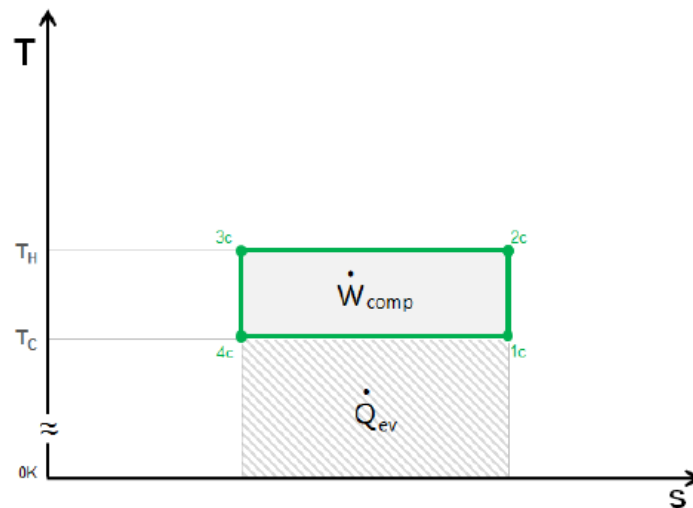


Figura 33 – Representação do ciclo teórico de Carnot (Montagner, 2013).

O ciclo de Carnot, proposto pelo engenheiro francês Nicolas Léonard Sadi Carnot, é considerado um ciclo termodinâmico ideal, representando apenas o funcionamento teórico de uma máquina.

O ciclo de refrigeração mais próximo do ideal é o ciclo padrão representado na Figura 34 através dos pontos 1-2-3-4. O ciclo padrão é composto por dois processos de transferência de calor em permutadores com área infinita (ΔT_{HX}), um processo de expansão isentálpico e um processo de compressão isentrópico de aspiração seca ($x = 1$). Neste caso, o fluido frigorigéneo tem um papel fundamental nas irreversibilidades do ciclo já que as suas características termodinâmicas estabelecem o grau de sobreaquecimento do vapor no final do processo de compressão (ponto 2) e a redução do efeito refrigerante específico na entrada do evaporador (ponto 4). Estas mudanças em relação ao ciclo de Carnot traduzem-se em queda do coeficiente de desempenho ($COP_{\text{padrão}} < COP_{\text{Carnot}}$) (Montagner, 2013).

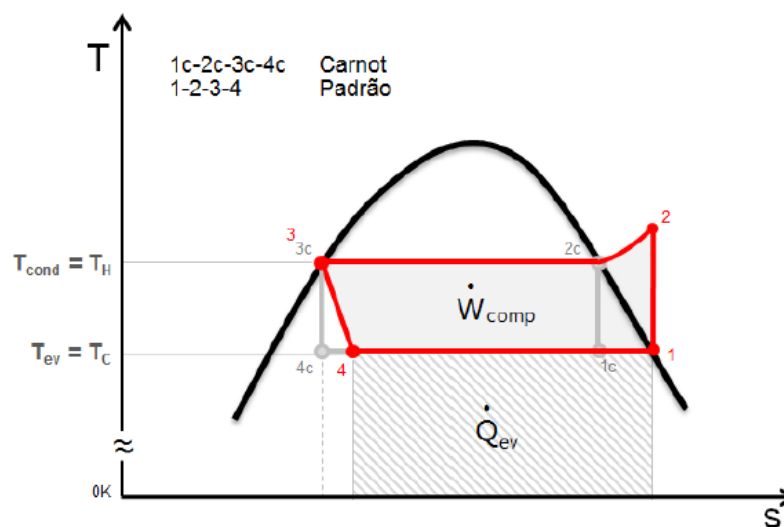


Figura 34 – Representação do ciclo padrão (ciclo de Carnot indicado para referência)

(Montagner, 2013).

Apesar de representativo, o ciclo padrão ainda difere significativamente de um ciclo real, conforme indicado na Figura 35 através dos pontos 1'-2'-3'-4'. Aqui, as propriedades físicas do fluido frigorigéneo definem a sua interação com os componentes do sistema com reflexo sobre as irreversibilidades do ciclo. Observa-se que o processo de compressão não é isentrópico (1'-2'), que existe diferença de

temperatura (ΔT_{HX}) e perda de carga nos permutadores de calor e que existem regiões de subarrefecimento (3') e sobreaquecimento (1'), todas essas diferenças contribuem para a diminuição do coeficiente de desempenho ($COP_{real} < COP_{ideal}$).

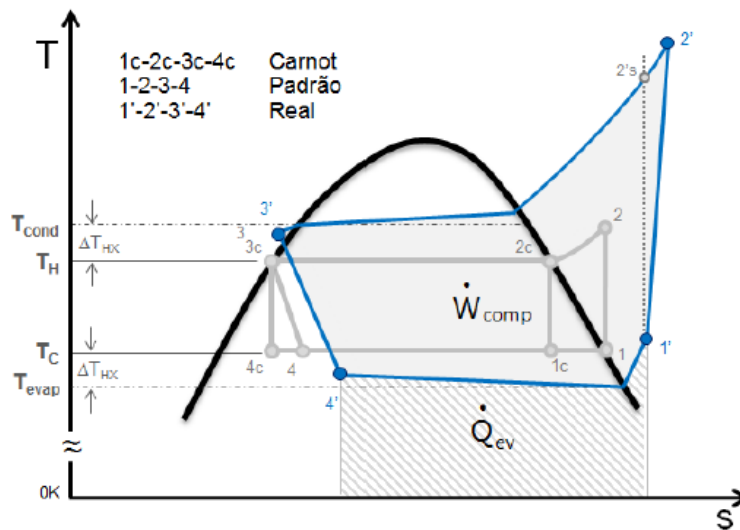


Figura 35 - Representação do ciclo real (ciclo de Carnot e padrão indicados para referência) (Montagner, 2013).

O efeito das irreversibilidades termodinâmicas pode ser expresso através de um índice, conhecido como eficiência de Carnot ϵ_{carnot} .

$$\epsilon = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (2.4)$$

Portanto, as características termofísicas do fluido refrigerante aliadas à sua interação com os vários componentes do sistema definem o desempenho do ciclo. A Figura 36 compara o desempenho do R134a e do CO₂ na condição de referência T_c igual a -20 °C e a T_H igual a 30 °C. Percebe-se que o desempenho do R134a no ciclo padrão ($\epsilon = 0,78$) é superior ao do CO₂ ($\epsilon = 0,47$), indicando que as perdas nos processos de expansão e compressão são significativamente maiores para o CO₂ em virtude do seu ciclo operar mais próximo do ponto crítico. Percebe-se também que o sobreaquecimento de 10 °C na saída do evaporador praticamente não afeta o

comportamento dos dois sistemas. Por outro lado, as irreversibilidades no compressor ($\eta = 0,7$) reduzem o COP em aproximadamente 30% em relação ao ciclo padrão, proporcionando um $\epsilon_{\text{carnot}} = 0,33$ para o CO_2 e de 0,55 para o R134a. Outro parâmetro com influência significativa no COP do sistema é a diferença de temperatura nos permutadores de calor. Ao considerar um $\Delta T_{\text{HX}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, promove-se uma queda de aproximadamente 40% no COP. As irreversibilidades mencionadas promovem uma redução de 60% no COP nos dois sistemas traduzindo-se em 0,19 para o sistema real com CO_2 e de 0,33 para o sistema real com R134a (Montagner, 2013).

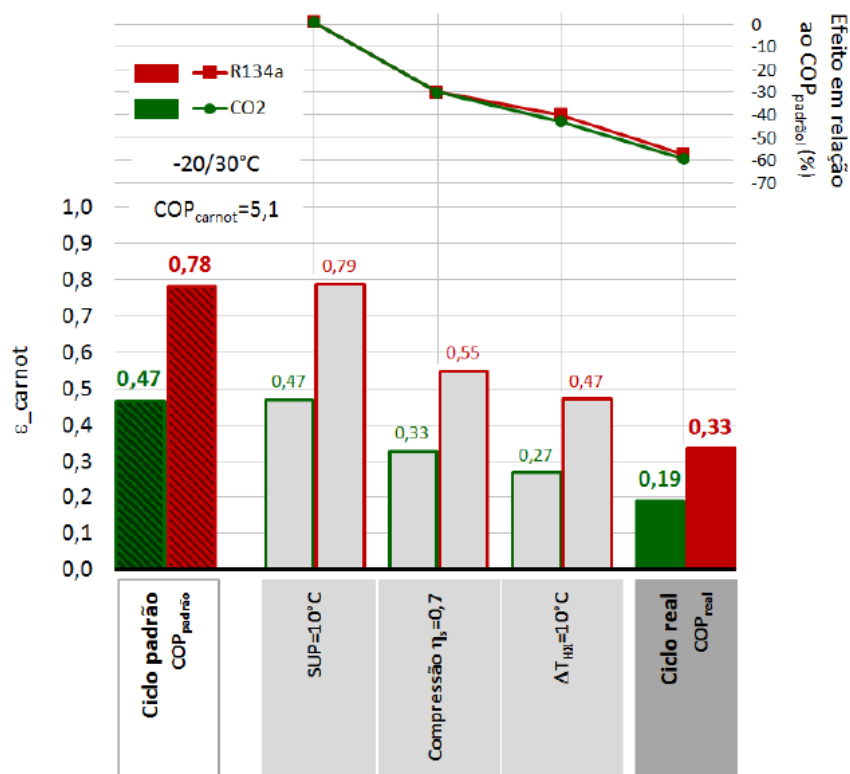


Figura 36 – Impacto do fluido refrigerante e dos componentes do sistema no $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ (Montagner, 2013).

Na análise anterior foram introduzidas simultaneamente as mesmas perdas de irreversibilidade para ambos os fluidos, isto é, sobreaquecimento de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, permutadores de calor com $\Delta T_{\text{HX}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e compressores com $\eta = 0,7$, o que gerou efeitos proporcionalmente semelhantes. No entanto, apesar de recorrente, esta é uma análise limitada já que as propriedades termofísicas do CO_2 garantem uma melhor interação com os componentes do sistema, gerando uma menor diferença de temperatura nos permutadores e maiores eficiências isentrópicas e volumétricas de

compressão. Portanto, algumas das perdas do ciclo CO_2 são parcialmente compensadas pelo melhor desempenho dos seus componentes (Montagner, 2013).

O ciclo transcrito é menos eficiente do que o convencional de compressão mecânica de valor, tornando-se como base de comparação a mesma temperatura de evaporação e uma temperatura na saída do “*gas cooler*” do CO_2 igual à temperatura de condensação do R134a (Kim, 2004). A Figura 37 compara o ciclo subcrítico 1-2-3-4 do R134a com o transcrito 1-2'-3-4' do CO_2 . Nota-se que a temperatura de descarga do CO_2 (ponto 2') é superior, o que resulta numa temperatura média de rejeição do calor também elevada. Esta característica aumenta o calor que é necessário rejeitar no “*gas cooler*” num montante representado pela área “A”. Além disso, a maior diferença de pressão origina maiores perdas no processo de expansão. A área “B” representa portanto uma perda no efeito refrigerante específico e um aumento do trabalho específico de compressão do ciclo transcrito em relação ao subcrítico (Montagner, 2013).

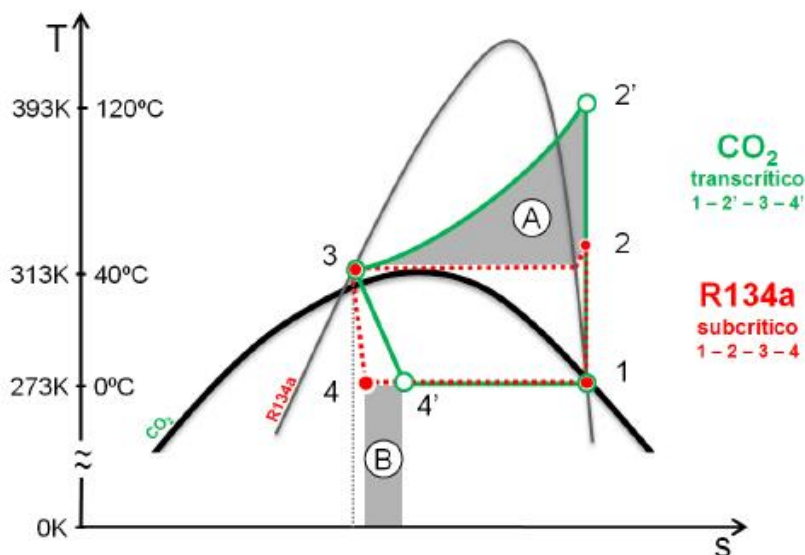


Figura 37 - Comparação entre os ciclos ideais subcríticos do R134a e transcritos do CO_2 (Montagner, 2013).

As perdas supramencionadas podem ser atenuadas através de modificações no ciclo conforme ilustrado na Figura 38 que compara os efeitos de algumas destas mudanças aplicadas nos ciclos de CO₂ e R134a operando na condição de temperatura de evaporação (T_{ev}) igual a -30 e temperatura de condensação/gás ($T_{cd} = T_{gc}$) quente de 40 °C. Percebe-se que a introdução de um permutador de calor interno aumenta o desempenho do ciclo de CO₂ e de R134a em 7% e 10%, respetivamente. A adoção de processos de expansão e compressão fracionadas (compressão paralela) gera ganhos de desempenho de 33% para o CO₂ e 23% para o R134a. De maneira analógica, a introdução de uma turbina para recuperar o trabalho de expansão gera ganhos de desempenho de 95% para o CO₂ e 45% para o R134a. Os ganhos produzidos pelo fracionamento da expansão, compressão e pela adoção de turbina são superiores para o CO₂ por este apresentar uma diferença de pressão significativamente superior o que torna o potencial de ganho de processos também superior no sistema CO₂. Além dos ganhos de desempenho, as modificações no ciclo também geram outras vantagens como, por exemplo, a redução da pressão de descarga do sistema de CO₂ (Montagner, 2013).

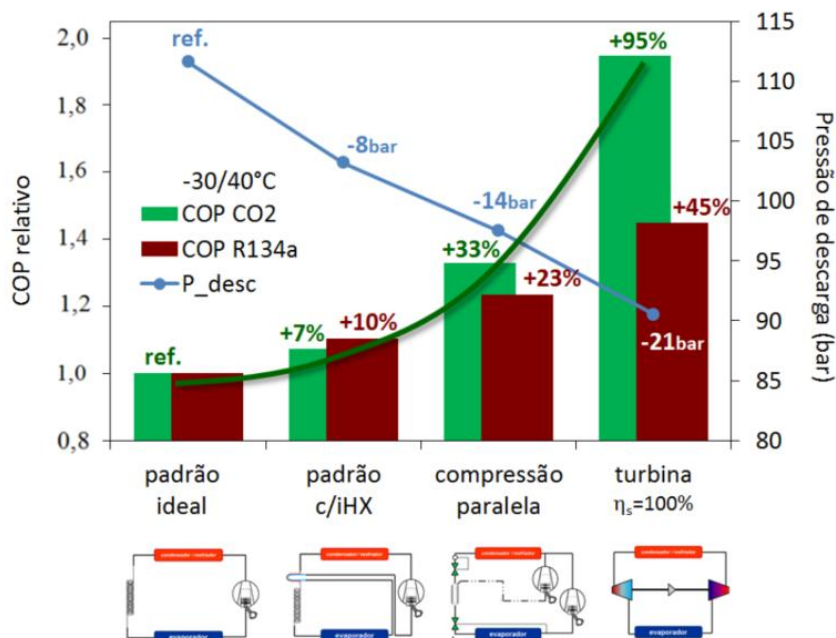


Figura 38 – Comparação de COP dos sistemas de CO₂ e de R134a e da pressão de descarga do sistema transcrito de CO₂ em função de mudanças no ciclo de refrigeração (Montagner, 2013).

2.5.5 Aplicações com o R-744 transcrito

2.5.5.1 Sistema multi-estágio de compressão (intensificador)

Na Figura 39 temos um exemplo do sistema multi-estágio de compressão designado pelos fabricantes por intensificador (booster). Estes sistemas intensificadores de CO₂ transcrito são os mais promissores sistemas de fluidos frigorigéneos naturais utilizados no retalho alimentar.

Os sistemas de intensificadores são geralmente constituídos por quatro seções diferentes que se diferenciam normalmente pelas pressões de trabalho; segundo o fabricante Carel estas são (Carel, 2015):

- Baixa pressão (Figura 39): a zona dos evaporadores de baixa temperatura a jusante das válvulas de pressão até à aspiração dos compressores de baixa (linha azul escuro), este lado do circuito está protegido com válvulas de segurança calibradas para 45 bar;
- Média pressão (Figura 39): a zona dos evaporadores de média temperatura a jusante das válvulas de expansão até à aspiração dos compressores de média (linha azul claro), este lado do circuito está protegido com válvulas de segurança calibradas para 60 bar;
- Pressão intermédia (Figura 39): a zona entre a válvula de alta pressão (HPV - High Pressure Valve) e todas as válvulas de expansão (linha cor de laranja), este lado do circuito está protegido com válvulas de segurança calibradas para 90 bar;
- Alta pressão (Figura 39): a zona entre o envio dos compressores de média e a válvula HPV (linha vermelho), este lado do circuito está protegido com válvulas de segurança calibradas para 130 bar;

As vantagens destes sistemas incidem principalmente na possibilidade de só usar fluidos frigoríficos naturais e na eficiência maior que outros sistemas (R-404A tradicional) com temperatura média anual do ar inferior a 15 °C.

Como desvantagens temos as altas pressões presentes (até 120 bar); os sistemas normalmente são mais complexos que os tradicionais; e a eficiência razoável em ambientes com clima quente (maior que 15 °C) só com recuso à utilização de tecnologias adicionais tais como: sistemas de arrefecimento adiabático (Figura 40), recuperação de calor (Figura 41 e 42), compressão paralela (Figura 40) e ejetores (Figura 43). Estas tecnologias adicionais para melhorar a eficiência são explicadas com mais pormenor posteriormente.

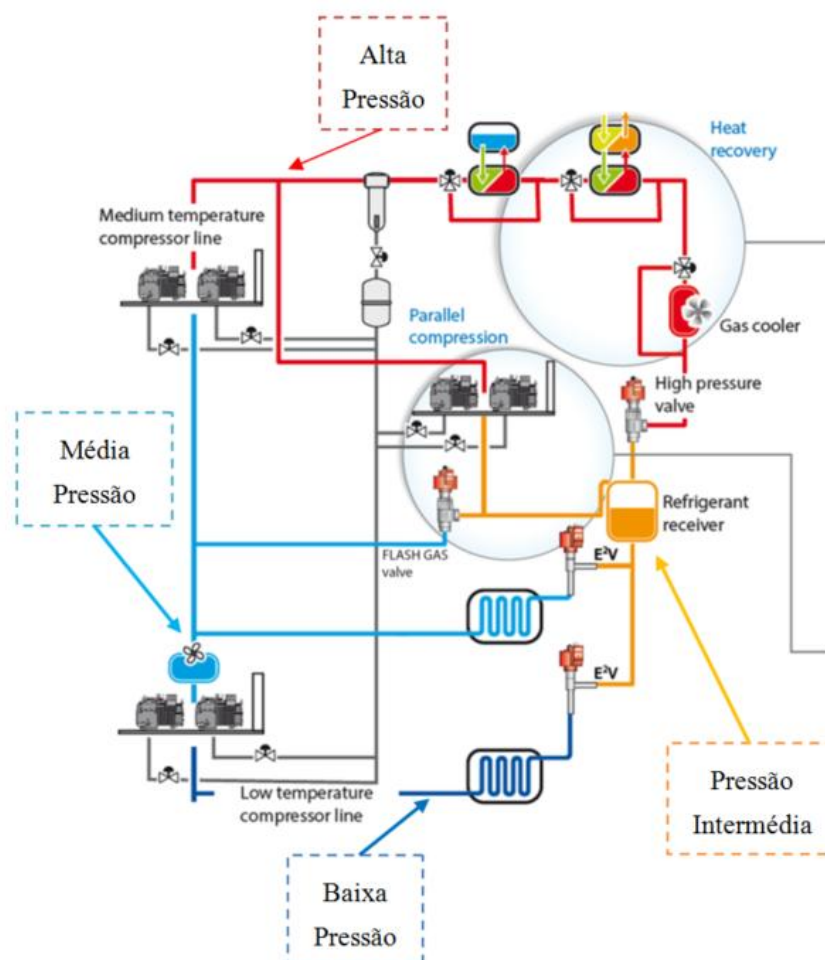


Figura 39 – Sistema CO₂ transcrito intensificador (Carel, 2015).

Na temperatura média, Figura 39, o refrigerante CO₂ em estado de vapor é aspirado pelos compressores a cerca de 26 bar (máximo 40 a 60 bar), uma vez comprimido atravessa normalmente um sistema (mais ou menos complexo) de recuperação de calor (ver Figura 40 e 41), essencial para o rendimento global da máquina, e para o arrefecimento do gás (*gas cooler*). Nesta zona a pressão de trabalho depende essencialmente da temperatura externa e pode variar à volta de 40 a 45 bar com base no tipo de compressores utilizados a 120 bar, pressão máxima das válvulas de segurança (Carel, 2015).

A válvula de alta pressão (HPV) é o coração deste sistema e determina o seu rendimento. Esta válvula HPV tem a função de fazer trabalhar o sistema nas condições mais favoráveis naquele determinado instante, baixar por conseguinte a pressão até 35-40 bar de trabalho do recetor (depósito de líquido) a jusante e depois condensar o CO₂. A regulação da pressão do recetor é obtida através da válvula de expansão, chamada de flash-gas ou RPRV (RPRV - Regulating Pressure Receiver Valve) tendo esta exatamente a função de bypass de parte do gás para manter constante a pressão no recetor. Esta válvula funcionará com maior frequência e com maior abertura percentual nos períodos mais quentes do ano e em climas temperados.

Do recetor de líquido passa para todos os utilizadores (evaporadores), quer de média ou de baixa temperatura; o líquido é expandido pelas válvulas dos evaporadores de baixa e depois aspirado pelos compressores de baixa temperatura (LT) e posteriormente misturado com gás proveniente dos evaporadores de média e pela válvula de regulação do recetor (nesta zona a pressão máxima pode variar dos 25 aos 60 bar).

De seguida existe uma breve explicação às tecnologias adicionais para melhorar a eficiência quando o sistema é aplicado em locais de clima quente (maior que 15 °C).

2.5.5.1.1 Compressão Paralela

A pressão paralela ou intermédia permite melhorar a eficiência do sistema tornando-o adequado para climas mais temperados. O princípio da compressão paralela baseia-se na possibilidade de existir um COP melhorado no momento em que a quantidade de gás instantâneo (*flash*) obriga a válvula (RPRV - Regulating Pressure Receiver Valve) a ficar aberta por um período preestabelecido e para além de uma determinada percentagem. Obtém-se um rendimento melhor graças à menor relação de pressão entre aspiração e envio que se obtém utilizando exatamente os compressores da linha intermédia em vez dos compressores da linha de média temperatura (Carel, 2015).

O uso de um compressor, ou grupo de compressores, instalados entre o recetor (depósito) e a linha de descarga do compressor de temperatura média, tem vantagens como por exemplo: redução da utilização da válvula RPRV; maior eficiência em alta pressão no “*gas cooler*”; e maior eficiência em altas temperaturas externas.

Em alternativa, ou paralelamente à compressão auxiliar (paralela) poderão existir soluções para o aumento da eficiência energética das centrais com CO₂ através dos dispositivos mecânicos estáticos chamados ejetores (Figura 43).

2.5.5.1.2 Arrefecimento adiabático

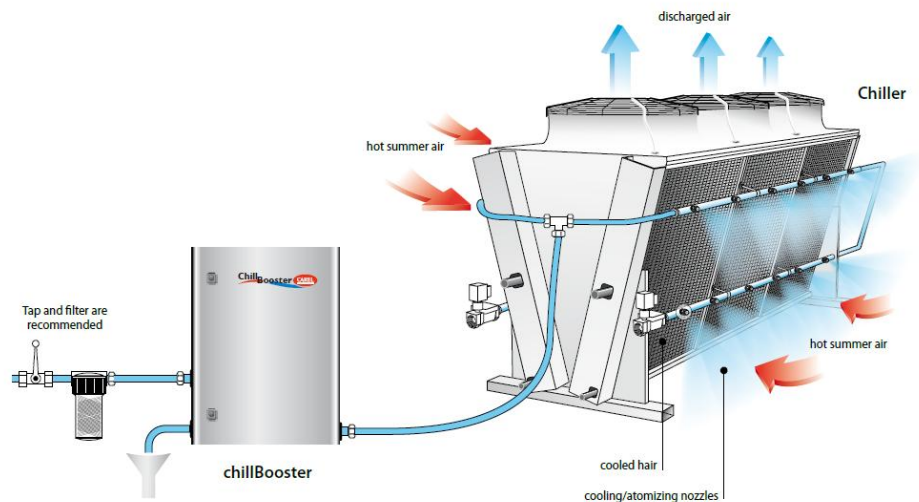


Figura 40 - Sistema de refrigeração adiabático do fabricante Carel (Carel, 2015).

Na Figura 40 temos um simples sistema de refrigeração adiabática do fabricante Carel (apelidado por Chillbooster) que permite diminuir a temperatura externa. Ideal, portanto, para melhorar a eficiência de um sistema transcrito. Este arrefecimento é particularmente indicado para sistemas que se encontram em regimes climáticos temperados, onde a temperatura externa é superior a 30 °C durante poucos dias por ano (Carel, 2015).

O Chillbooster atomiza a água em gotículas que evaporam espontaneamente, refrigerando o ar. A bateria (*gas cooler*) enche-se com fluxo de ar e gotículas mais frias, permitindo condições de trabalho muito favoráveis; mesmo no Verão (Carel, 2011).

O ChillBooster é composto por: estação de bombagem, que fornece água a uma pressão de 10 bar ao sistema de distribuição; controlador tudo ou nada do caudal; válvula térmica de proteção de temperatura elevada; e electroválvula de escoamento para paragem da máquina (Carel, 2011).

2.5.5.1.3 Recuperador de calor

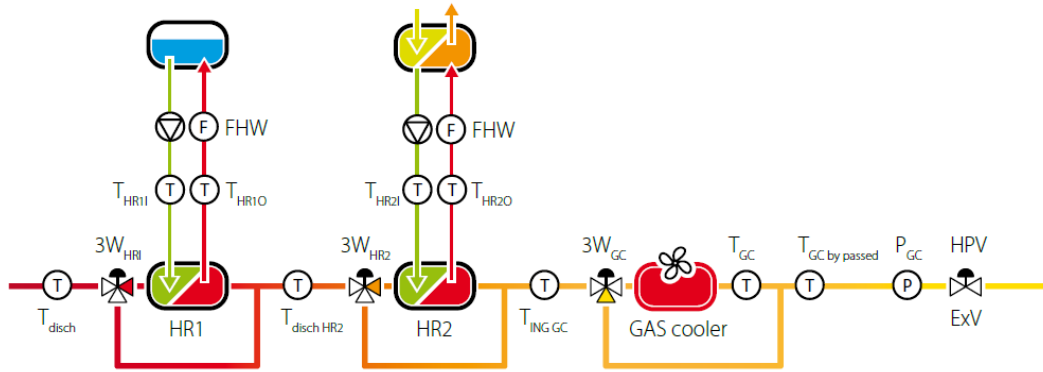


Figura 41 – Exemplo de recuperação de calor (Carel, 2015).

A recuperação de calor apresentada na Figura 41 é muito importante para a eficiência global do sistema. Este é gerido de modo a maximizar a quantidade de calor recuperável modificando as condições de trabalho quer do “*gás cooler*” quer da válvula de alta pressão. O circuito aproveita o calor em excesso proveniente do envio dos compressores de média temperatura no momento em que o sistema se encontra no estado transcrito.

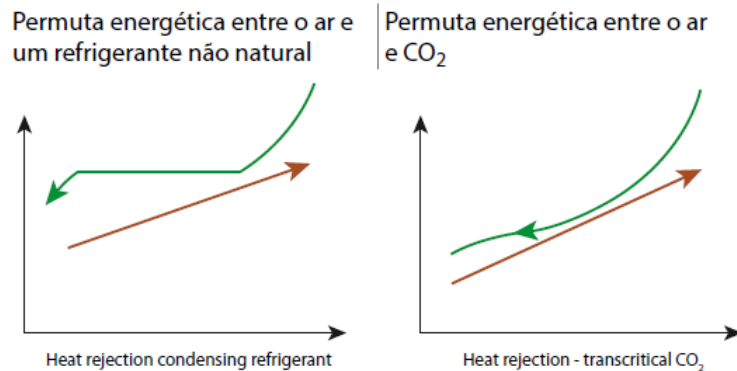


Figura 42 - Permuta energética entre o ar e um frigorífero não natural (esquerda) e CO₂ (direita) (Carel, 2015).

Na Figura 42 verifica-se a principal diferença dos circuitos de frigoríficos convencionais subcríticos (esquerda) para os transcíticos (direita): esta diferença consiste na forma diferente da linha verde. No caso dos subcríticos existe uma zona que a linha verde é reta devido a existência de condensação (calor latente) a pressão constante, ao contrário do transcítico (calor sensível). Devido a este facto a construção do permutador de calor de alta pressão também é diferente e usa-se o termo arrefecimento do gás (*gás cooler*) em vez de condensador. A permuta de calor é favorável por esta característica do CO₂, visto que os dois fluidos em cada fase de transformação das temperaturas estão mais próximas contrariamente ao que acontece na condensação convencional. Esta vantagem pode ser aproveitada eficazmente nas bombas de calor, obtendo rendimentos superiores relativamente às bombas de calor tradicionais (Carel, 2015).

2.5.5.1.4 Ejetores

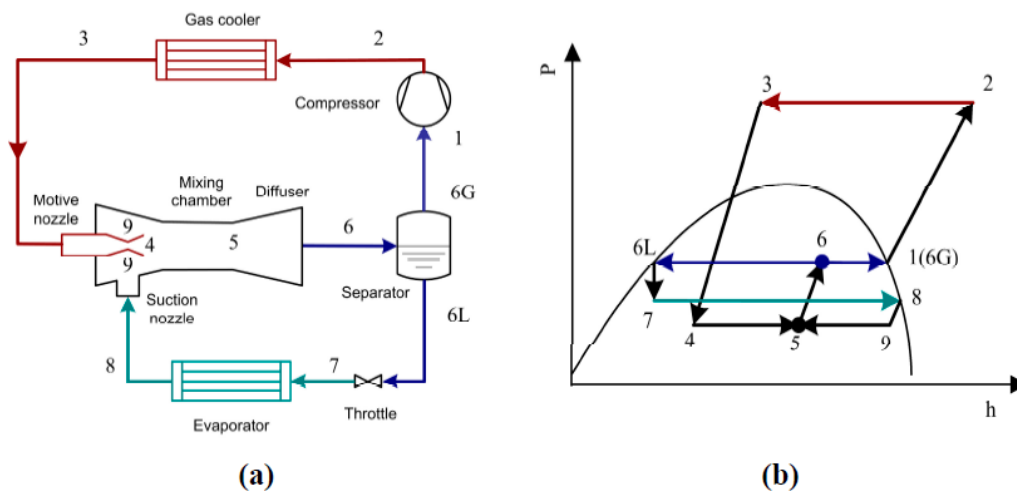


Figura 43 – Circuito de refrigeração (a) e diagrama p-h (b) com ejetor para o R-744

(Zhang et al, 2014).

Na Figura 43 temos um ejetor aplicado no circuito de refrigeração (a) e no diagrama p-h (b) para o fluido frigorigéneo R-744 transcítico. Resumidamente este circuito de frio com ejetor funciona da seguinte maneira; o gás a alta pressão (ponto 3) entra num bocal onde é acelerado e expandido até o ponto 4. O fluido proveniente do

evaporador (ponto 8) é aspirado pelo ejetor (ponto 5) devido a diferença de pressão existente. A mistura assim formada (ponto 5) entra no difusor onde ocorre perda de velocidade e ganho de pressão (ponto 6). A seguir, o fluido entra num separador, de onde o vapor (6G) é aspirado pelo compressor (ponto 1) e o líquido (6L) é expandido até a pressão de evaporação (7) (Montagner, 2013).

Desde o renascimento dos sistemas transcíticos com R-744 no final da década de 1980, os ejetores foram considerados para melhorar a eficiência energética. No entanto a invenção do ejetor foi no ano 1864 pelo engenheiro francês Henri Giffard. No ar condicionado e na refrigeração os ejetores foram utilizados em dois ciclos diferentes. Em 1910, Leblanc introduziu um ciclo com um ejetor de jato de vapor o que permitiu um efeito de refrigeração utilizando menos energia. Como o vapor estava amplamente disponível na época, os chamados sistemas de refrigeração a jato de vapor tornaram-se populares no ar condicionado de grandes edifícios e no transporte ferroviário. A patente de Gay (1931) descreveu como o ejetor de duas fases pode ser utilizado para melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração reduzindo as perdas de estrangulamento inerentes da válvula de expansão (Elbel e Hrnjak, 2008).

O ejetor é uma boa alternativa para um sistema transcítico de CO₂ que pode utilizar e recuperar a maior parte do trabalho da expansão que normalmente é perdida. O trabalho de expansão é parcialmente recuperado através do uso de ejetores cujo princípio de operação é baseado na conversão da energia do gás a alta pressão em energia cinética, (Montagner, 2013).

O facto de a sua construção ser simples, sem partes móveis, garante um custo de aquisição baixo. Através da introdução do ejetor existe uma melhor estabilidade no sistema além da redução da pressão do evaporador, melhor distribuição do frigorigéneo e até mesmo uma melhoria no rendimento (Elbel e Hrnjak, 2008).

O desempenho do ciclo com ejetor aumenta devido a três fatores: i) elevação de pressão de aspiração da compressão; ii) aumento do efeito refrigerante específico devido a extração do vapor instantâneo (ponto 6L) e iii) intensificação das trocas de calor no evaporador devido a ausência de sobreaquecimento (evaporador) (Montagner, 2013).

Entretanto, os ejetores também apresentaram fatores que restringem a sua eficiência e, portanto, limitam o desempenho final do sistema. Os principais fatores são: i) operação errática devido à condição metaestável do fluido durante o processo de expansão do gás no bocal (ponto 4); ii) irreversibilidades geradas pela mistura dos dois fluxos que entram na câmara de mistura com diferentes velocidades (ponto 5); iii) ondas de choque geradas durante a mistura dos fluidos na garganta do bocal e (iv) dificuldades para estabelecer a condição ideal do processo expansão-compressão no bocal convergente-divergente do ejetor (Montagner, 2013).

A investigação e desenvolvimento da tecnologia dos ejetores ainda estão em curso, pelo que se espera a completa comercialização no mercado daqui a dois anos (Advansor, 2016).

2.5.5.1.5 Regulação da pressão na saída do arrefecedor de gás (*gas cooler*)

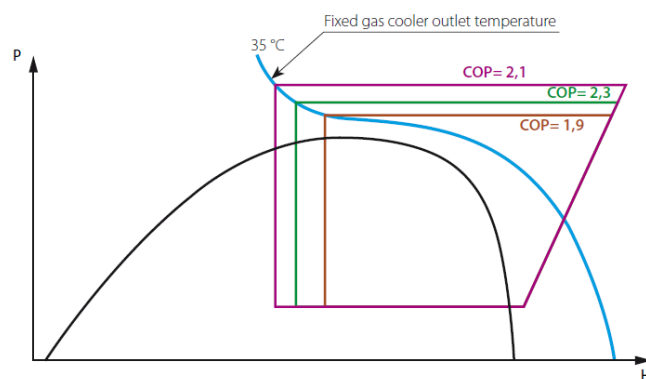


Figura 44 – COP diversos a temperaturas constantes no diagrama p-h (Carel, 2015).

Em relação à eficiência do ciclo é importante ter em conta a regulação da pressão na saída do arrefecedor de gás conforme mencionado anteriormente.

Na Figura 44 podemos verificar o diagrama p-h com a temperatura fixa de saída do arrefecedor de gás (*Fixed gas cooler outlet temperature*) em função da pressão à qual é mantido o permutador.

Conclui-se que para cada temperatura de saída do gás cooler pode definir-se uma pressão ideal que maximize a eficiência (Carel, 2015).

Na Figura 45 é possível verificar um sistema inovador multifunções com o fluido frigorigéneo CO₂ do fabricante Advansor. Segundo este fabricante, esta central permite ter tudo em um, mais precisamente consegue temperaturas para refrigeração, congelação e A/C (ar condicionado (aquecimento/arrefecimento de conforto)). É uma central compacta, fácil de instalar e o seu desenho é pensado para a manutenção. Esta consegue ainda ter um eficiente desempenho energética em climas quentes (Advansor, 2016).



Figura 45 - Sistema multifunções com CO₂: Refrigeração + Congelados + A/C (Advansor, 2016).

A “cassete” a CO₂ para A/C (aquecimento/arrefecimento) apresentada pelo fabricante Advansor na feira de Chillventa (Alemanha, Outubro 2016), Figura 46, aumenta as aplicações do CO₂ ao nível da climatização de conforto. Esta “cassete” tem como particularidade, circuitos individuais para aquecimento e arrefecimento e baixo consumo energético sem necessidade de circuito hidráulico.

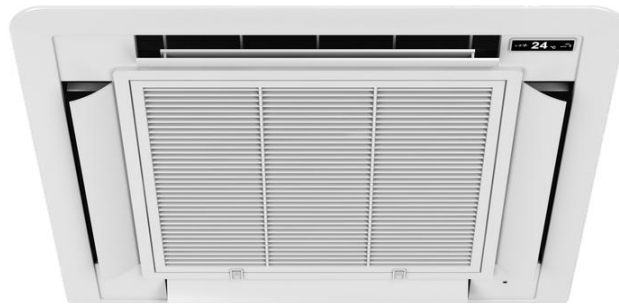


Figura 46 – “Cassete” a CO₂ para A/C e aquecimento (Advansor, CHILLVENTA, 2016).

O fabricante Advansor aumenta a sua oferta de soluções para o mercado com CO₂ com o módulo “chiller” conforme se apresenta na Figura 47. Os módulos do grupo de frio (*chiller*) da Advansor são três e compreendem uma gama de potência térmica entre 50 kW a 200 kW com a temperatura de saída no evaporador (glicol ou água conforme aplicação) entre -35 °C a 10 °C. Os módulos são constituídos por evaporador (permutador de placas), válvulas de expansão, pressostatos, sensores de temperatura e controladores. Estes módulos são facilmente conectados no sistema de compressão da Advansor pela linha de líquido e aspiração.



Figura 47 - Módulo padrão do grupo de frio (*chiller*) da Advansor (Advansor)

Em alguns países (por exemplo na Noruega) as soluções com os fluidos frigoríficos HFC deixam de ser usadas e os módulos do grupo de frio (*chiller*) da Advansor a CO₂ são cada vez mais aplicadas devido à legislação fiscal.

O esquema de princípio do sistema multifunções da Advansor, Figura 48, elucida como este sistema consegue temperaturas para refrigeração, congelação e A/C.

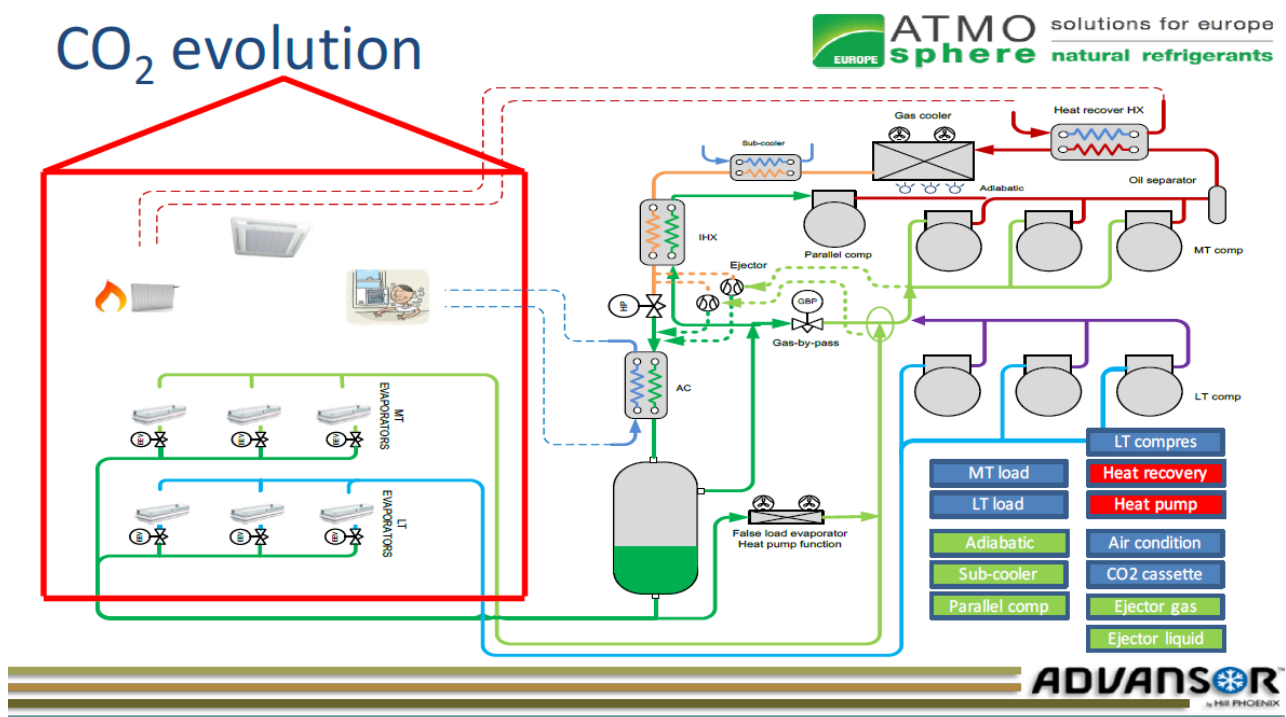


Figura 48 – Esquema de princípio do sistema multifunções da Advansor

(Advansor, Market trends 2016 Advansor, 2016).

A Advansor em Portugal iniciou-se na loja do Recheio em Sines, onde foi aplicado um sistema totalmente “verde”, em que tanto os circuitos de água quente como fria para climatização das UTAs de toda a loja, são assegurados pela central de refrigeração. Ou seja, a central de frio, além de garantir as temperaturas de conservação adequadas para os produtos alimentares nas câmaras, murais, vitrinas e salas, também faz o aquecimento da loja no Inverno, aproveitando a energia dissipada para aquecer o depósito de água do circuito “quente”, e o arrefecimento da mesma no

Verão, através da refrigeração do circuito “frio”, do sistema de climatização (O Instalador, 2017).

A Advansor é líder mundial no fabrico de sistemas intensificadores (*booster*) de CO₂ transcrito para supermercados e instalações industriais, com mais de 2600 sistemas em funcionamento em cerca de 30 países. Atualmente, um em cada três sistemas instalado é produzido pela Advansor (O Instalador, 2017).

Segundo Joana Costa (Regional Technical Manager for Spain/Portugal at Advansor A/S) o perfil atual (Fevereiro de 2017) de centrais transcricas em Portugal é o seguinte: para o grupo Jerónimo Martins, desde centros de distribuição às lojas Recheio e Pingo Doce, existem três do fabricante Carrier, onze do Advansor (mais três já a caminho) e uma mini central da Tewis; para o E-leclerc existe uma da SCM Frigo.

A empresa Advansor foi fundada por dois engenheiros Dinamarqueses em 2006, conta com 100 funcionários nas suas instalações, na Dinamarca e com 10 pessoas distribuídas pela Europa. As instalações de I&D (*investigação e desenvolvimento*) e a fábrica, localizam-se em Aarhus, na Dinamarca. Desde 2011, que a Advansor faz parte do grupo Hill Phoenix / Dover Corp (O Instalador, 2017).

A Figura 49 elucida os locais onde os sistemas transcricos foram aplicados. Devido à eficiência dos sistemas transcricos em climas mais frios verifica-se uma maior incidência na zona onde a temperatura anual é inferior a 30 °C. As tecnologias que estão a ser aplicadas e desenvolvidas mencionadas anteriormente (compressão paralela, ejetores,...) estão a ser essenciais para a implementação dos sistemas transcricos com mais eficiência em climas mais quentes.

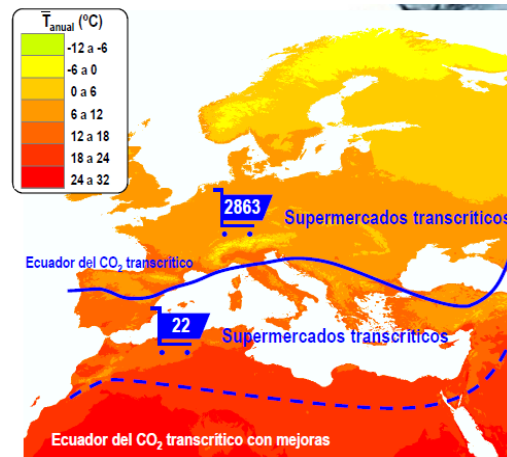


Figura 49 - Sistemas transcritos aplicados em supermercados (Gil, 2016).

Na Figura 50 é possível ver mais uma aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO_2 , mais especificamente bomba de calor/desumidificador. O permutador de calor auxiliar é localizado entre o “*gas cooler*” e a válvula de expansão, este contribui para um arrefecimento adicional do CO_2 supercrítico (Schmidt e Flacke, 1999).

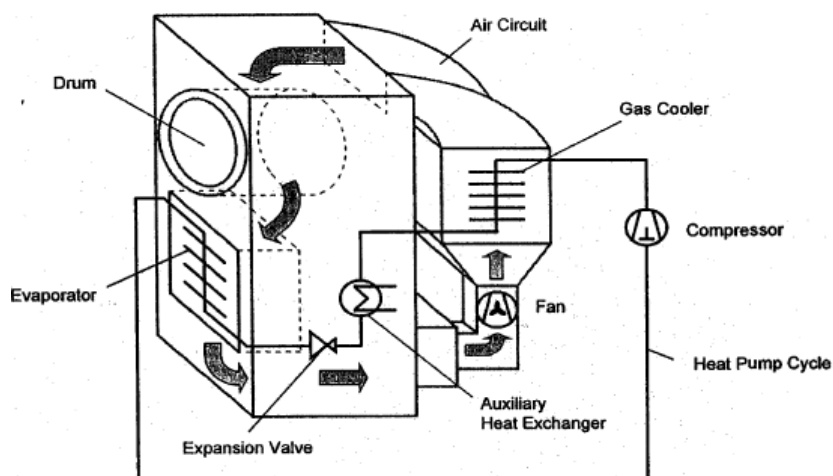


Figura 50 - Bomba de Calor – Desumidificador com CO_2 (Schmidt e Flacke, 1999).

Na Figura 51 temos mais um exemplo de aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO_2 . Este sistema de refrigeração do tipo “cassete” está a ser desenvolvido pelo laboratório POLO (Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica) da UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina no Brasil) em parceria com a Empresa Brasileira de Compressores S.A.. Este protótipo será para aplicação em máquinas de venda automática e arcas de acordo com as normas (SE-SP200/201 e SE-PR-202 a 204) da multinacional Coca-Cola (Melo, 2007).



Figura 51 - Sistema de refrigeração do tipo “cassete” desenvolvido no laboratório POLO da UFSC (Melo, 2007).

Mais um exemplo de aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO_2 na Figura 52, nesta é possível ver uma arca de gelados (esquerdo) e o respetivo esquema de princípio (direito).

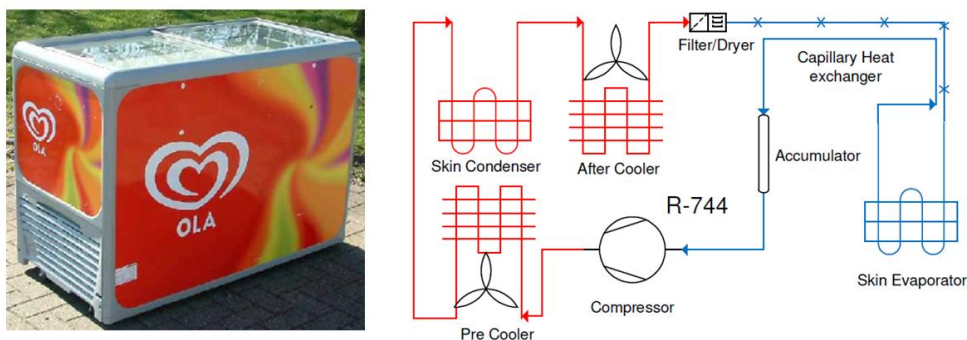


Figura 52 - Arca de gelados com o fluido frigorigéneo CO_2 (BEEK e JANSSEN, 2008).

Na Figura 53 e 54 temos mais um exemplo de aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO₂. Neste caso temos uma bomba de calor do fabricante Sanyo para produção de água quente sanitária (AQS).

Residential CO₂ heatpump application for hot water production

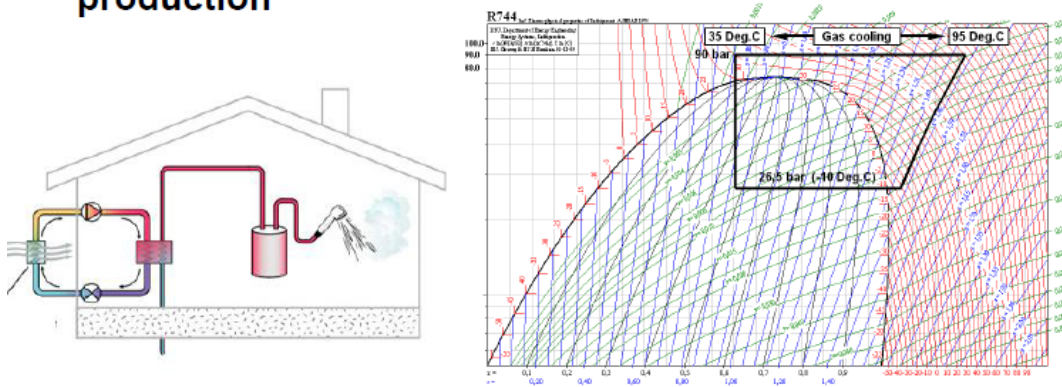


Figura 53 - Diagrama p vs h do CO₂ bomba de calor (Vestergaard).

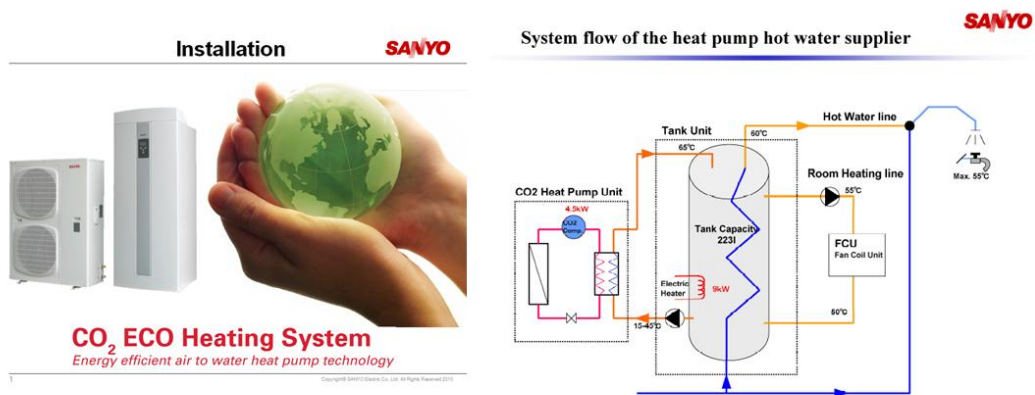


Figura 54 - Bomba de Calor Sanyo a CO₂ (SANYO Electric Co., 2010).

Na Figura 55 podemos verificar mais um exemplo de aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO₂. Neste caso verifica-se um ar condicionado de automóvel onde é possível apurar as pressões de funcionamento. Este sector já há vários anos que tem uma tecnologia muito desenvolvida para o ar condicionado com o fluido frigorigéneo CO₂. A partir de 2017 o fabricante Mercedes-Benz iniciou a utilização do fluido frigorigéneo CO₂ no ar condicionado nos modelos de topo (Congress, 2015).

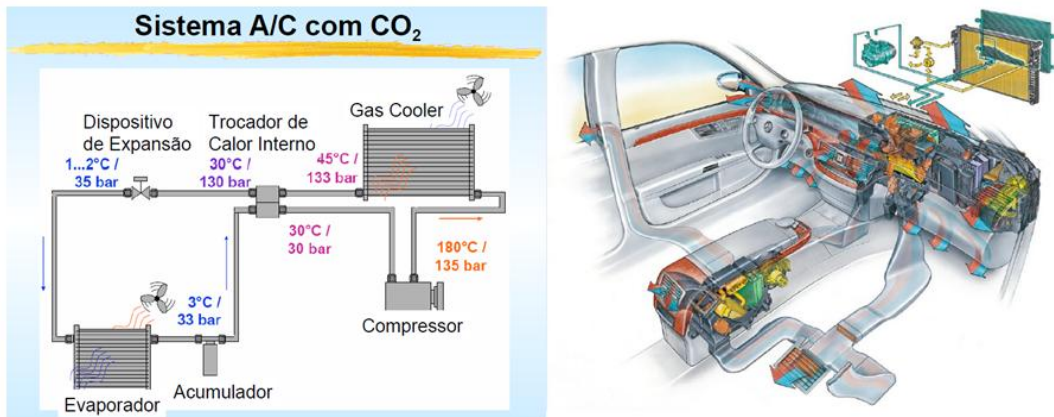


Figura 55 - Ar condicionado de automóvel com CO₂ (Bandarra, 2010).

Na Figura 56 temos mais um exemplo de aplicação do ciclo de compressão a vapor do CO₂. Este é o primeiro sistema VRV com o fluido refrigerante CO₂ (R-744), foi instalado em Espanha, mais precisamente nos laboratórios de produção da multinacional farmacêutica Roche, em Novembro de 2011. Neste projeto de climatização foram instaladas três unidades exteriores VRV CO₂ modelo RXYN10A e três unidades interiores de condutas do modelo FXSN-A.

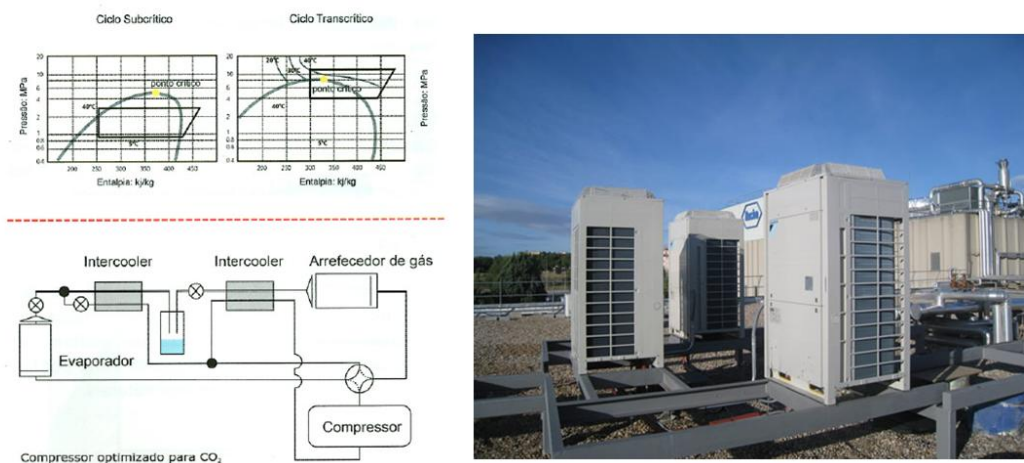


Figura 56 - Primeiro sistema VRV CO₂ da Daikin instalado em Espanha (Daikin, 2012).

2.6 Ciclo subcrítico do CO₂

Os circuitos transcíticos começam a ser implementados com mais frequência mas os circuitos subcríticos ainda são muitos devido à tecnologia e conhecimento atualmente disponível.

Nos circuitos subcríticos o lado da alta pressão do circuito situa-se abaixo do ponto crítico (31 °C, 73,6bar), assim o CO₂ já se encontra num processo convencional habitualmente chamado de “condensação”.

É de referir que os sistemas convencionais com fluidos frigorigéneos HFC trabalham sempre em subcrítico porque a temperatura de condensação nunca excede a temperatura crítica (exemplo: 101 °C para o R-134a).

Para garantir que o CO₂ funcione em estado subcrítico existe a necessidade de trabalhar abaixo do ponto crítico. Para tal os sistemas são concebidos em cascata, assim o fluido primário condensa o CO₂ (no circuito secundário).

2.6.1 CO₂ bombeado no estado subcrítico

Na Figura 57 está representado um exemplo do sistema do CO₂ bombeado no estado subcrítico. Neste o condensador do CO₂ é o evaporador do R134a. Por conseguinte, tem uma capacidade de arrefecimento significativamente maior do que outros fluidos secundários (exemplo: glicol) (Danfoss, 2015). Isto reduz a potência da bomba necessária e a diferença de temperatura necessária no permutador de calor.

O sistema frigorífico primário (normalmente um grupo de frio com HFC ou HC) é encarregado de retirar calor do CO₂ e uma vez condensado armazena-se no tanque de acumulação.

Este sistema é o menos utilizado dos tradicionais sistemas subcríticos com cascata e permite limitar os frigorigéneos HFC apenas na sala das máquinas.

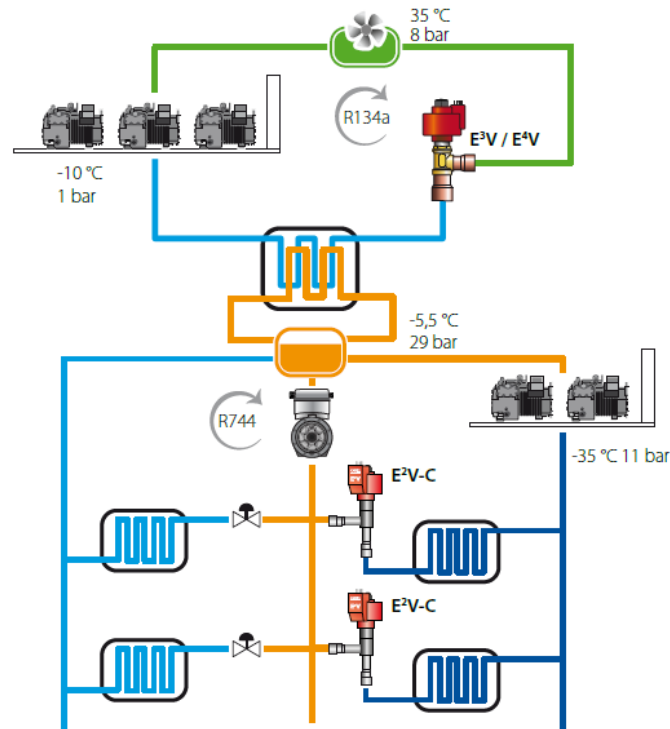


Figura 57 – Exemplo de sistema CO₂ subcrítico bombeado (Carel, 2015).

2.6.2 Instalações tipo cascata

Na Figura 58 pode-se ver um exemplo de aplicação em cascata com o fluido refrigerante CO₂. O CO₂ no sistema secundário é utilizado para a baixa temperatura (aspiração dos compressores a -30/35 °C). No sistema primário temos o estágio de média temperatura com o fluido refrigerante R-134a responsável por absorver o calor proveniente do condensador do CO₂. Este procedimento é realizado através de um permutador de calor em cascata entre os dois refrigerantes (R-134a/R-744).

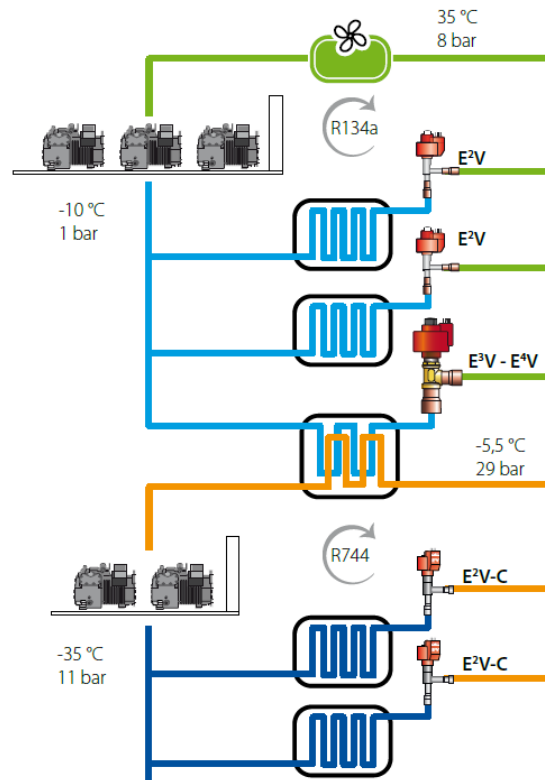


Figura 58 – Exemplo de sistema CO₂ subcrítico cascata (Carel, 2015).

Os sistemas CO₂ subcrítico cascata são normalmente utilizados em climas quentes ou como primeiro passo na utilização de CO₂ como fluido frigorígeno.

Como vantagens principais destes sistemas podemos destacar o facto de o sistema ser relativamente similar a um sistema tradicional com R-404a, as pressões de trabalho serem similares às tradicionais (máximo 45 bar), as quantidades de frigorígeno não natural serem reduzidas, a eficiência do sistema ser melhor que os sistemas convencionais e o facto de ser aplicável em todos os climas.

As desvantagens destes sistemas incidem no facto de usar ainda fluidos frigorígeno não ecológicos no circuito primário (caso não se use NH₃ (amoníaco)); caso se use o NH₃, a central de média temperatura não pode ser utilizada em todos os países para fornecer também as temperaturas médias; e a necessidade de cuidado com as pressões presentes no circuito secundário.

2.6.3 Aplicações com o CO₂ subcrítico

A multinacional Nestlé (Figura 59) de origem Suíça iniciou em 2000 o seu processo de substituição dos HCFCs mesmos antes do protocolo de Montreal e dos requisitos da UE. Este processo foi pioneiro e ajudou a reativar o CO₂ como fluido frigorígeno, convertendo a fábrica de secagem por congelamento em Hayes – Reino Unido, do R22 para um sistema inovador de cascata CO₂/NH₃. Este processo foi distinguido por vários prémios de prestígio, incluindo o prémio de topo da Instituição de Engenheiros Químicos de Londres que é dado ao melhor projeto de segurança e meio ambiente. O projeto Hayes originou um efeito de bola de neve e hoje existem centenas de sistemas em cascata CO₂/NH₃ operacionais em todo o mundo (Nestlé, 2004).



Figura 59 - Sistemas em cascata CO₂/NH₃ – Fábrica da Nestlé em Jonesboro – USA (Nestlé, 2004).

Na Figura 60 temos um sistema em cascata com CO₂/R404A instalado na Dinamarca, mais precisamente em Roskilde no supermercado Danish Supermarket.

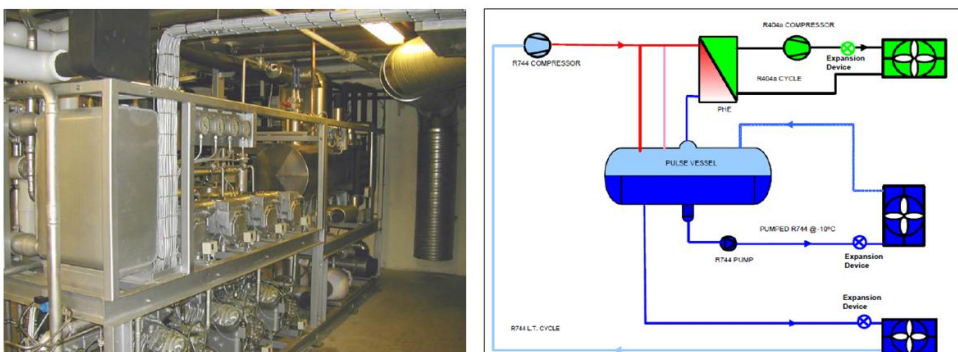


Figura 60 - Sistema cascata CO₂/R404A instalado na Dinamarca (Roskilde) no Danish Supermarket.

ANTEPROJETO DA INSTALAÇÃO

3 ANTEPROJECTO DA INSTALAÇÃO

Com o anteprojecto da instalação pretendeu-se demonstrar a complexidade, custo, normas para projeto, montagem e manutenção de uma central de refrigeração transcritical R-744 do retalho alimentar.

3.1 Central a R-744 transcritical do fabricante HK REFRIGERATION

Para o anteprojecto da instalação foi utilizado como base uma central (Figura 61, 62 e 63) a CO₂ transcritical do fabricante HK REFRIGERATION (Lennox, 2017). Esta central tem preço de referência de 110.000,00€.

Descrição técnica:

Tipo de grupo: CO₂ transcritical;

Modelo: eCO₂Boost MT: 4FTC-30K+4FTC-20K+4DTC-25K / LT: 2GSL-3K+2.FSL-4K;

Fluido Frigorígeno: R744;

Condições:

Grupo LT (Low Temperature; Baixa temperatura), SST (Saturation Suction Temperature; Temperatura saturada de aspiração): -35 °C;

Grupo MT (Medium Temperature; Temperatura média), SST (Saturation Suction Temperature; Temperatura saturada de aspiração): -10 °C;

Temperatura exterior: 40 °C;

Temperatura exterior do arrefecedor de gás: 35,6 °C;

Fonte de alimentação do produto: 400V / 3 / 50 Hz + N;

Máxima pressão de trabalho: LT/MT/Depósito/HP: 30/45/45/120 Bar;

(Grupo LT)

Número e tipo de compressor de LT: 2GSL-3K+2FSL-4K;

Capacidade frigorífica, com sobreaquecimento de 10K: 20,2kW;

Potência consumida: 4,85kW;

(Grupo MT)

Número e tipo de compressor de MT: 4FTC-30K+4FTC-20K+4DTC-25K;

Capacidade frigorífica, com sobreaquecimento de 10K: 105,1kW;

Potência consumida: 82,3kW;

Compressores:

- Nrº de compressores: MT: 4FTC-30K+4FTC-20K+4DTC-25K / LT: 2GSL-3K+2FSL-4K;
- Resistência de cárter;
- Válvulas de serviço de aspiração e descarga;
- Tomadas de pressão na HP e LP;

Coletores / Tubagem:

- Filtro de aspiração para o grupo (LT e MT);
- Tubagem de cobre ou aço inoxidável dependendo do diâmetro;

- Depósito de aspiração com retorno de óleo por sifão para o grupo LT;

Sistema de retorno de óleo:

- Separador de óleo desmontável com válvulas *by-pass*, controlador de nível de óleo e válvula solenoide de óleo;
- Recetor de óleo com visor superior e inferior e válvula de isolamento;
- Linha de retorno com filtro e visor de óleo;
- Controlador de nível de óleo INT280 KRIWAN alimentação 230V com válvula isolada;
- Resistência de cárter por compressor.

Dispositivos de segurança e de controlo:

- Por compressor:

- Pressostato de segurança HP (High Pressure; Alta Pressão) ligado à cabeça do compressor com rearme automático;
- Termistor de segurança;

- Para o grupo LT:

- Pressostato de baixa;
- Transdutor radiométrico de HP (-1/59 bar);
- Transdutor radiométrico de LP (-1/34 bar);
- Manómetros de HP e LP com diâmetro de 100 mm class1;

- Para o grupo MT:

- Pressostato de baixa;

- Transdutor radiométrico de HP (-1/159 bar);
- Transdutor radiométrico de LP (-1/59 bar);
- Manómetros de HP e LP com diâmetro de 100 mm class1;

Depósito de líquido:

- Depósito (recetor) de líquido vertical com válvula de serviço;
- Volume do depósito: 140L;
- Duas válvulas de segurança (alívio de pressão);
- Filtro secador (recarga de filtro) amovível;
- Alarme de nível de líquido;

Válvula(s) de controlo de HP:

- Válvula Danfoss (CCMT ou ICMTS dependendo da capacidade);

Válvula(s) vapor instantâneo:

- Válvula Danfoss (CCMT);

Unidade de condensação do CO₂ auxiliar durante o período de falta de energia:

- Capacidade de refrigeração de cerca de 1 kW, trabalha com o fluido frigorígeno R134a e é alimentado por fonte de alimentação ininterrupta (Ex. gerador).

Isolamento:

- O isolamento do tipo Armaflex será aplicado em todo o circuito de frio com a exceção da descarga dos compressores e linha de óleo.

Opção: Permutador para subarrefecimento CO₂ HP

- Permutador de placas soldadas para HP instalado/conectado no lado do CO₂;
- Válvula de serviço (corte) na entrada e saída do permutador e *by-pass*;
- Capacidade de arrefecimento: 21,60kW;
- Intervalo da temperatura da água: 20 °C a -25 °C.

Opção: Recuperação de calor para AQS (Água Quente Sanitária)

- Permutador de calor de placas soldadas para HP montado/conectado no lado de CO₂ incluindo válvula de 3 vias;
- Válvula de serviço (corte) no permutador;

Dimensões da unidade:

- Comprimento / Largura / Altura (mm): 4582 / 1000 / 2000;
- Peso (kg - líquido): 2610
- Peso (kg - bruto): 2710

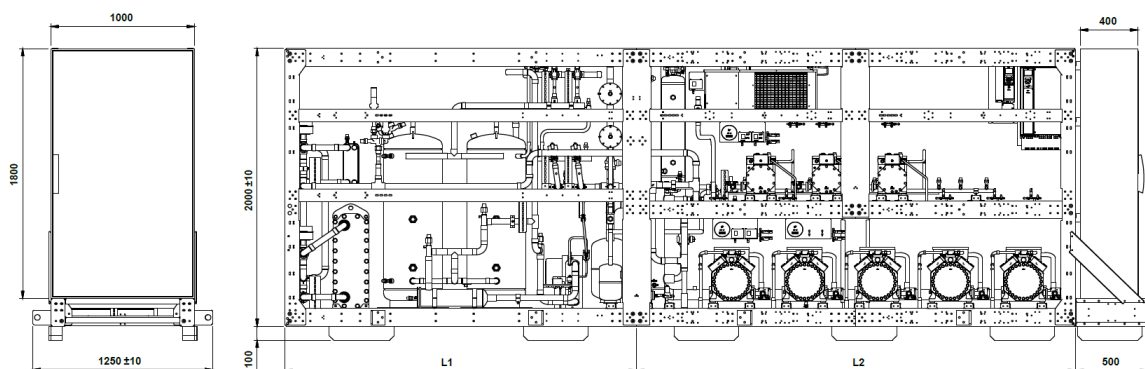


Figura 61 – Grupo Transcrítico da HK Refrigeration apelidado por “eCO₂Boster” (Lennox, 2017).



Figura 62 - Grupo “eCO₂Booster” Transcrítico da HK Refrigeration (Lennox, 2017).

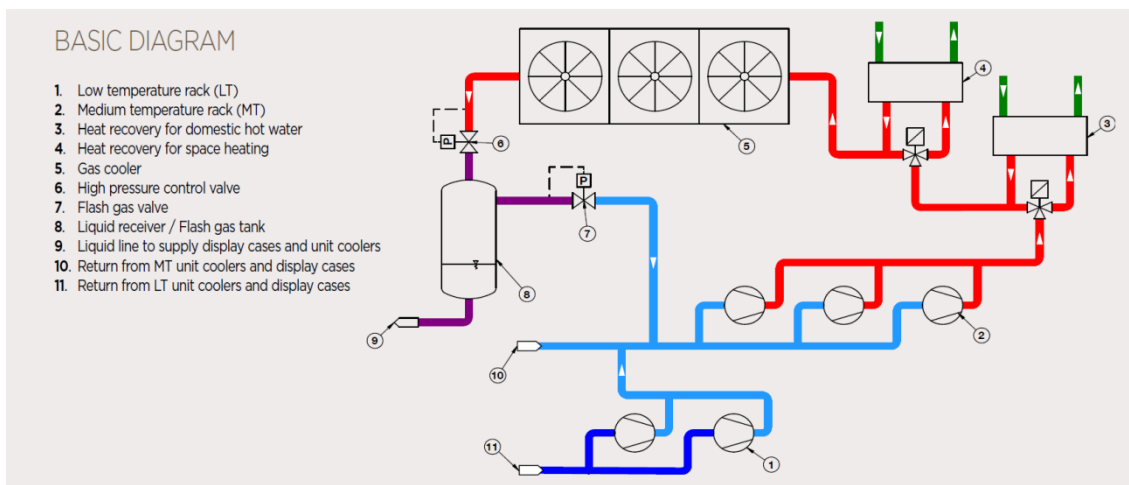


Figura 63 – Diagrama básico, grupo “eCO₂Booster” Transcrítico HK Refrigeration (Lennox, 2017).

Arrefecedor de gás:

- Rejeição de calor no arrefecedor de gás: 193 kW;
- Nível acústico de acordo com EN13487 a 10m: 46 db;
- Temperatura exterior: 40 °C;
- Temperatura de saída do arrefecedor de gás a CO₂: 42 °C;

- Alimentação elétrica: 400V-3-50Hz
- Motores EC;
- Número de ventiladores: 2*910;
- Caudal de ar: 35250 m³/h;
- Potência consumida: 1,76 kW;
- Dimensões: 4756 * 1509*1600 mm;
- Peso: 680 kg.

Quadro elétrico:

- Quadro elétrico montado no grupo de frio;

Controlador eletrônico:

- Controlador eletrônico Danfoss AK-PC;

Inverter(s) para compressores:

- Índice de proteção IP20;
- Gama de frequência: 30 a 70Hz.

3.2 Normas para projeto, montagem e manutenção.

A instalação e manutenção das centrais com R-744 têm obrigatoriamente de ser realizada por técnicos qualificados para trabalhar em equipamentos de refrigeração/ar condicionado. Todas as intervenções têm de ser levadas a cabo em conformidade com normas de segurança válidas (por ex.: NP EN 378), bem como com

as recomendações indicadas nas etiquetas e manuais fornecidos com a máquina (Refrigeration, 2015).

A coletânea de normas para os requisitos de segurança e proteção ambiental para os sistemas frigoríficos e bombas de calor são os seguintes:

NP EN 378-1:2008+A2:2013

Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 1: Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha.

NP EN 378-2:2008+A2:2014

Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 2: Projeto, construção, ensaio, marcação e documentação.

NP EN 378-3:2008+A1:2012

Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 3: Instalação no local e proteção das pessoas.

NP EN 378-4:2008+A1:2014

Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 4: Funcionamento, manutenção, reparação e recuperação do fluido.

Diretiva 2014/68/EU

Esta Diretiva abrange os equipamentos sob pressão ou conjuntos produzidos por um fabricante sediado na União ou equipamentos sob pressão ou conjuntos novos ou em segunda mão importados de um país terceiro, cuja pressão máxima admissível PS seja superior a 0,5 bar (EUROPEU, 2017).

CONCLUSÕES

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

O tema da presente dissertação é muito oportuno devido aos problemas ambientais provocados pelos fluidos frigoríficos sintéticos.

O R-744 destaca-se dos outros fluidos frigoríficos naturais devido às suas propriedades e pelo facto de ser o mais económico no processo de produção. Em relação aos sintéticos acrescenta informar que não está abrangido por nenhuma fase de eliminação, o que faz dele a melhor solução a longo prazo.

Na atualidade existe um crescimento substancial dos sistemas de refrigeração com o R-744, com maior destaque para os supercríticos no retalho alimentar. Este crescimento deve-se principalmente à melhoria de eficiência nos circuitos de refrigeração provocada pela tecnologia adicional (ex.: compressão paralela e ejetores).

Para se perceber a viabilidade do R-744, anexou-se o estudo económico da Hillphoenix Inc. onde existiu uma comparação de instalações entre HFC e R-744 para as mesmas potências térmicas no sector do retalho alimentar. Nos exemplos apresentados foram considerados os custos do fluido frigorífico, energia, equipamento, instalação do sistema, manutenção, desempenho e regulação. Em dois exemplos, o custo do equipamento para o R-744 é superior mas os restantes fatores são inferiores, o que origina um período de retorno de investimento do projeto (*payback*) entre 2,5 anos e 5,6 anos. Com estes valores pode-se concluir que o R-744 é uma solução viável economicamente.

Com o resultado do estudo anterior é alcançado o objetivo principal da presente dissertação que consistia em verificar a viabilidade económica e técnica do R-744 na refrigeração e ar condicionado.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Com a finalidade de fomentar o R-744 nos equipamentos de ar condicionado, propõe-se para trabalhos futuros elaborar um estudo para otimizar as máquinas de ar condicionado que trabalhem com o R-744.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia

- Advansor. (s.d.). Obtido de <http://www.advansor.dk/en/cases/new-chiller-solution/>
- Advansor. (2016). Advansor: Sistema booster e refrigeração a CO₂. *Edifícios e Energia* (Nº 108).
- Advansor. (10 de 2016). CHILLVENTA.
- Aldifrio. (18 de 02 de 2016). Cotação de Fluidos Frigigéneo.
- Ambiente, D. R. (2017). Obtido de http://www.azores.gov.pt/NR/rdonlyres/10BD2F02-76FE-4AFE-B173-4EB1885F81AE/0/PerguntasFrequentes_GEE.pdf
- ASHRAE. (2009). *Position Document on Natural Refrigerants*.
- Bandarra, E. (24 de 09 de 2010). Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionando Automotivo. p. 66.
- BEEK e JANSSEN. (2008). 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. *R-744 COMPARED TO R-290 IN SMALL FREEZER APPLICATIONS*, (p. 8). Copenhagen.
- Bernard et al. (4 de Maio de 2006). *Air Conditioning and Refrigeration C H R O N O L O G Y*. (ASHRAE, & I. I. Refrigeration, Produtores) Obtido de www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/200651081623_347.pdf
- Bitzer. (2014). *Refrigerant Report 18*.
- Bivens. (1998). Fluoroethers and Other Next Generation Fluids. *International Journal of Refrigeration*, , 21(7):567-576.
- Bodinus. (1999). The Rise and Fall Of Carbon Dioxide Systems. *ASHRAE JOURNAL*.
- Bredesen et al. (1997). Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of R-744. *International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants*, (pp. 1–15.). College Park.
- Brown. (2009). HFOs: New, Low Global Warming Potential Refrigerants. *ASHRAE Journal*, 51(8):22-29.
- Brown et al. (2011). Refrigeration for Sustainable Development (proceedings of the 23rd International Congress of Refrigeration, ICR 2011, Prague, Czech Republic). International Institute of Refrigeration (IIR/IIF), Paris, France, Alternative Cooling Technology Options.
- Calm. (2014). Natural Refrigerants and Environmental. *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, (p. 9). Hangzhou, China.
- Calm et al. (1997). *Trade-Offs in Refrigerant Selections — Past, Present, and Future. Refrigerants for the 21st Century (proceedings of the ASHRAE-NIST Conference, Gaithersburg, MD, USA)*. American Society of Heating Refrigerating, and Air-Con.
- Calm et al. (1999). *Journal of Climatic Change. Impacts on Global Ozone and Climate from Use and Emission of 2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane (HCFC-123)*., 42(2):439-474.

- Calm et al. (2011). *Physical, Safety, and Environmental Data for Current and Alternative Refrigerants*, (pp. International Institute of Refrigeration (IIR/IIF), Paris, France, paper 915.). Prague, Czech Repub.
- Calm, J. M. (2012). AHSRAE. *Moving Towards Sustainability (proceeding of the ASHRAE-NIST Refrigerants Conference)*. Obtido de <http://www.jamesmcalm.com/>
- Carel. (2011). *Propulsor para aplicações de tratamento de ar e refrigeração (+302240584)*.
- Carel. (2015). *Tudo para as aplicações de retalho R-744 (Manual +4000038PT)*.
- Carrier e Waterfill. (1924). Comparison of Thermodynamic Characteristics of Various Refrigerating Fluids. *Refrigerating Engineering*.
- ÇENGEL e BOLES. (2006.). *Termodinâmica. 5.ed.* McGraw-Hill.
- Congress, G. C. (2015). *Green Car Congress*. Obtido de <http://www.greencarcongress.com/2015/10/20151020-mbco2.html>
- Daikin. (Setembro de 2012). Instalação VRV a R-744. *Revista - O instalador*.
- Daikin. (2013). Obtido de http://www.daikin.pt/binaries/DEU-043%20Ururu%20Sarara%20with%20R32_PT_tcm583-289004.pdf
- Danfoss. (2009). *EnVisioneering Solutions, Ano 2 - nº 5, 6-20*.
- Danfoss. (2015). Dioxido de carbono como agente refrigerante: Economicamente seguro, Ecologicamente bilhante. *Produced by Danfoss® RC-MC/DBS 2015-03, 8*.
- Danfoss. (2016). Obtido de <http://refrigerants.danfoss.com/co2/>
- Downing, R. (1966). History of the Organic Fluorine Industry. In I. N.-7. John Wiley and Sons, *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology (second edition)*.
- Downing, R. (1984). *ASHRAE Transactions. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA, USA, 90(2B):481-491*.
- Dupont. (2007). *Backgrounder: DuPont and the CFC/Ozone Depletion Issue*. E.I. DuPont de Nemours & Co.
- Elbel e Hrnjak. (2008). Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications.
- European Union. (2006). Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 Relating to Emissions from Air-Conditioning Systems in Motor Vehicles and Amending Council Directive 70/156/EC. *Official Journal of the European Union*,, 49(L 161):12-18.
- EUROPEIA, O. P. (s.d.). Regulamento (UE) Nº 517/2014. *Jornal Oficial da União Europeia*.
- EUROPEU, P. (2017). *Jornal Oficial da União Europeia . DIRETIVA 2014/68/UE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 15 de maio de 2014*. Obtido de <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014L0068&from=PT>
- Evans. (1805). *The Abortion of the Young Steam Engineer's Guide*. Wallingford (then Philadelphia), PA, USA: Oliver Evans Press.
- GasServei . (01 de 02 de 2017). Obtido de <http://www.gas-servei.com/pt/componentes/sustitutos-directos-del-r12/r-407c>

- Gil, J. C. (2016). Analisis Teorico de Sistemas de Refrigeracion Booster com R744. *Congreso Sobre Tecnologías de Refrigeración - TECNOFRÍO'16*, (p. 17). Madrid.
- Greenpeace. (2011). *HFOs: A Bad Choice for Industry*. Greenpeace, Incorporated, Washington, DC, USA, Position Paper. .
- Henne et al. (1930). Organic Fluorides as Refrigerants. *Industrial and Engineering Chemistry*, 22:542-545.
- Hillphoenix. (2017). *DeCO2ded – White Paper*. Obtido de <http://www.hillphoenix.com/deco2ded-white-paper/>
- Indian Institute of Technology, K. (26 de 11 de 2015). Obtido de <http://nptel.ac.in/courses/112105129/pdf/RAC%20%20Lecture%201.pdf>
- IPCC. (2007a). Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) of the World Meteorological Organization (WMO) and the United Nations Environment Programme (UNEP). *Climate Change 2007 — The Physical Science Basis: Contribution of Working Group I to the Four*.
- IPCC. (2015). IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System. Obtido de IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: <https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/sroc/sroc04.pdf>
- IPCC. (2007b). *Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) of the World Meteorological Organization (WMO) and the United Nations Environment Programme (UNEP). Climate Change 2007 — Impacts, Adaptation and Vulnerability: Contribution of Working Group I*.
- Kauffeld M. . (2012). *Kauffeld M. 2012. Availability of Low-GWP Alternatives to HFCs — Feasibility of an Early Phase-Out of HFCs by 2020*. Environmental Investigation Agency, Incorporated (EIA), Washington, DC, USA.
- Kim, M.-H. (2004). Fundamental process and system design issues in R-744 vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 119–174.
- Kyoto Protocol. (1997). *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. United Nations (UN), New York, NY, USA.
- Lennox. (2017). Obtido de <https://www.lennoxemea.com/en/product/eco2boost/>
- Lorentzen, G. (1990). *Patente N.º International Patent Publication WO 90/07683*.
- Mahlman. (1998). Annual Review of Energy and Environment. *Science and Nonscience Concerning Human-Caused Climate Warming. Annual Review of Energy and Environment*, 23:83-105., 23:83-105.
- McLinden et al. (1987). Quest for Alternatives. *ASHRAE Journal*, 29(12):32-36, 38, 40, and 42.
- Melo. (2013). *Uso de Refrigerantes Alternativos Em Refrigeração Doméstica E Equipamentos Compactos De Refrigeração Comercial.*, (p. 42). Universidade Federal de Santa Catarina.
- Melo, C. (2007). *CO2 (R-744) em equipamentos de refrigeração comercial*. Obtido de <http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/sites/protocolodemontreal.org.br/pt-br/site.php?secao=eventos&pub=279>

- Midgley, J. T. (1937). From the Periodic Table to Production. *Industrial and Engineering Chemistry*, 29(2):239-244.
- Minor. (2006). DuPont Next Generation Refrigerant MAC Global Industry Solution. *Published presentation at the Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium (Scottsdale, AZ) and periodic updates thereto in related meetings. DuPont Fluoroproducts, Wilmington DE, USA, 27 slides.*
- MMA. (2007). *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado – Publicação Técnica*. Ministério do Meio Ambiente do Brasil ; Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento – PNUD; Agência Alemã de Cooperação Técnica – GTZ.
- Montagner, G. P. (2013). *Um Estudo da Aplicação de Ciclos Transcríticos de CO2 em Sistemas Comerciais de Refrigeração*. Florianópolis.
- Montreal, P. d. (22 de 09 de 2016). APA - Agência Portuguesa do Ambiente. Obtido de <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=83>
- Nagengast, B. A. (1989). A History of Refrigerants, CFCs: Time of Transition. *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)*, 3-15.
- Nagengast, B. A. (1996). History of Sealed Refrigeration Systems. *ASHRAE Journal*, 38(1):S37, S38, S42-S46, and S48. NFPA 2012.
- Nestlé. (2004). Moving Towards Sustainable Refrigeration Industrial Applications.
- Nimitz. (1994). Refrigerants Containing Fluoroiodocarbons (FICs). Proceedings of the 1994. *Inter-national Refrigeration Conference at Purdue*, (pp. pp. 255-260). Purdue University, West Lafayette, IN, USA,.
- Nogueira, N. (17 de 02 de 2017). Obtido de <https://www.portal-gestao.com/artigos/7729-como-calculer-o-return-on-investment-roi.html>
- O Instalador. (16 de 02 de 2017). Obtido de <http://oinstalador.com/noticia/id/447/Sistemas-de-refrigeracao-a-CO2-transcritico-chegaram-a-Portugal-e-estao-para-ficar>
- PACHAI, A. (2008). CO2 cycles in a historic perspective. *8th IIR Gustav Lorentzen*.
- Park, H.-S., & Dang, X.-P. (2011). *Design and Simulation-Based Optimization of Cooling Channels for Plastic Injection Mold*.
- Perkins, J. (1834). *Patente N.º 6662*. UK.
- Pettersen e Skaugen. (1994). Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning. *Operation of trans-critical CO2 vapour compression systems in vehicle air conditioning*, (pp. 495–505). Hanover, Germany.
- Pettersen, J. (1998). *Process with high-pressure control. Kohlendioxid: Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Statusbericht des DKV, No. 20*. German Association of Refrigeration and Air Conditioning.
- Proklima, G. (s.d.). *Green Cooling Initiative, Environmental impact of the refrigeration and air conditioning sectors*. Programme Proklima.
- Quioto, P. d. (22 de 09 de 2016). Obtido de APA - Agência Portuguesa do Ambiente: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=500>

- Refrigeration, H. (2015). *Installation Operating Maintenance N° IN0012700-M*.
- Roriz, L. (2004). *A efectiva contribuição da climatização para a poluição ambiental*.
- Roriz, L. (2007). *Climatização Conceção, Instalação e Condução de Sistemas* (Vol. 2ª Edição Revista). Orion.
- SANYO Electric Co., L. (2010). *CO2 Heat pump Control Kit for single and multi-connection*.
- Schmidt e Flacke. (1999). Heat pumps for dehumidification and drying processes in residential and commercial applications. *IEA/IZWe.V./IIR Workshop on CO2 Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems*. Mainz, Germany.
- Sekiya. (2000). Potential of HFEs to Replace CFCs, HCFCs, and PFCs. *Journal of Fluorine Chemistry*, 101(2000):215-221.
- Silva, S. L. (2009). *Sistemática para o Projeto do Sistema de Refrigeração de Moldes para Injeção de Polímeros*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina.
- Thévenot, R. (1979). *A History of Refrigeration throughout the World*. Paris, France.: International Institute of Refrigeration (IIR, IIF).
- Vestergaard, N. P. (s.d.). *CO2 Refrigerant for Industrial Refrigeration*.
- WMO. (2011). *SCIENTIFIC ASSESSMENT OF OZONE DEPLETION: 2010, Report 52*. World Meteorological Organization - WMO, Global Ozone Research and Monitoring Project, Geneva, Switzerland; United Nations Environment Program (UNEP), Ozone Secretariat, Nairobi, Kenya; National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA).
- Wuebbles et al. (1997). An Environmental Rationale for Retention of Endangered Chemicals. *Science*, 278(5340):1090-1091.
- Zhang et al. (2014). Effect of Suction Nozzle Pressure Drop on the Performance of an Ejector-Expansion Transcritical CO2 Refrigeration Cycle. *Entropy (ISSN 1099-4300)*.

ANEXOS

6 ANEXOS

6.1 Estudo económico de instalações com R-744 comparados com HFC

O estudo económico apresentado de seguida foi realizado pela Hillphoenix Inc. e apresentado num artigo intitulado como “Descodificado: Perceção do retorno de investimento (ROI - Return On Investment) nos sistemas de refrigeração com CO₂” (Hillphoenix, 2017).

As unidades apresentadas tiveram em consideração o Código de Redação Interinstitucional da União Europeia e os cálculos de conversão da moeda tiveram por base as taxas de referência diárias publicadas no Banco de Portugal e pelo Banco Central Europeu.

Hillphoenix Inc. pertence ao grupo Dover e está sediada em Conyers, Georgia. A empresa projeta e fabrica armários/expositores frigoríficos, sistemas de refrigeração e sistemas integrados de distribuição de energia.

Para entender o retorno de investimento (ROI) nos sistemas de refrigeração com CO₂ há que ter em consideração uma série de variáveis.

Com a finalidade de tomar a decisão acertada para substituir ou modernizar um sistema de refrigeração comercial atual há que ter em consideração todas as características e custos.

Para saber o custo para mudar um sistema de refrigeração tradicional baseado em HFC para um 100% de CO₂ e qual o retorno desse investimento, é necessário uma análise de custo/benefício tendo em conta as despesas iniciais e de exploração, desde o consumo energético até a conformidade regulatório. A análise do retorno total sobre o investimento para um sistema com CO₂ ajuda a elucidar a mais-valia destes sistemas alternativos ao nível da poupança de tempo, dinheiro e implementação.

Para determinar o ROI num sistema de CO₂ é necessário considerar os custos das seguintes variáveis:

- Fluido frigorigéneo;
- Energia;
- Equipamento;
- Instalação do sistema;
- Manutenção e desempenho;
- Regulação (Legislação).

Neste estudo será considerado cada uma das variáveis anteriores, oferecendo cálculos de ROI no mundo real sobre os sistemas de CO₂ atualmente operando em três supermercados norte-americanos.

Relembrando algumas características principais dos sistemas de refrigeração com CO₂;

- Contêm um fluido frigorigéneo natural e mais barato (€/kg);
- Sustentável, com o PAG (GWP) baixo em comparação aos HFCs;
- Requerem uma carga menor de fluido frigorigéneo em relação aos sistemas tradicionais com HFC;
- As tubagens de cobre são significativamente menores do que os sistemas com HFC, logo os custos da instalação ao nível da tubagem serão menores;
- São energeticamente eficientes na maioria dos climas.

6.2 Calculando o ROI em sistemas de refrigeração com CO₂

O cálculo do ROI pode ser complexo, mas isso não se verifica para o caso dos fluidos frigorigéneos. Se a escolha for um sistema de refrigeração a 100% de CO₂ existe logo uma poupança inicial significativa na carga de fluido frigorigéneo. Considerando que a instalação tem uma carga inicial de 2.000 lb (907,18 kg) de fluido frigorigéneo, o custo para um fluido frigorigéneo HFC (por exemplo R404A) é sensivelmente 6\$/lb (12,41€/kg) (1USD = 0,93897€; libra (lb) = 0,4535kg) e para o fluido frigorigéneo CO₂ é apenas 1\$/lb (2,21€/kg). Neste caso a poupança, só na carga inicial do fluido frigorigéneo CO₂, é 10,000\$ (9.389,67€).

6.2.1 Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Fluido Frigorigéneo”

A instalação real de refrigeração analisada contém um sistema CO₂ intensificador para um supermercado com 200 MBTUH (58,61 kWh) para a baixa temperatura e 650 MBTUH (190,50 kWh) para média temperatura.

Tabela 5 - Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Fluido Frigorigéneo”.

	MT HFC DX	Advansor		Diferença
	LT HFC DX	CO ₂ Booter		
Custo Inicial	10.500,00\$	3.600,00\$	6.900,00\$	
Fluido Frigorigéneo	(9.859,15€)	(3.380,28€)	(6.478,87€)	-65,7%
Custo Anual	2.100,00\$	720,00\$	1.380,00\$	
Fluido Frigorigéneo	(1.971,83€)	(676,06€)	(1.295,77€)	-65,7%

6.2.2 Primeira instalação para clima quente com CO₂ utilizando o sistema transcritoico intensificador (*Booster*) da Advansor

Uma parceria entre a rede de supermercados Sprouts Farmers Market e o fabricante de sistemas de refrigeração Hillphoenix revolucionou o sector do retalho com a primeira instalação para clima quente com CO₂ utilizando o sistema Transcritoico Booster da Advansor.

O sistema de refrigeração sem HFC que foi instalado na loja da Sprouts na Geórgia, em Junho de 2014, superou uma barreira tecnológica de longa data. As indústrias de retalho e de refrigeração chegaram à conclusão que um sistema baseado em CO₂ seria a opção mais limpa e ambientalmente amigável sem HFC para a refrigeração comercial.

Mas existia a dúvida se um sistema de refrigeração com condensação a ar (*gas cooler*) com CO₂ poderia operar eficientemente em locais onde a temperatura externa fosse normalmente acima dos 80 °F (26,7 °C).

O sistema de CO₂ na loja de Sprouts metro Atlanta mostrou que é possível colocar refrigeração alternativa sustentável ao alcance de lojas em praticamente qualquer mercado.

6.2.3 Custos de energia

A energia elétrica é uma despesa enorme para supermercados. Uma loja de 50.000 ft² (4645,15 m²) gasta mais de 200 mil\$ (188.394,88€) por ano de eletricidade e metade é gasto em refrigeração de acordo com o Departamento de Energia dos EUA.

Na maioria dos casos, o CO₂ pode ser mais eficiente do que os sistemas de refrigeração comerciais tradicionais. Isto é especialmente verdade em países mais frios. Os supermercados podem economizar de 5% a 18% nas contas de energia, dependendo da sua localização e fonte de energia.

6.2.4 Custo dos equipamentos

As válvulas especializadas, tubagens em aço, compressores e controlos eletrónicos utilizados num sistema de CO₂ aumentam o custo dos equipamentos em comparação com um sistema HFC tradicional. Mas o custo do equipamento a CO₂ está a seguir o mesmo padrão de preços de qualquer nova tecnologia – desde fabricação de equipamentos a telemóveis inteligentes. A tecnologia inovadora oferece novas funcionalidades e maiores benefícios, só que é mais cara do que geralmente a que está no mercado. A tecnologia torna-se mais acessível quando existe mais procura/oferta.

Mais de 3000 sistemas de refrigeração a CO₂ transcíticos estão operando em todo o mundo. Uma pesquisa de mercado efetuado pela entidade Shecco indicou que na indústria de retalho na Europa duplicou desde 2011. As vendas europeias do sistema da CO₂ da Advansor tiveram um aumento de 500% desde 2009.

6.2.5 Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Equipamento”

O custo inicial para um sistema de refrigeração que tenha um equipamento com CO₂ é superior em relação a um sistema tradicional, mas o CO₂ garante um maior retorno do investimento a longo tempo.

Tabela 6 - Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Equipamento”.

	MT HFC DX	Advansor	Diferença	
	LT HFC DX	CO ₂ Booter		
	870.600,00\$	1.015.235,00\$	144.635,00\$	
Equipamento	(820.082,89€)	(956.325,36€)	(139.242,47€)	16,6%

6.2.6 Custo da instalação

A instalação elétrica geralmente tem um custo mais reduzido nos sistemas com CO₂ do que com os sistemas tradicionais com HFC porque as centrais já vêm de fábrica equipadas com toda a instalação elétrica para os vários componentes (controlador, sensores, ventiladores, etc.).

Os custos de instalação de refrigeração são inferiores com CO₂. O CO₂ exige tamanhos de tubos de cobre de menor diâmetro, o que reduz os custos do material. E os tamanhos de linha mais pequenos num sistema de CO₂ são mais fáceis de instalar, o que reduz os custos do trabalho.

No geral, as superfícies de retalho podem esperar uma economia entre 12% a 18% na instalação de CO₂, com base em projetos monitorizados pela Hillphoenix, que ajudou a instalar mais de 50 sistemas de supermercados de CO₂ na América do Norte desde 2012.

6.2.7 Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Instalação”

Com CO₂, os custos com as instalações elétricas e com as instalações de refrigeração são mais baixos o que leva geralmente a economias globais.

Tabela 7 - Retorno do sistema intensificador (*Booster*) a CO₂: “Instalação”.

	MT HFC DX	Advansor		
	LT HFC DX	CO ₂ Booster	Diferença	
Custo da instalação de refrigeração	300.988,00\$ (284.891,62€)	246.000,00\$ (232.844,30€)	54.988,00\$ (52.047,33€)	-18,3%
Custo da instalação elétrica	126.700,00\$ (119.924,28€)	101.450,00\$ (96.024,61€)	25.250,00\$ (23.899,67€)	-19,9%

6.2.8 Manutenção e custos relacionados com o desempenho

As válvulas de expansão eletrônicas e respectivos controladores ajustam-se automaticamente conforme a temperatura/sobreaquecimento desejado. Este sistema automático fornece, em todos os momentos, o melhor desempenho e uso de energia no evaporador e diminui a necessidade de ajustes de manutenção de rotina.

Os controladores usados para o CO₂ regulam melhor a temperatura do que os sistemas tradicionais, levando a uma melhor conservação dos alimentos.

6.2.9 Custos regulatórios

Um equipamento com 100% de fluido frigorígeno CO₂, livre de HFC, tem um custo de aquisição maior do que os sistemas tradicionais com HFC. No entanto o CO₂, como não tem limitações legais, é uma excelente oportunidade para futuras instalações.

Há que lembrar que as instalações com HFC necessitam de substituição de fluido frigorígeno, óleo e alguns componentes do circuito frigorífico ou substituição apenas do fluido frigorígeno por fluidos frigorígenos com menor PAG, para cumprirem as exigências dos regulamentos em vigor.

Um sistema com 100% de CO₂ elimina a necessidade das intervenções referidas porque é um fluido natural com PAG igual a 1; logo o custo inicial mais elevado será diluído com o passar dos anos.

Com instalações a 100% a CO₂ os supermercados vão operar de forma mais sustentável e já podem acrescentar esse facto à sua lista de ganhos de responsabilidade social.

6.3 Analisando o ROI em três instalações com CO₂ nos EUA

Uma análise custo / benefício dos sistemas de refrigeração comercial com CO₂ que operam atualmente em três supermercados dos EUA mostra um retorno positivo sobre o investimento em diferentes tamanhos de projetos.

6.3.1 Exemplo A

Baseado numa instalação com 330 MBTUH (96,71 kWh) para baixa temperatura de refrigeração e 1050 MBTUH (307,72 kWh) para temperatura média.

Tabela 8 – Exemplo A – Custos.

ROI	MT Glicol LT HFC DX	Advansor CO ₂ intensificador (Booster)		Diferença
Custo do Equipamento	1.258.353,00\$ (1.180.111,60€)	1.246.939,00\$ (1.169.407,30€)	121.586,00\$ (112.527,53€)	10,8%
Custo inicial de frigoriféneo	31.724,00\$ (29.751,48€)	1.980,00\$ (1.856.89€)	29.744,00\$ (27.894,59€)	-93,8%
Custo da instalação de refrigeração	557.375,00\$ (522.718,75€)	414.933,00\$ (389.133,45€)	142.442,00€ (133.585,29€)	-25,6%
Custo instalação elétrica	75.030,00\$ (70.364,81€)	98.850,00\$ (92.703,74€)	23.820,00\$ (22.338,93€)	31,7%
Custo Instalação	664.129,00\$ (622.835,04€)	515.763,00\$ (483.694,08€)	148.366,00\$ (139.140,95€)	-22,3%
Custo anual de frigoriféneo	4.160,00\$ (3.901,34€)	396,00\$ (371,38€)	3.764,00\$ (3.529,96€)	-90,5%
Custo anual de operação	121.447,00\$ (113.895,71€)	108.622,00\$ (101.868,14€)	12.825,00\$ (12.025,57€)	-10,6%
Custo anual	125.607,00\$ (117.797,06€)	109.018,00\$ (102.239,52€)	16.589,00\$ (15.557,54€)	-13,2%

Tabela 9 – Exemplo A – Resultado.

	121.586,00\$
Diferença de custo do equipamento	(114.026,07€)
	148.366,00\$
Poupança no custo de instalação	(139.140,95€)
	26.780,00\$
Balanço	(25.114,88€)
	16.589,00\$
Poupança do custo de operação e manutenção anual	(15.557,54€)
ROI em anos (Payback)	Poupança começa logo na instalação.

6.3.2 Exemplo B

Baseado numa instalação com 250 MBTUH (73,27 kWh) para baixa temperatura de refrigeração e 750 MBTUH (219,80 kWh) para temperatura média

Tabela 10 – Exemplo B – Custos.

ROI	MT HFC DX	Advansor		Diferença
	LT HFC DX	CO ₂ intensificador (Booster)		
Custo do Equipamento	826.570,00\$ (775.175,84€)	1.024.630,00\$ (960.920,94€)	198.060,00€ (185.745,10€)	24,0%
Custo inicial de frigoriféneo	20.800,00\$ (19.506,71€)	2.250,00\$ (2.110,10€)	18.550,00\$ (17.396,61€)	-89,2%
Custo da instalação de refrigeração	398.486,00\$ (373.709,09€)	298.000,00\$ (279.481,07€)	100.486,00\$ (94.238,02€)	-25,2%
Custo instalação elétrica	277.388,00\$ (260.140,67€)	248.000,00\$ (232.579,95€)	29.388,00\$ (27.560,72€)	-10,6%
Custo Instalação	696.674,00\$ (653.356,47€)	548.250,00\$ (514.161,12€)	148.424,00\$ (139.195,35€)	-21,3%
Custo anual de frigoriféneo	3.188,00\$ (2.989,78€)	275,00\$ (257,00€)	2.913,00\$ (2.731,88€)	-91,4%
Custo anual de operação	110.332,00\$ (103.471,82€)	93.477,00\$ (87.664,82€)	16.855,00\$ (15.807,00€)	-15,3%
Custo anual	113.520,00\$ (106.461,60€)	93.752,00\$ (87.922,72€)	19.768,00\$ (18.538,87€)	-17,4%

Tabela 11 – Exemplo B – Resultados.

	198.060,00\$
Diferença de custo do equipamento	(185.745,10€)
	148.424,00\$
Poupança no custo de instalação	(139.195,35€)
	49.636,00\$
Balanço	(46.549,75€)
	19.768,00\$
Poupança do custo de operação e manutenção anual	(18.538,87€)
ROI em anos (Payback)	2,5 anos

6.3.3 Exemplo C

Baseado numa instalação com 200 MBTUH (58,61 kWh) para baixa temperatura de refrigeração e 650 MBTUH (190,50 kWh) para temperatura média.

Tabela 12 – Exemplo C – Custos.

ROI	MT HFC DX	Advansor intensificador (Booster)	LT HFC DX	Diferença
Custo do Equipamento	870.600,00\$ (818.925,78€)	1.015.235,00\$ (954.976,01€)	144.635,00\$ (136.050,23€)	16,6%
Custo inicial de frigoriféneo	10.500,00\$ (9.876,78€)	3.600,00\$ (3.386,32€)	6.900,00\$ (6.490,45€)	-65,7%
Custo da instalação de refrigeração	300.988,00\$ (283.122,94€)	246.000,00\$ (231.398,74€)	54.988,00\$ (51.724,20€)	-18,3%
Custo instalação elétrica	126.700,00\$ (119.179,76€)	101.450,00\$ (95.428,46€)	25.250,00\$ (23.751,29€)	-19,9%
Custo Instalação	438.188,00\$ (412.179,48€)	351.050,00\$ (330.213,53€)	87.138,00\$ (81.965,95€)	-19,9%
Custo anual de frigoriféneo	2.100,00\$ (1.975,36€)	720,00\$ (677,26€)	1.380,00\$ (1.298,09€)	-65,7%
Custo anual de operação	122.459,00\$ (115.190,48€)	113.500,00\$ (106.763,24€)	8.959,00\$ (8.427,24€)	-7,3%
Custo anual	124.559,00\$ (117.165,84€)	114.220,00\$ (107.440,50€)	10.339,00\$ (9.725,33€)	-8,3%

Tabela 13 – Exemplo C – Resultados.

	144.635,00\$
Diferença de custo do equipamento	(136.050,23€)
	87.138,00\$
Poupança no custo de instalação	(81.965,95€)
	57.497,00\$
Balanço	(54.084,28€)
	10.339,00\$
Poupança do custo de operação e manutenção anual	(9.725,33€)
ROI em anos (Payback)	5,6 anos

6.4 Considerações

As indústrias de retalho e de refrigeração chegaram à conclusão que um sistema baseado em CO₂ é a opção mais limpa e ambientalmente amigável sem HFC para a refrigeração comercial.

Quando existe a necessidade de substituição total do sistema de refrigeração comercial é necessário considerar custos e benefícios de diferentes sistemas considerando mais do que apenas o preço inicial.

Determinar o ROI em sistemas de refrigeração comercial requer considerar variáveis como o custo do fluido frigorigéneo, energia, equipamentos, instalação, manutenção e regulação.

A compreensão do ROI permite que o investidor tome decisões estratégicas, voltadas para o futuro, que não só atendam aos desafios de hoje, mas também ajudem a escolher o melhor negócio para o futuro.

Uma análise custo / benefício dos sistemas de refrigeração comercial com CO₂ que operam atualmente em três supermercados dos EUA mostra um retorno positivo sobre o investimento em diferentes tamanhos de projetos.