



Projeto de uma bomba de calor para aquecimento de águas sanitárias utilizando como fluido frigorigéneo CO₂ em regime transcrito

ANDRÉ VASSALO VASCO DA SILVA

julho de 2022

PROJETO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUAS SANITARIAS UTILIZANDO COMO FLUIDO FRIGORIGÉNEO CO_2 EM REGIME TRANSCRÍTICO

André Vassalo Vasco Da Silva

1140485

2021/2022

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Engenharia Mecânica

PROJETO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUAS SANITARIAS UTILIZANDO COMO FLUIDO FRIGORIGÉNEO CO₂ EM REGIME TRANSCRÍTICO

André Vassalo Vasco Da Silva

1140485

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

2021/2022

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Engenharia Mecânica

JÚRI

Presidente

Professor Doutor Rui Filipe Neves Araújo Rego

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Professora Doutora Olga Sobral Castro

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Professor Doutor José Luís Coelho Alexandre

Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a toda a minha família pelo apoio incondicional ao longo deste trajeto e ao futuro novo membro, a minha sobrinha Mariana, pela motivação extra que me presenteou.

Agradeço à minha namorada, pela compreensão, suporte, carinho e motivação durante toda a jornada de desenvolvimento da presente dissertação.

Agradeço à RACE, pela oportunidade concebida e um especial agradecimento ao meu orientador na empresa, Engenheiro Vítor Nogueiro, pelo seu constante acompanhamento, esclarecimento de dúvidas e partilha de conhecimentos. Um agradecimento também ao Engenheiro Bernardo Silva, pelo contributo e apoio durante a execução da presente dissertação.

À Professora Olga Castro, agradeço por toda a orientação e atenção disponibilizada ao longo de todo o desenvolvimento desta dissertação.

Obrigado a todos!

PALAVRAS-CHAVE

Bomba de Calor; CO₂; Regime transcrito; COP

RESUMO

O ressurgimento recente de ciclos frigoríficos de CO₂ é justificado quer por razões ambientais, quer por razões económicas e legais devido às restrições impostas pela comissão europeia, nomeadamente, através da regulamentação para a utilização de gases fluorados, designada por F-gas. Na presente dissertação, foi desenvolvido o projeto de uma bomba de calor ar-água de 50 kW para aquecimento de água sanitárias (AQS), utilizando como fluido frigorigéneo, CO₂ em regime transcrito. Este sistema tem ganho preponderância no mercado mundial de equipamentos destinados à produção de AQS, graças à sua elevada eficiência energética que se traduz na redução de consumo energético nos setores dos edifícios de habitação, comércio e serviços.

A fase inicial de trabalho, começou pela identificação e análise das tecnologias atuais de ciclos transcritos para a produção de água quente sanitária, estudo este que permitiu definir o esquema de princípio a adotar no projeto da bomba de calor. De forma a analisar o desempenho e variações de funcionamento do ciclo frigorífico e também, de obter os parâmetros necessários para seleção dos vários equipamentos, foi desenvolvida uma ferramenta de cálculo da bomba de calor (FCBC), implementada no *Excel*, modelada com recurso a correlações experimentais, tabelas de propriedades termodinâmicas do CO₂, e equações termodinâmicas aplicadas no ciclo transcrito de CO₂. Com base nos dados de entrada, ou seja, nas condições de operação, a FCBC tem como dados de saída, o caudal mássico, a relação de compressão, o rendimento isentrópico e volumétrico, o COP, a potência calorífica do *gas cooler* e do evaporador.

Os resultados obtidos nas simulações na FCBC, mostraram que a bomba de calor garante os 50 kW requeridos, para a condição limite de temperatura ambiente de 5°C e temperatura de saída de água a 90°C, onde teria um COP de 2,5. O COP máximo obtido foi de 4,63, para a condição de operação de temperatura de saída de água de 55°C e temperatura ambiente de 35°C. Verificou-se que o aumento da temperatura ambiente e a diminuição da temperatura de saída de água requerida, implica um aumento do COP da bomba de calor. Por último, com os dados de saída da FCBC foi possível selecionar os componentes principais da bomba de calor. Definido os equipamentos, é ainda enquadrado a bomba de calor perante os requisitos mínimos de eficiência de acordo com a legislação portuguesa, assim como da elegibilidade da mesma no contributo renovável de energia.

KEYWORDS

Heat pump; CO₂; Transcritical regime; COP

ABSTRACT

The recent reappearing of CO₂ systems is justified either by environmental reasons, economic and legal reasons, as a consequence of the restrictions imposed by the European Commission, specifically as the regulation for the use of fluorinated greenhouse gases, designated by F-gas. The present dissertation developed the project of an air-water heat pump of 50kW for sanitary water heating production, using, as refrigerant fluid, CO₂ in a transcritical regime. This system has been earning recognition and strength in the global market of sanitary water heating production equipment, thanks to its significant energy efficiency that contributes to the reduction of energy consumption in areas such as residential, commercial, and service buildings.

The initial phase of work began with the identification and analysis of current technologies of transcritical cycles towards the process of getting hot sanitary water, a study that defined the principle to be followed in the heating water pump project. As a way to analyze the system's performance and functioning variations of the refrigeration cycle and additionally, to obtain the required parameters for the selection of the necessary equipment, has been implemented in Microsoft Excel a heat pump calculation tool, modeled as a resource of experimental correlations, databases, and equations of thermodynamics applied in the transcritical cycle of CO₂. Based on input data, that is, the operating conditions, the heat pump calculation tool has as output data, mass flow, compression ratio, isentropic and volumetric yield, COP, and the heating power of gas cooler and evaporator.

The results obtained from the simulations in the heat pump calculation tool have shown that the heating pump guarantees the required 50kW, for the ambient temperature limit condition of 5°C and the water outlet temperature at 90°C, where there would be a COP of 2,5. The maximum COP obtained was 4,63, as for the operating condition of water outlet temperature of 55°C and ambient temperature of 35°C. It was found that the increase in the ambient temperature and decrease in the temperature of the required water outlet, implies an increase in the COP of the heat pump. Last, with the obtained outlet data in the heat pump calculation tool, was possible to select the main components of the heat pump. After defining the equipment, it still framed the heat pump to the minimum efficiency requirements according to the Portuguese legislation, as well as gives it eligibility for the renewable energy contribution.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AQS	Água Quente Sanitária
AN	Alquil Naftaleno
AP	Alta Pressão
NH ₃	Amoníaco
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BP	Baixa Pressão
CFC	Clorofluorocarboneto
CO ₂	Dióxido de Carbono
EIA	Energy Internacional Agency
SPF	Fator médio de desempenho sazonal estimado
FCBC	Ferramenta de Cálculo da Bomba de Calor
GWP	Global Warming Potential
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
IHX	Internal Heat Exchanger
R-600a	IsoButano
ODP	Ozone Depletion Potential

PAO	Polialfaolefina
PAG	Polialquilenoglicol
POE	Poliolester
R-290	Propano
VEE	Válvula de Expansão Eletrónica

Lista de Unidades

bar	bar
db	decibel
g	grama
°C	Grau Celsius
K	Kelvin
J	Joule
m	metro
N	Newton
ppm	Partes por milhão
s	segundo

Lista de Símbolos

A	Área de transferência de calor (m^2)
c_p	Calor específico a pressão constante ($kJ/(kg.K)$)
$\dot{m}$	Caudal mássico (kg/s)
U	Coeficiente global de transferência de calor ($W/(m^2.^\circ C)$)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
s	Entropia específica ($kJ/kg.K$)
ρ	Massa volúmica (Kg/m^3)
L_{den}	Nível sonoro contínuo equivalente ponderado A diurno (dB)
L_{noite}	Nível sonoro contínuo equivalente ponderado A noturno (dB)
Pr	Número de Prandtl
$\%$	Porcentagem
$\dot{Q}$	Potência Térmica (kW)
$\dot{W}_c$	Potência de compressão (kW)
P	Pressão (bar)
r	Razão de compressão
T	Temperatura ($^\circ C$)
W_c	Trabalho do compressor (kJ)
V	Volume (m^3)
V_d	Volume deslocado (m^3/h)
v	Volume específico (m^3/kg)

Lista de símbolos gregos

ε	Erro de controlo da pressão de descarga (bar)
η	Rendimento
Δh	Variação de entalpia específica (kJ/kg)
ΔT	Variação de temperatura (°C)

Lista de subíndices

ag	água
amb	ambiente
comp	compressor
des	descarga
CO ₂	dióxido de carbono
e	entrada
eva	evaporação
ev	evaporador
L	fonte fria
H	fonte quente
gc	<i>gascooler</i>
is	isentrópico
lib	libertado

otm	ótima de descarga
1	ponto 1
2	ponto 2
3	ponto 3
4	ponto 4
5	ponto 5
6	ponto 6
pc	pseudo-crítica
s	saída
v	volumétrico

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo global de energia primaria [1]	4
Figura 2 - Esquema ilustrativo do funcionamento de uma bomba de calor (adaptado [7])	5
Figura 3 - Evolução global de vendas de bombas de calor [9]	6
Figura 4 - Logo da empresa com certificados e serviços disponibilizados [11]	10
Figura 5 - Evolução dos fluidos frigorigéneos [13]	13
Figura 6 - Diagrama de Mollier (P-h) de CO ₂ com ponto triplo, crítico e linha pseudo-crítica [32]	21
Figura 7 - Variação das propriedades CO ₂ calor específico vs Temperatura vs densidade [26]	21
Figura 8 - Relação da densidade do R744 na fase Líquido e Vapor [26]	22
Figura 9 – (a) Esquema do ciclo frigorífico de Carnot. (b) Diagrama T-s do ciclo frigorífico [40]	23
Figura 10 - Esquema do ciclo ideal de compressão de vapor (a) e diagramas T-s (b) [38]	24
Figura 11 - Ciclo ideal de compressão (a) ciclo real de compressão (b), diagrama P-h (adaptado [39])	25
Figura 12 - Diagrama P-h a) ciclo subcrítico, b) ciclo transcrito, adaptado [45]	26
Figura 13 - Ilustração do ciclo de Lorenz usado como referência no ciclo CO ₂ de bombas de calor [47] ..	26
Figura 14 - Esquema básico de bomba calor em ciclo transcrito CO ₂ [50]	27
Figura 15 - Processo de libertação de calor a) pelo fluido no condensador, b) pelo <i>gas cooler</i> [49]	29
Figura 16 - Diagrama P-h de CO ₂ supercrítico, variação da alta pressão ótima [34]	30
Figura 17 - Sistema de <i>Low pressure buffer</i> [53]	31
Figura 18 - Esquema e diagrama T-s da bomba de calor CO ₂ para aquecimento de águas sanitárias [54] ..	32
Figura 19 - Esquema de bomba de calor CO ₂ transcrito para aquecimento de água, de fonte ar [59] ...	33
Figura 20 - Variação do COP e da pressão de descarga, em função da temperatura de saída de água requerida [57]	34
Figura 21 - Variação da pressão ótima no <i>gas cooler</i> com a temperatura ambiente [55]	35
Figura 22 - Variação da temperatura de saída do CO ₂ do <i>gas cooler</i> em função da temperatura ambiente e de água quente fixa, num estado ótimo [57]	35
Figura 23 - Variação do COP em função da temperatura ambiente a da saída de água quente [57]	35
Figura 24 - Variação das temperaturas de evaporação com a ambiente e saída de água quente fixa a 60°C [57]	35

Figura 25 - Variação da pressão no <i>gas cooler</i> e no evaporador com a variação de abertura da válvula de expansão [55].....	36
Figura 26 - Limites de aplicação do compressor alternativo CO ₂ do Bitzer, com base em 10K de sobreaquecimento [60].....	37
Figura 27 - Configuração do permutador " <i>Twist & spiral</i> " desenvolvido [66]	39
Figura 28 – Comparação entre os dois <i>gas cooler</i> , à esquerda o de placas e à direita o <i>spiral</i> [67]	40
Figura 29 – Desempenho de dois modelos de <i>gas cooler</i> em função da temperatura média de CO ₂ [67]	41
Figura 30 – Queda de pressão vs caudal mássico de CO ₂ em ambos modelos de <i>gas cooler</i> [67].....	41
Figura 31 -Variação dos parâmetros de desempenho com a variável de pressão de descarga em função da temperatura saída de água, (a) consumo compressor e (b) COP [69]	42
Figura 32 - Esquema de princípio adotado (adaptado [59]).....	45
Figura 33 -Exemplo 1 de diagrama P-h de funcionamento da bomba de calor CO ₂ para produção AQS ..	46
Figura 34 - Fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida	50
Figura 35 - Exemplo 2 de diagrama P-h de funcionamento da bomba de calor CO ₂ para produção AQS .	52
Figura 36 - Parte 1 do fluxograma representativo do processo de calculo da FCBC desenvolvida	54
Figura 37 - Parte 2 do fluxograma representativo do processo de calculo da FCBC desenvolvida	56
Figura 38 - Parte 3 do fluxograma representativo do processo de calculo da FCBC desenvolvida	58
Figura 39 - Parte 4 do fluxograma representativo do processo de calculo da FCBC desenvolvida	59
Figura 40 - Fluxograma da estratégia de controlo ótimo instantâneo	62
Figura 41 - Gráfico da variação do COP e temperaturas de saída de água em função da pressão ótima de descarga a temperatura ambiente 25°C	64
Figura 42 – Variação da pressão ótima de descarga em função da temperatura ambiente para diversas temperaturas de saída de água	65
Figura 43 - Variação da temperatura de saída do <i>gas cooler</i> em função da temperatura ambiente, para temperatura de saída de água de 60 °C.....	66
Figura 44 - Variação do COP em função da temperatura ambiente para várias temperaturas de saída de água	67
Figura 45 - Gráfico de comparação da variação da pressão ótima de descarga em função da temperatura ambiente, para a temperatura de saída de água de 55°C e 70°C	68
Figura 46 - Gráfico de comparação do COP em função da temperatura ambiente, para a temperatura de saída de água de 70°C	69
Figura 47 - Dados de entrada necessários e introduzidos no programa de calculo do Bitzer	71

Figura 48 - Resultados obtidos no <i>software</i> do Bitzer em função da capacidade de frio	72
Figura 49 - Resultados obtidos no <i>software</i> do Bitzer em função do modelo para 50Hz	72
Figura 50 - Catálogo técnico compressores alternativos CO ₂ <i>Bitzer</i>	73
Figura 51 - Variação do caudal mássico em função da temperatura ambiente e temperatura de saída de água fixa	73
Figura 52 - Variação da capacidade do <i>gas cooler</i> e do trabalho do compressor em função da temperatura ambiente, para temperatura de saída de água fixa	74
Figura 53 - Variação do caudal mássico em função da temperatura de saída de água, para temperatura ambiente fixa	74
Figura 54 - perfil de temperaturas em escoamento co-corrente (a) e em contra-corrente (b)	75
Figura 55 - Dados de entrada necessários e introduzidos no programa de calculo do fornecedor <i>SWEP</i> . 76	
Figura 56 - Diagrama P-T dos limites de condições de trabalho do modelo B18H.....	77
Figura 57 – Relatório técnico obtido no <i>software</i> de seleção de permutador de placas da <i>Swep</i> para o <i>gas cooler</i>	77
Figura 58 - Resultado obtido no <i>software</i> de seleção de permutador de placas da <i>SWEP</i> para o IHX em contra-corrente.....	78
Figura 59 - Resultado obtido no <i>software</i> de seleção de permutador de placas da <i>SWEP</i> para o IHX em co-corrente	78
Figura 60 – Relatório técnico fornecido na consulta de seleção de permutador de placas da <i>Alfa Laval</i> para o IHX em co-corrente	80
Figura 61 - Relatório técnico fornecido na consulta da seleção evaporador à <i>Centauro</i>	82
Figura 62 – Dados de entrada no dimensionamento da tubagem utilizando o <i>Coolselector2</i>	84
Figura 63 – Resultado obtido no dimensionamento da tubagem para caudal máximo utilizando o <i>Coolselector2</i>	84
Figura 64 - Resultado obtido no dimensionamento da tubagem para caudal mínimo utilizando o <i>Coolselector2</i>	85
Figura 65 - Resultado obtido no <i>software</i> de seleção de válvulas de expansão utilizando o <i>Coolselector2</i>	87
Figura 66 - Dados de entrada no dimensionamento da válvula solenoide I utilizando o <i>Coolselector2</i>	88
Figura 67- Resultado obtido no <i>software</i> de seleção de válvulas solenoide na linha I utilizando o <i>Coolselector2</i>	88
Figura 68 - Resultado obtido no <i>software</i> de seleção de válvulas solenoide na linha II utilizando o <i>Coolselector2</i>	89

Figura 69 - Dimensionamento do filtro por consulta no catálogo da <i>Carly</i>	90
Figura 70 - Dimensionamento do depósito separador por consulta no catálogo da <i>ESK</i>	91
Figura 71 - Requisitos mínimos de eficiência de bombas de calor, AQS e aquecimento (adaptado [78]) .	92

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades ambientais dos fluidos frigorigéneos de 2ª e 3ª geração (adaptado de [13])	14
Tabela 2 - Excerto das restrições impostas no regulamento (EU) n.º 517/2014 (adaptado de [18])	15
Tabela 3 - Classificação dos grupos de segurança dos fluidos frigorigéneos [20]	16
Tabela 4 - Classificação da ocupação em sistema (adaptado de [19])	17
Tabela 5 - Propriedades físicas e ambientais de R290 e R600a (adaptado de [18])	18
Tabela 6 - Propriedades físicas e ambientais de R717 (adaptado [25])	19
Tabela 7 - Propriedades físicas e ambientais de R747 [25]	20
Tabela 8 - Concentrações de exposição CO ₂ e respetivos efeitos nocivos para a saúde [37]	22
Tabela 9 - Processos do sistema ideal de compressão a vapor	24
Tabela 10 - Processos do ciclo transcrito CO ₂	28
Tabela 11 - Processos termodinâmicos na bomba de calor CO ₂ para aquecimento AQS	46
Tabela 12 - Variação da temperatura de evaporação consoante a temperatura ambiente [57]	54
Tabela 13 - Valores extremos de temperatura ambiente em Portugal Continental (adaptado [74])	60
Tabela 14 - Estado do ponto 2 para a T _{amb} de 5°C e T _{ag,s} variável	61
Tabela 15 - Evolução do sobreaquecimento no IHX em função da T _{amb}	61
Tabela 16 – Valores de COP e pressão ótima de descarga a temperatura ambiente 25°C para diferentes temperaturas de saída de água	64
Tabela 17 - Variação da P _{otm} em função da T _{amb} para diferentes T _{ag,s}	65
Tabela 18 – Variação da T _{gc,s} em função da T _{amb} para diferentes T _{ag,s}	66
Tabela 19 -Variação do COP em função da T _{amb} para diferentes T _{ag,s}	67
Tabela 20 - Variação do $\dot{m}$, Q _{ev} e $\dot{W}_c$ em função da capacidade fixa de 50kW do <i>gas cooler</i>	70
Tabela 21 - Dados fornecidos ao fornecedor <i>Alfa Laval</i>	79
Tabela 22 - Dados fornecidos ao fornecedor Centauro	81
Tabela 23 - Valores limite de exposição no exterior de ruído sonoro	82
Tabela 24 - Velocidade limite recomendada pelas <i>Danfoss</i>	83
Tabela 25 - Variação do $\dot{m}$ em função da T _{amb} para diferentes T _{ag,s}	86
Tabela 26 – Condições de teste para o desempenho das bombas de calor CO ₂ (adaptado [79])	92
Tabela 27 - Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor [80]	109

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	4
1.1	Contextualização	4
1.2	Objetivos	7
1.3	Metodologia	8
1.4	Estrutura do relatório.....	9
1.5	Local/Empresa de acolhimento.....	10
1.5.1	História, visão, missão e valores	10
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1	Fluidos frigorigêneos e a sua evolução.....	13
2.1.1	Normas	16
2.2	Hidrocarbonetos.....	18
2.3	Amoníaco ou R717 (NH ₃).....	19
2.4	Dióxido de carbono ou R744 (CO ₂).....	20
2.5	Ciclo frigorífico.....	23
2.5.1	Ciclo ideal de compressão de vapor.....	24
2.5.2	Ciclo real de compressão de vapor	25
2.6	Ciclo convencional e ciclo transcrito CO ₂ de Bombas de calor	26
2.6.1	Fundamentos do ciclo transcrito CO ₂	29
2.6.2	Métodos de controlo do sistema	31
2.7	Bomba de calor em regime transcrito CO ₂ para AQS.....	32
2.7.1	Efeito da variação da temperatura de saída da água no COP	34
2.7.2	Efeito da variação da temperatura ambiente no COP.....	35

2.8	Compressor	37
2.8.1	Óleo	38
2.9	Permutador de calor <i>gas cooler</i>	39
2.10	Permutador interno IHX	42
3	DESENVOLVIMENTO	45
3.1	Esquema de princípio da bomba de calor	45
3.2	Ferramenta de cálculo da bomba de calor CO ₂ (FCBC).....	47
3.2.1	Modelação da ferramenta de cálculo da bomba de calor CO ₂	51
3.2.2	Definição das condições de projeto da bomba de calor	60
3.2.3	Estratégia de controlo ótimo da pressão de descarga e sobreaquecimento	62
3.3	Resultados	63
3.3.1	Análise do desempenho da Bomba de Calor	64
3.3.2	Validação dos resultados obtidos com a FCBC.....	68
3.4	Seleção dos componentes da bomba de calor	70
3.4.1	Compressor	70
3.4.2	Gas cooler	75
3.4.3	Permutador de calor interno IHX	78
3.4.4	Evaporador	81
3.4.5	Tubagem.....	83
3.4.6	Válvula de expansão eletrónica VEE	86
3.4.7	Válvulas solenoides.....	88
3.4.8	Filtro	90
3.4.9	Depósito separador líquido.....	91
3.5	Requisitos mínimos de eficiência e contributo renovável da bomba de calor.....	92
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	95
4.1	Conclusões.....	95

4.2	Propostas de trabalhos futuros	98
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	101
5.1	Bibliografia	101
6	ANEXOS.....	109
6.1	Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor	109
6.2	Ferramenta de cálculo da bomba de calor	111

INTRODUÇÃO

- 1.1 Contextualização
- 1.2 Objetivos
- 1.3 Metodologia
- 1.4 Estrutura do relatório
- 1.5 Local/Empresa de acolhimento

1 INTRODUÇÃO

Este projeto surge no âmbito da dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, no ramo de Energia, no Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP). Para a sua concretização, foi estabelecido um protocolo de cooperação entre o ISEP e a empresa Refrigeration & Air Conditioning Engineering (RACE). Cooperação esta, com o objetivo o desenvolvimento uma bomba de calor para aquecimento de águas sanitárias, utilizando como fluido frigoriférico CO_2 em regime transcrito.

1.1 Contextualização

Devido ao desenvolvimento social e expansão populacional por todo mundo, o consumo energético tem vindo a aumentar. Pela Figura 1, verifica-se a evolução do consumo das fontes de energia primaria global desde 1950, sendo este ainda maioritariamente provenientes de fontes não renováveis [1].

O *International Energy Outlook 2021* publicado pela EIA (*Energy Internacional Agency*), prevê um aumento do consumo de energia mundial de 50% entre 2020 e 2050. Um elevado consumo leva a um aumento nas falhas de fornecimento de energia e das emissões de carbono, tornando-se necessário uma transformação no sistema de fornecimento de energia [2].

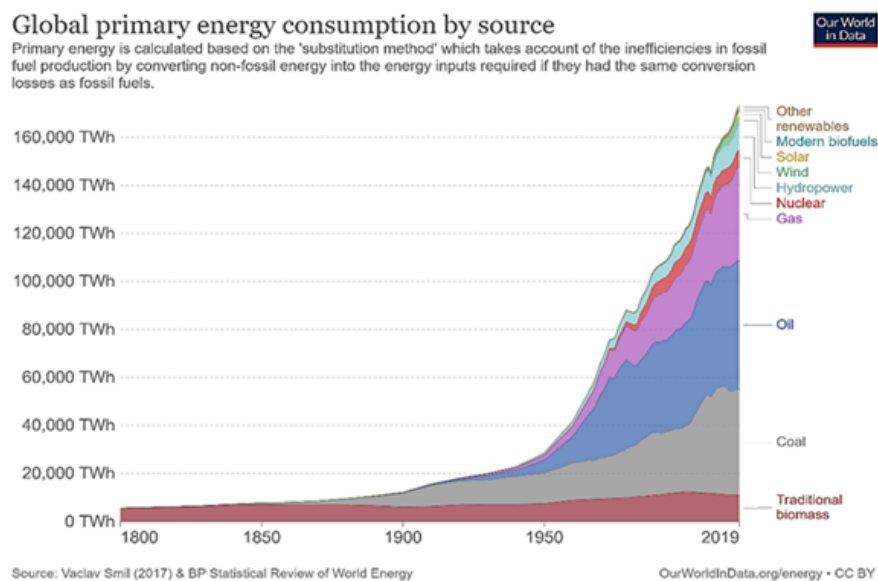


Figura 1 - Consumo global de energia primaria [1]

Em 2020, na união europeia a contribuição de energia renovável para a demanda de consumo de energia primaria foi apenas de 22,1%, sendo que no mesmo ano, Portugal acompanhou esse valor medio. Perante o cenário de aumento exponencial do consumo de energia primaria previsto pela EIA, e correspondente emissão de CO₂ equivalente para a atmosfera, é urgente desenvolver tecnologia de energia renovável com elevada eficiência energética. Perante esta realidade a Europa, e os seus estados-membros incluindo Portugal, têm vindo a desenvolver diversos esforços ao nível da descarbonização, da redução de emissões e na eficiência energética. Como tal, com vista ao desenvolvimento sustentável da sociedade, o papel do desenvolvimento tecnológico no setor da produção de AQS, reveste-se de primordial importância [3], [4].

Uma das tecnologias que mais se destaca nesta área é a bomba de calor, representado esquematicamente na Figura 2 por se tratar de equipamento com um sistema energeticamente eficiente com recurso a fonte renovável, para produção de águas quentes sanitárias, tanto para utilização em edifícios de habitação como para edifícios de comercio e serviços. O princípio de funcionamento das bombas de calor é baseado na operação de ciclos frigoríficos com compressão mecânica a vapor, tendo como finalidade fornecer calor à fonte quente (no caso do presente trabalho, AQS) a partir de uma fonte fria (ambiente exterior), sendo essa energia transporta através da circulação de um fluido frigorigénio [5], [6].

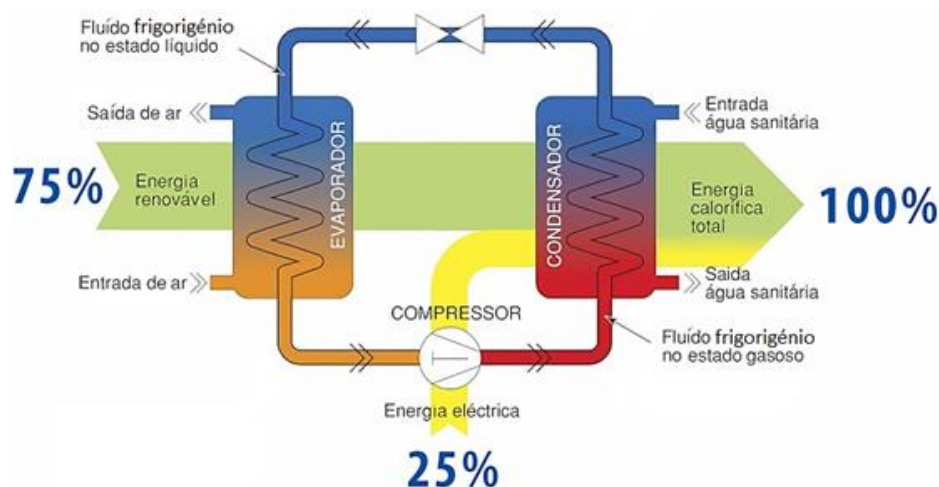


Figura 2 - Esquema ilustrativo do funcionamento de uma bomba de calor (adaptado [7])

Como se pode observar pela Figura 2, o compressor da bomba de calor é alimentado por energia elétrica e através do evaporador, por processos termodinâmicos existentes num sistema de compressão de vapor, consegue aproveitar gratuitamente energia térmica do meio ambiente, fornecendo a totalidade de ambas as energias sob forma de energia térmica.

A razão entre a energia calorífica total libertada e a consumida pela bomba de calor, mais concretamente pelo compressor da mesma, designa-se por coeficiente de desempenho (COP). Dado que as bombas de calor poderão fazer uso de cerca 75% da energia térmica exterior, e apenas 25% de consumo de energia sob a forma de eletricidade, podem atingir rendimentos de 400%, ou seja, COP de 4.

Quando comparado com qualquer outro sistema tradicional de produção de águas quentes sanitárias, as bombas de calor poderão ter um consumo cerca de quatro vezes inferior, constituindo-se uma alternativa mais eficiente relativamente a equipamentos como, esquentadores a gás, termoacumuladores elétricos ou a caldeiras de condensação. Poderá ainda constituir-se também, como alternativa aos coletores solares, uma vez que a energia retirada à fonte fria aproveitada do ambiente exterior (ar, água ou solo) é infinita e como tal considerada renovável. Em Portugal, o contributo das bombas de calor é quantificado e contabilizado para aproveitamento de fontes de energia renováveis, de acordo com o Despacho n.º 15793-H/2013 [5], [7].

A classificação dos diversos tipos de bombas de calor é efetuada de acordo com o tipo de fonte fria e fonte quente utilizadas, no caso deste trabalho a bomba de calor é do tipo. Nos dias de hoje as bombas de calor têm diversas aplicabilidades e complementam também uma gama alargada de potências térmicas, com capacidades desde os 2kW até aos 500kW, satisfazendo os diversos requisitos de cada setor e tornando-se cada vez mais uma solução indispensabilidade na sociedade. Observa-se Figura 3 que o mercado global de bombas de calor tem vindo a aumentar de forma bastante considerável ao longo dos últimos anos, nomeadamente as bombas de calor ar-água com um aumento cerca de 50% de 2015 para 2020 [8].

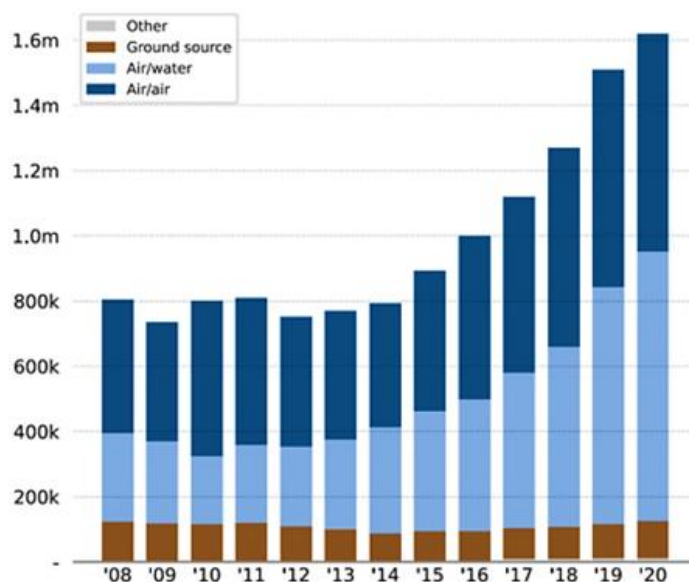


Figura 3 - Evolução global de vendas de bombas de calor [9]

Com o crescimento das preocupações ambientais, nomeadamente do impacto negativo do aquecimento global de 1,5°C nos ecossistemas, reportadas pelo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), torna-se um desafio criar e melhorar tecnologias permitam um desenvolvimento sustentável da sociedade e do seu consumo. A Bomba de calor, pelas características descritas, enquadra-se como umas dessas tecnologias, no entanto existem limitações, ao nível da legislação europeia, relativas à utilização de fluidos frigorigénios. Devido às descobertas realizadas nas últimas décadas relativas ao impacto negativo que os fluidos sintéticos utilizados têm, nomeadamente sobre a camada de ozono e o aquecimento global. Como tal os fluidos naturais em todos os equipamentos de refrigeração têm vindo a ganhar mais participação no mercado. Entre eles, destaca-se nos últimos anos o dióxido de carbono, por ser uma opção sustentável, do ponto de vista da redução direta de emissões de CO₂ para a atmosfera, como, através de reduções indiretas de emissões de CO₂ derivadas de uma utilização com elevada eficiência energética. [9]

1.2 Objetivos

O principal objetivo desta dissertação é o projeto de uma bomba de calor ar-água com uma capacidade de 50kW, para produção de água quente sanitária, usando CO₂ como fluido frigorigéneo em regime transcrito. Para a sua concretização outros aspetos foram investigados como:

- Analise da necessidade de evolução do mercado de fluidos frigorigénios e das bombas de calor;
- Analise entre diferentes fluidos frigorigéneos naturais como R600a (isobutano), R290 (Propano), R744 e R717 (Amoníaco) em termos de vantagens termodinâmicas e físicas;
- Identificação e avaliação do estado da arte em termos de tecnologia de bombas de calor a CO₂ transcrito;
- Avaliação da aplicabilidade de bombas de calor a CO₂ transcrito para produção de água quente sanitária;
- Criação e desenvolvimento de uma ferramenta em *excel* do funcionamento do ciclo termodinâmico da bomba de calor
- Avaliação e estudo dos resultados obtidos pela ferramenta de cálculo
- Seleção de componentes com base na ferramenta criada, recorrendo igualmente a *softwares* de dimensionamento de diversos fornecedores

1.3 Metodologia

Numa fase inicial, foram analisadas diversas dissertações relacionadas sobre o tema CO₂ transcrito, através do Repositório Científico do ISEP e do RCAAP (Repositórios Científicos de Acesso Aberto de Portugal Politécnico do Porto). Uma vez enquadrado o tema, através de plataformas como a *ScienceDirect*, com inúmeros estudos científicos e técnicos, procedeu-se à pesquisa concreta dos objetivos da presente dissertação

Iniciou-se o estudo pela evolução do consumo energético global e do mercado de fluidos frigoríficos, caracterizando as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos naturais, mais concretamente sobre o CO₂. De seguida partiu-se para o estudo e análise do ciclo transcrito de CO₂, os seus fundamentos, características e aplicabilidade em bombas de calor para produção de AQS. Por último, identificou-se e avaliou-se o estado de arte, em termos de tecnologia de bombas de calor a CO₂ transcrito para aquecimento de água sanitária, nomeadamente dos seus principais componentes.

Com base nesta pesquisa foi possível definir o esquema de princípio a adotar em projeto, ponto de princípio para iniciar o seu desenvolvimento. Para avaliar e simular o funcionamento do ciclo frigoríficos da bomba de calor CO₂, consoante as condições de operação requeridas, e também para obter os parâmetros necessários à seleção dos componentes da bomba de calor, optou-se por desenvolver um modelo de cálculo do ciclo transcrito de CO₂ para produção de AQS, na ferramenta *Excel*.

No desenvolvimento da ferramenta de cálculo automatizada, foi necessário criar uma base de dados composta por fundamentos e cálculos termodinâmicos, por tabelas de propriedades do CO₂, por correlações empíricas de resultados experimentais e ainda por dados técnicos do fornecedor de compressores. Para validação da ferramenta de cálculo da bomba de calor CO₂ recorre-se a resultados experimentais comprovados e ao software de fabricantes de compressores com o conhecimento processual necessário.

Com os resultados obtidos, foi possível analisar o efeito de diversos fatores de operação no desempenho do sistema, assim como selecionar os componentes necessários para o presente caso prático a projetar da bomba de calor, com recurso a consultas junto do fornecedor ou a softwares disponibilizados pelos mesmos.

1.4 Estrutura do relatório

A presente dissertação encontra-se subdividida em quatro capítulos, os quais por sua vez se dividem em subcapítulos. Cada capítulo aborda diversos pontos dentro do trabalho desenvolvido, conforme os objetivos.

O primeiro capítulo, Introdução, é introduzido o tema de dissertação enquadrando-a, expondo os seus objetivos e a sua estrutura de segmentação de informação. É realizada ainda apresentação da empresa de acolhimento de estágio, para a realização da presente dissertação.

Passando para o segundo capítulo, Revisão bibliográfica, são expostos os conceitos teóricos essenciais à realização da dissertação. Parte-se por uma abordagem introdutória da evolução dos fluidos frigorigéneos, analisando posteriormente em mais detalhe os fluidos naturais, nomeadamente o CO₂. De seguida analisa-se o ciclo convencional e ciclo transcíticos de CO₂ em bombas de calor, assim como alguns dos principais componentes do sistema, com a finalidade de aquecimento de água sanitárias.

No terceiro capítulo, Desenvolvimento, são apresentados todos os processos realizados com a finalidade de projetar a bomba de calor. Neste capítulo é também apresentado, as análises efetuadas e validação dos conceitos estudados no primeiro capítulo e ainda a metodologia de dimensionamento e seleção de equipamentos utilizada.

No quarto e último capítulo, apresenta-se as principais ilações que resultam dos conceitos teóricos expostos e os principais processo realizados ao desenvolvimento do projeto.

1.5 Local/Empresa de acolhimento

A RACE é uma empresa com mais de 30 anos de existência, líder em diversas áreas de engenharia, das quais:

- Refrigeração – Concepção, fabrico e execução de instalações industriais e comerciais de Refrigeração, desenvolvendo tecnologias de última geração;
- AVAC – Concepção e execução de instalações de sistemas de Aquecimento, ventilação e Ar Condicionado (AVAC) de grande dimensão;
- Manutenção e assistência técnica – serviços de manutenção e assistência técnica nas áreas de Refrigeração Industrial e Comercial, AVAC e Building Efficiency;
- Building efficiency – Automação e controlo de edifícios e sistemas de refrigeração, com foco na integração de sistemas e equipamentos;
- Manufacturing – Projecto, fabrico e montagem de centrais de refrigeração e quadros eléctricos de alimentação e controlo dos mais diversos sistemas integrantes de instalações comerciais e industriais.;

Com mais de 5000 instalações comerciais e industriais em Portugal e estrangeiro. Equipa de 300 colaboradores, engenheiros e técnicos altamente qualificados [10].



Figura 4 - Logo da empresa com certificados e serviços disponibilizados [11]

1.5.1 História, visão, missão e valores

Tem como visão ser a empresa de referência em oferta integrada de projeto, instalação e manutenção de refrigeração e AVAC, com base no mercado nacional. Com a missão e valores de providenciar soluções competitivas e integradas de refrigeração, com recurso a tecnologias inovadoras, eficientes e sustentáveis, contribuindo para a sustentabilidade de todos os *stakeholders* [10]

O lançamento da RACE surgiu em 2017, após a criação, remodelação e fusão de diversas empresas de cada setor da atividade atual da empresa. Este processo teve início em 1985 com a fundação da Selfrio S.A. que tinha apenas a missão prestar serviços de assistência técnica, conceção, fabrico e construção de instalações de refrigeração.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Fluidos frigorigêneos e a sua evolução
- 2.2 Hidrocarbonetos
- 2.3 Amônia ou R717 (NH_3)
- 2.4 Dióxido de carbono ou R744 (CO_2)
- 2.5 Ciclo frigorífico
- 2.6 Ciclo convencional e ciclo transcítico CO_2 de Bombas de calor
- 2.7 Bomba de calor em regime transcítico CO_2 para AQS.
- 2.8 Compressor
- 2.9 Permutador de calor *gas cooler*
- 2.10 Permutador interno IHX

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De forma introdutória e de modo expor os conhecimentos teóricos necessários ao desenvolvimento do projeto, foi realizado este capítulo, concluindo com o estado da arte da tecnologia de bombas de calor a CO₂ transcrito.

2.1 Fluidos frigorigêneos e a sua evolução

O fluido frigorigêneo é o elemento responsável pelo transporte de energia de um ciclo frigorífico. Como tal, a sua escolha é determinante no desempenho de sistemas cujo a base de funcionamento é um ciclo frigorífico, como é o caso da bomba de calor.

A evolução da utilização dos fluidos frigorigêneos pode ser dividida em quatro gerações, tal como ilustrado na Figura 5. Sendo a quinta geração a mais atual e que decorre nos dias de hoje. [11]

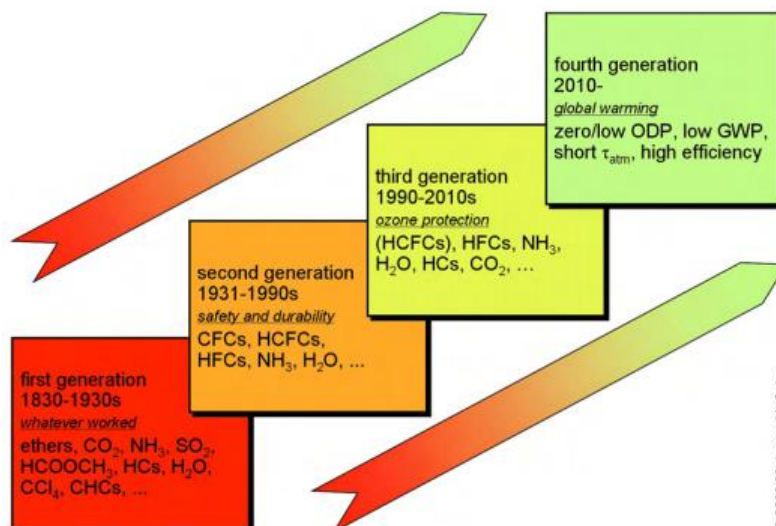


Figura 5 - Evolução dos fluidos frigorigêneos [13]

Na primeira geração (1830 a 1930) foram utilizados os fluidos que se encontravam disponíveis na natureza e acessíveis no mercado industrial, fluidos naturais estes como NH₃, CO₂ e HC como propano (R290) e o isobutano (R600a) [12].

A segunda geração (1931-1990) caracterizou-se pela mudança na utilização dos fluidos frigoríficos para os CFC (Clorofluorocarbonetos), HCFC (Hidroclorofluorocarbonetos) e os HFC (Hidrofluorcarbonetos). A introdução destes deveu-se à procura na melhoria da eficiência energética, segurança, durabilidade do fluido e equipamentos. Comparado com os fluidos naturais, os CFC, HCFC e HFC operavam a pressões inferiores, como tal maior era a segurança na operação, menor o desgaste nos componentes, e apresentavam maior eficiência energética. Em comparação com o CO₂, a melhoria de eficiência energética era ainda mais notória em condições de temperaturas ambientes elevadas. Contudo, em meados de 1970 foi identificado o impacto nocivo que as libertações de Clorofluorocarboneto tinham na destruição da camada do ozono, passando a sua utilização a ser limitada [13], [14].

Neste contexto, surgiu a terceira geração (1990-2010) de utilização de fluidos frigoríficos, impulsionada pelo Protocolo de Montreal (em 1987), com o objetivo de diminuir gradualmente as substâncias responsáveis pela destruição da camada de ozono, ou seja, com elevado índice de ODP (*Ozone Depletion Potential*). Como resultado os HFC e os HCFC passaram a ser maioritariamente utilizados, uma vez que grande parte destes apresentavam menor índice de ODP comparativamente aos CFC. Embora esta mudança fosse uma ótima solução para a diminuição dos níveis de ODP, com o passar do tempo verificou-se que mantinham um valor relativamente alto de GWP (*Global Warming Potential*), contribuindo de forma significativa para o efeito de estufa. Na Tabela 1 é possível comparar os índices entre alguns dos principais fluidos utilizados ao longo do tempo e verificar que, os CFC apresentam o maior ODP, mas, por outro lado, existem HCFC e HFC que apesar de apresentarem ODP nulos, têm valores elevados de GWP, como por exemplo o R23. Desta forma, no Protocolo Quito de 1997 foram estabelecidas metas para a diminuição de utilização dos fluidos com elevado GWP, as quais têm vindo a evoluir e a influenciar a evolução na utilização dos fluidos frigoríficos até aos dias de hoje [15], [16].

Tabela 1 - Propriedades ambientais dos fluidos frigoríficos de 2ª e 3ª geração (adaptado de [13])

Grupo	Fluido	ODP	PAG
CFC	R11	1	4000
	R12	1	10600
HCFC	R21	0,05	-
	R22	0,005	1900
HFC	R23	0	14800
	R32	0	580
	R134a	0,28	1600
Misturas	R404A	0	3750
	R410A	0,5	1890
	R407C	0	1610

Posteriormente ao Protocolo de Quioto foi publicado um regulamento, conhecido como F-gas, (CE) n.º 842/2006, o qual impulsionou a quarta geração de utilização de fluidos frigoriféricos (2012-2020/2022). O regulamento tem por objetivo reduzir de forma progressiva a utilização de gases fluorados com elevado GWP na União Europeia, nomeadamente os hidrofluorocarbonetos. Como tal, impõem valores máximos de GWP, regras, condições de utilização e limitações de quotas aplicadas a equipamentos no mercado cujo funcionamento dependa de gases fluorados. Assim sendo, a legislação europeia levou à reconsideração da possibilidade de utilizar fluidos naturais [17]–[19].

O regulamento F-gas mais tarde acabou por revogado pelo regulamento atual (EU) n.º 517/2014, em excerto na Tabela 2, o qual entrou em vigor a partir de 1 de janeiro de 2015.

Tabela 2 - Excerto das restrições impostas no regulamento (EU) n.º 517/2014 (adaptado de [18])

Produtos e equipamentos	Data de proibição
1. Recipientes não recarregáveis de gases fluorados com efeito de estufa utilizados na assistência técnica, manutenção ou carregamento de equipamentos de refrigeração ou de ar condicionado, bombas de calor, sistemas de proteção contra incêndios ou comutadores elétricos, ou utilizados como solventes.	4 de julho de 2007
2. Sistemas não confinados de evaporação direta que utilizam HFC e PFC como refrigerante.	4 de julho de 2007
12. Equipamentos fixos de refrigeração que contenham, ou cujo funcionamento dependa de HFC com PAG igual ou superior a 2 500, ou deles dependam para funcionar, exceto equipamentos destinados a aplicações concebidas para arrefecer a temperaturas inferiores a -50 °C.	1 de janeiro de 2020

Em Portugal o Decreto-Lei n.º 145/2017, de 30 de novembro, retificado pela Declaração de Retificação n.º 3-A/2018, de 29 de janeiro, estabelece o regime jurídico relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e assegura a execução no direito nacional do Regulamento (UE) n.º 517/2014, do Parlamento Europeu e do Conselho e dos regulamentos associados respetivos.

2.1.1 Normas

Devido às diversas particularidades que cada fluido frigorigéneo possui, o qual se inclui o CO₂, questões sobre a segurança e requisitos envolventes no modelo, construção, instalação, operação, manutenção, reparação e disposição de sistemas de refrigeração e bombas de calor, poder-se-iam pôr em causa. No entanto, para regularizar essas indefinições e padronizar os requisitos ao nível da segurança e proteção ambiental, existe atualmente em vigor a NP EN 378.

A norma é bastante abrangente, mas na presente dissertação aborda-se apenas, a norma NP EN 378-1:2018. Esta determina os requisitos para o uso em segurança de fluidos frigorigéneos, uma vez que existe referencia a gases inflamáveis e tóxicos para a construção da bomba de calor [19], [20].

A norma NP EN 378-1: essencialmente restringe a carga de fluido frigorigéneo em função de quatro fatores:

- Grupo de segurança do fluido frigorigéneo
- Ocupação
- Categoria do sistema (direto ou indireto)
- Localização do sistema

Na Tabela 3 são apresentados os grupos, de acordo com o seu índice de inflamabilidade e toxicidade, a que cada fluido frigorigéneos podem pertencer. Sendo a numeração referente ao nível de inflamabilidade e o índice à toxicidade.

Tabela 3 - Classificação dos grupos de segurança dos fluidos frigorigéneos [20]

	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Alta inflamabilidade	A3	B3
Baixa inflamabilidade	A2	B2
	A2L	B2L
Não inflamável	A1	B1

As ocupações são classificadas de forma idêntica e são designadas de classes. Na Tabela 4 apresenta-se essa classificação.

Tabela 4 - Classificação da ocupação em sistema (adaptado de [19])

Tipo de ocupação	Classe	Descrição
Geral	A	Local onde poderão dormir pessoas ou onde o número de pessoas presentes não é controlado ou ao qual qualquer pessoa tem acesso sem ter conhecimentos sobre as medidas de segurança.
Supervisionada	B	Locais, partes de edifícios onde apenas um número limitado de pessoas se poderá juntar e das quais algumas delas devem estar ao corrente das medidas gerais de segurança do local.
Exclusiva por pessoas com acesso autorizado	C	Locais não acessíveis a público, aos quais apenas tem acesso pessoal autorizado que deve obrigatoriamente estar ao corrente das medidas gerais de segurança do estabelecimento.

Posteriormente segue-se a classificação dos sistemas de acordo com a sua tipologia de localização:

- Tipo 1 – Em local ocupado e salas de máquinas ocupadas por pessoas;
- Tipo 2 – Compressor e reservatório de líquido em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre;
- Tipo 3 – Todas as partes contendo fluido frigorigéneo em sala de máquinas não ocupada ou ao ar livre.

Por último é feito a distinção e classificação entre sistemas diretos e indiretos. Considera-se sistemas diretos aqueles em o evaporador, ou condensador, ou ainda fluido frigorigéneo secundário do sistema está em contato direto com o ar ou a substância a ser arrefecida ou aquecida. Os indiretos são todos aqueles em que o evaporador ou condensador trocam calor com um meio intermediário, o qual passa através de um circuito fechado contendo permutadores de calor. Esses permutadores é que irão estar em contato com a substância a ser tratada [19], [20].

De acordo com as variáveis apresentadas é possível determinar os limites de carga, mantendo sempre os níveis de segurança e os riscos num valor mínimo. Isto pela relação do limite prático de concentração dos fluidos e o volume do espaço climatizado.

No anexo 6.1 encontram-se todos os restantes documentos normativos produzidos e atualmente em vigor para os sistemas de bomba de calor.

2.2 Hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos mais utilizados em ciclos frigoríficos são o R290 (propano) e o R600a (iso-butano). Como se verifica pela Tabela 5, estes frigorigêneos não danificam a camada de ozono (ambos com ODP de zero) e apresentam um baixo potencial de aquecimento global (inferior a 20). Do mesmo modo verifica-se que apresentem um baixo nível de toxicidade (classe A), embora uma elevada inflamabilidade fator limitante na sua aplicação, particularmente para aplicações em bombas de calor AQS que requerem temperaturas e pressões mais elevadas. Desta forma, a utilização de HC obriga à aplicação de normas para adoção de cuidados especiais no manuseamento dos mesmos. Desde a eliminação de fugas, ausência de fontes de ignição, concentração limite permitida, entre outras, uma vez que fora dos seus limites de inflamabilidade, ocorre o risco de explosão. Por consequência, habitualmente são utilizados em equipamentos com necessidade de carga limitada de fluido frigorigéneo, reduzindo a quantidade localizada dentro do mesmo volume [21]–[23].

Tabela 5 - Propriedades físicas e ambientais de R290 e R600a (adaptado de [18])

	R290	R600a
ODP	0	0
GWP	3	≤ 20
Toxicidade	Classe A	Classe A
Inflamabilidade	Classe 3	Classe 3
Limite inferior de inflamabilidade	2,1% por vol. (39 g/m ³)	1,5% por vol. (38g/m ³)
Limite superior de inflamabilidade	9,5% por vol. (177 g/m ³)	8,5% por vol. (203 g/m ³)
Temperatura de ebulição (101.325 kPa)	-42,11 °C	-11,75 °C
Temperatura do ponto triplo	-187,62 °C	-159,42 °C
Temperatura do ponto critico	96,74 °C	134,66 °C
Pressão do ponto critico	42,5 bar	36,3 bar

As excelentes propriedades termodinâmicas dos hidrocarbonetos, como as suas relativas baixas temperaturas de ebulição e altas temperaturas no ponto critico, permitem obter eficiências e intervalos de pressões de funcionamento consideráveis muito semelhantes ou até melhores que os obtidos quando utilizados HCFCs ou HFCs. Outra propriedade é o seu calor latente de vaporização, cerca de duas vezes superior comparativamente a outros fluidos frigorigêneos sintéticos, significando um maior efeito de refrigeração com o mesmo caudal mássico de fluido. [24],[25].

Alem da referidas preocupações de segurança a das propriedades termodinâmicas dos HC, existem limitações tecnológica, como por exemplo os compressores que operam com HC para aplicações de altas temperaturas (superior a 60°C) não estão largamente disponíveis no mercado [24].

2.3 Amoníaco ou R717 (NH₃)

O amoníaco, também designado por R717, é um fluido natural aplicado de forma continua desde a primeira geração de fluidos frigorigêneos, com ODP e GWP de zero. Está disponível em abundância, com baixo custo de aquisição e possui interessantes propriedades termodinâmicas para aplicação em bombas de calor para produção AQS, nomeadamente a elevada temperatura do ponto crítico de 133 °C, tal como se observa na Tabela 6. Todavia, verifica-se também que se trata de um fluido altamente tóxico (classe B) e volátil (classe 2L) que quando libertado em quantidade, pode representar um perigo à saúde. Apesar de tudo, seu odor único e desagradável, detetável em concentrações muito baixas, leva a que as possíveis fugas sejam identificadas muito antes de assumir níveis perigosos [23], [26].

Tabela 6 - Propriedades físicas e ambientais de R717 (adaptado [25])

Amoníaco ou R717 (NH₃)	
ODP	0
GWP	0
Toxidade	Classe B
Inflamabilidade	Classe 2L
Limite inferior de inflamabilidade	15 % por vol.
Limite superior de inflamabilidade	28% por vol.
Temperatura de ebulição (101.325 kPa)	-33,33 °C
Temperatura do ponto triplo	-77,67 °C
Temperatura do ponto critico	133,0 °C
Pressão do ponto critico	114,2 bar

Na generalidade devido à sua capacidade corrosiva e toxidade, a necessidade de utilização de tubagem de aço, compressores adaptados e dispositivos de segurança próprios torna o custo inicial da instalação superior a outros. Adicionalmente, o amoníaco devido à sua incompatibilidade com os óleos mais comuns, exige cuidados acrescidos relativamente ao critério de seleção do óleo de lubrificação. Em suma é necessário ter em consideração uma serie de fatores, no desenvolvimento e implementação de um sistema de amoníaco [26].

De qualquer forma, acredita-se que há um potencial de expansão do seu uso, e o crescente número de estudos, apontam nesse sentido de utilização do amoníaco. Inclusive em aplicações próximas da atividade humana, onde o R717 funciona em circuito primário exigindo em conjunto HFC em circuito secundário [27]–[29].

2.4 Dióxido de carbono ou R744 (CO₂)

Assim como os demais fluidos naturais, o dióxido de carbono (CO₂), também denominado R744, já fora antes utilizado em sistemas de refrigeração e aquecimento, como a bomba de calor. Nomeadamente, na primeira geração de fluido frigorigéneos, onde viu uma quebra na sua utilização com a introdução dos CFC, tal como explicado no subcapítulo 2.1.

Contudo, no início do novo século, essa situação inverteu-se, tornou-se na atualidade uns dos fluidos preferenciais para ciclos frigoríficos. Consequência da redução necessária e exigida das emissões de gases prejudiciais para a atmosfera e do desenvolvimento tecnológico em equipamentos CO₂ que permitiu ultrapassar as limitações existentes.

A aposta no CO₂ e o seu crescente impacto no mercado, não se deve apenas ao facto de não danificar a camada de ozono e apresentar um baixo potencial de aquecimento global. Deve-se por outro lado, pelas vantagens e propriedades físicas e termodinâmicas que o R744 oferece em relação aos outros gases. [30]

Desde logo, como se pode verificar na Tabela 7, ao contrário dos HC e do NH₃, trata-se de um fluido não inflamável (classe 1) e pouco tóxico (classe a), respetivamente.

Tabela 7 - Propriedades físicas e ambientais de R747 [25]

Dióxido-Carbono ou R744 (CO₂)	
ODP	0
PAG	1
Toxidade	Classe A
Inflamabilidade	Classe 1
Temperatura de ebulição (101.325 kPa)	- 78,40 °C
Temperatura do ponto triplo	- 56.558°C
Temperatura do ponto crítico	31,1 °C
Pressão do ponto crítico	73,8 bar

O R744 apresenta pressões e temperaturas elevadas comparativamente com os demais fluidos frigorigêneos, um dos motivos pelo qual a quebra na sua utilização na segunda geração de fluidos frigorigêneos. Na Tabela 7 e Figura 6 é possível identificar o contestado, com o seu baixo ponto crítico a $31,1^{\circ}\text{C}$ e 73,8 bar e ponto triplo que correspondente a 56°C e 5,2 bar [31], [32],[33].

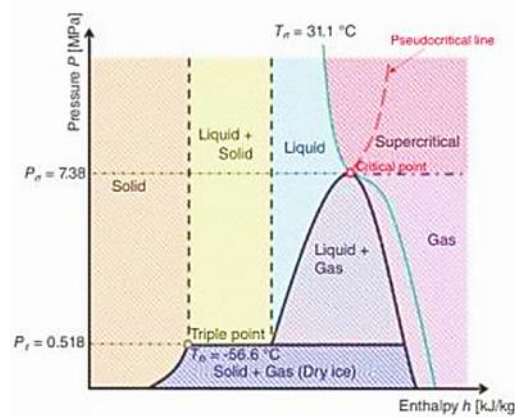


Figura 6 - Diagrama de Mollier (P-h) de CO_2 com ponto triplo, crítico e linha pseudo-crítica [32]

Apesar das elevadas pressões acima do ponto crítico, na região super-crítica para uma determinada pressão existe uma determinada temperatura designada temperatura pseudo-crítica, em que as propriedades termodinâmicas e de transporte do CO_2 variam rapidamente atingindo um valor máximo. Algumas destas propriedades como entalpia, entropia, calor específico, massa volúmica, e viscosidade têm um impacto na transferência de calor. A variação da temperatura pseudo-crítica em função da pressão é representada Figura 6 pela linha pseudo-crítica.[34].

Na Figura 7 é possível observar concretamente essa variação de propriedades ótimas, onde para uma certa pressão, propriedades como calor específico (c_p) e número de prandtl (Pr) atingem o seu valor máximo a 40° (T_{pc} de uma determinada pressão representada). Por outro lado, a massa volúmica (ρ) sofre apenas uma ligeira diminuição [31], [32].

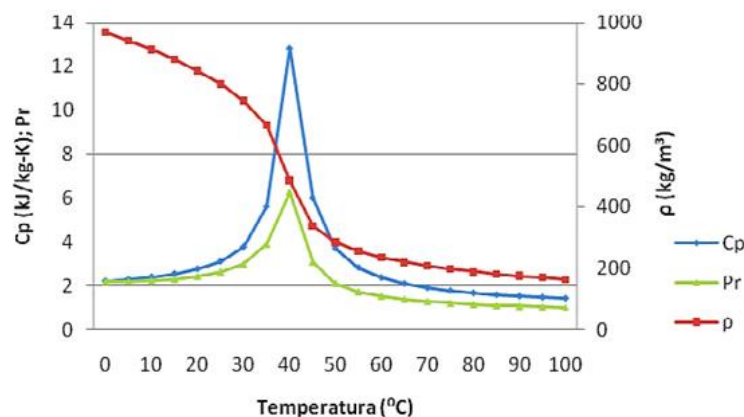


Figura 7 - Variação das propriedades CO_2 calor específico vs Temperatura vs densidade [26]

Em comparação com os restantes fluidos a variação da massa volúmica de CO₂ entre o estado líquido e gasoso é menor, assim como se verifica na Figura 8. Esta diferença provém da sua maior homogeneidade nas duas fases (alta e baixa pressão).

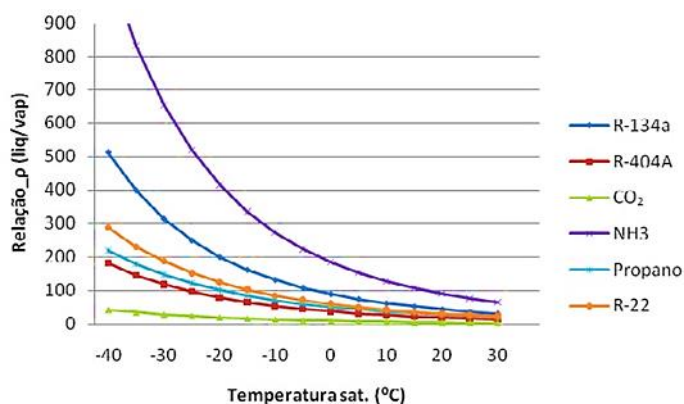


Figura 8 - Relação da densidade do R744 na fase Líquido e Vapor [26]

Apesar da maior homogeneidade de CO₂ o seu valor de massa volúmica é maior comparativamente a outros fluidos, resultando num menor volume específico (v). Este fator será vantajoso no processo de compressão, um menor volume específico resultará em um menor volume deslocado pelo compressor (V_d), aumentando a sua eficiência volumétrica (η_v) permitindo reduzir ao tamanho do compressor para o mesmo efeito útil requerido. Em suma, haverá uma maior permuta de calor e compressores de menores dimensões, o que levará a tubagens de menor diâmetro, componentes mais compactos e como tal mais baratos [35], [36].

Contudo, existem algumas condições a ter em atenção na aplicação do CO₂ como fluido de trabalho, por exemplo em situações de arranque inicial de carga, manutenção de sistema e inserção de óleo no compressor. Nestas situações poderá ocorrer a intrusão de impurezas prejudiciais ao sistema, como água e óleo poliéster. Além disso a exposição do fluido, no estado líquido, à pressão atmosférica ou à descida de temperatura leva à formação de gelo seco caso atinja o ponto triplo do R744. Outra condição, a ter em conta na utilização de CO₂ em ciclos frigoríficos é a sua concentração em caso de fugas, na atmosfera é de 0,04%, no entanto maiores concentrações podem provocar danos na saúde, assim como é descrito Tabela 8 [30], [37].

Tabela 8 - Concentrações de exposição CO₂ e respetivos efeitos nocivos para a saúde [37]

ppm de CO ₂	Efeitos
400 (0,04%)	Concentração media na atmosfera – sem efeitos
950-1400	Sintomas (respiratórios, pele, olhos, enxaquecas, tonturas, sensação de ritmo cardíaco acelerado)
5000	Limite de exposição a longo prazo (8 horas)
10,000 (1%)	Comprometimento cognitivo, aumento da pressão diastólica do sangue

2.5 Ciclo frigorífico

As bombas de calor convencionais são sistemas de compressão mecânica de vapor, baseados no ciclo de Carnot invertido, representado na Figura 9, e em que o fluido frigorigéneo é responsável por transportar a energia entre a fonte fria e a fonte quente, sendo o efeito útil o aquecimento [5], [6].

Sendo o ciclo de Carnot reversível (mantém as quantidades de energia constantes, independente do sentido do seu funcionamento), é possível obter uma análise simplificada sobre as temperaturas de operação, mas também uma perceção do limite máximo do rendimento do ciclo real [38], [39].

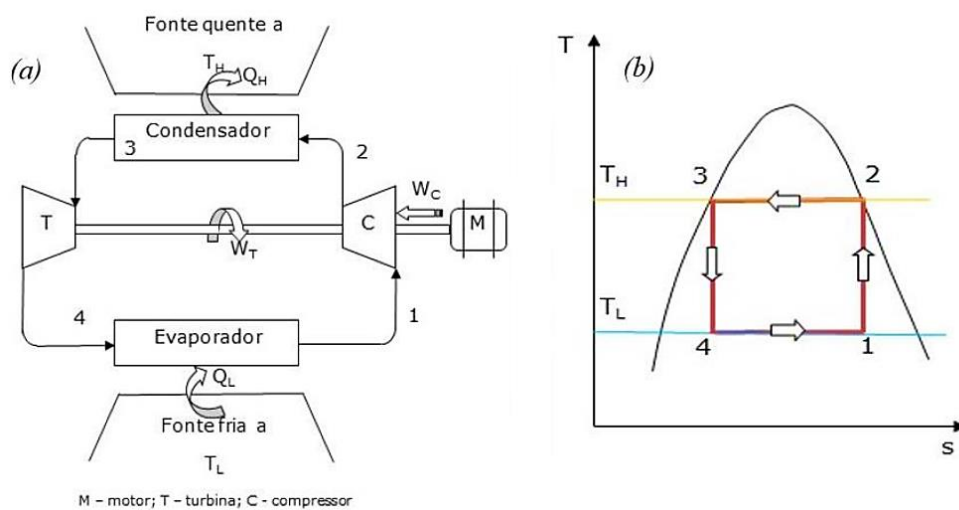


Figura 9 – (a) Esquema do ciclo frigorífico de Carnot. (b) Diagrama T-s do ciclo frigorífico [40]

Como representado na Figura 9, os ciclos de Carnot são normalmente compostos por quatro componentes principais: um evaporador, um compressor, um condensador e um dispositivo de expansão.

No entanto, pela figura verifica-se também uma das limitações à aplicabilidade física deste ciclo, o facto de existir líquido à entrada do compressor provocando problemas no seu funcionamento e danos. Outra limitação do ciclo é não ter em conta a diferença de temperatura necessária para que ocorra transferência de calor, assim como a existência de uma turbina no qual o seu trabalho não compensa, em termos económicos, o seu custo [40].

2.5.1 Ciclo ideal de compressão de vapor

De forma a corrigir as irreversibilidades existentes no ciclo de *Carnot* invertido, foi desenvolvido o sistema ideal de compressão de vapor, representado pela Figura 10. Contornando as suas impossibilidades, através da substituição de uma turbina por uma válvula de expansão e da vaporização total do fluido frigorigéneo antes deste ser comprimido, deixando de haver fase líquido à entrada do compressor [7], [41], [42].

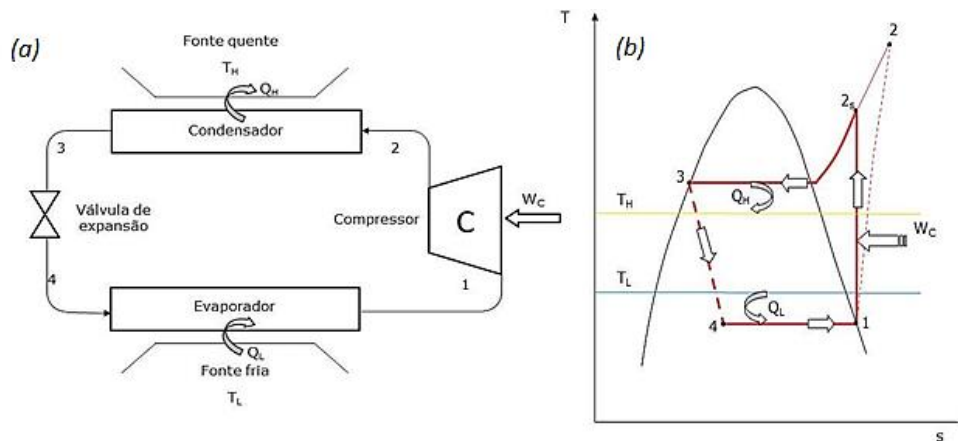


Figura 10 - Esquema do ciclo ideal de compressão de vapor (a) e diagramas T-s (b) [38]

Pela análise da Figura 10, dos diagramas T-s e P-h e descrição da Tabela 9, é possível descrever o ciclo por quatro processos. Duas transformações isobáricas, uma transformação isentálpica e uma transformação isentrópica.

Tabela 9 - Processos do sistema ideal de compressão a vapor

1-2s	Compressão isentrópica – o fluido é comprimido até à pressão de condensação, saindo do compressor estado de vapor sobreaquecido.
2-3	Libertação de calor isobárica – num processo isobárico, o fluido liberta calor para a fonte quente até atingir o estado de líquido saturado
3-4	Expansão adiabática - líquido proveniente do condensador sofre um processo de expansão isentálpica até atingir a pressão de evaporação
4-1	Evaporação isobárica – o fluido frigorigéneo absorve calor na fonte fria até o fluido atingir o estado de vapor saturado, onde posteriormente entra novamente no compressor, repetindo o ciclo

Analisa-se também, pela Figura 10, a diferença entre o processo isentrópico (1-2s) e o processo real (1-2). No processo real a entropia no ponto um (s_1) não é igual à entropia do ponto dois (s_2), existe sim um aumento deste último, assim como da entalpia. Em consequência da diferença de entalpia do ponto dois (h_2) e do ponto dois isentrópico (h_{2is}), é possível concluir o aumento do trabalho de compressão (W_C).

2.5.2 Ciclo real de compressão de vapor

Os ciclos reais de compressão de vapor comparativamente com os ciclos ideais apresentam algumas diferenças. Essas diferenças podem ser observadas na Figura 11.

Em primeiro, são contabilizadas as quedas de pressão do fluido provocadas pelas perdas de carga existentes nas tubagens e nos permutadores de calor (evaporador e condensador) por onde circula o fluido frigorigêneo.

Em segundo, a ocorrência de subarrefecimento é importante para a garantia de que todo o fluido no momento da entrada na válvula de expansão esteja totalmente no estado líquido, uma vez que poderá existir um aumento de temperatura do fluido na tubagem entre o condensador e o dispositivo de expansão. Por outro lado, quanto maior for o grau de subarrefecimento, maior será o aproveitamento de calor latente do evaporador

Em terceiro, a ocorrência de sobreaquecimento é importante para a garantia de que todo fluido à entrada do compressor esteja no estado de vapor sobreaquecido. Parte do sobreaquecimento pode ocorrer diretamente no evaporador, havendo assim um aumento na capacidade de troca de calor designando-se por sobreaquecimento útil, ou por via da absorção de calor nas tubagens entre o evaporador e o compressor, não alterando a capacidade de troca de calor do sistema designando-se por sobreaquecimento inútil.

Por último, o grau de degradação de energia existente no compressor, designado de rendimento isentrópico. Quanto maior for este rendimento mais próximas serão as entropias do ponto 1 e do ponto 2, o que resultará em um menor trabalho do compressor [41], [43].

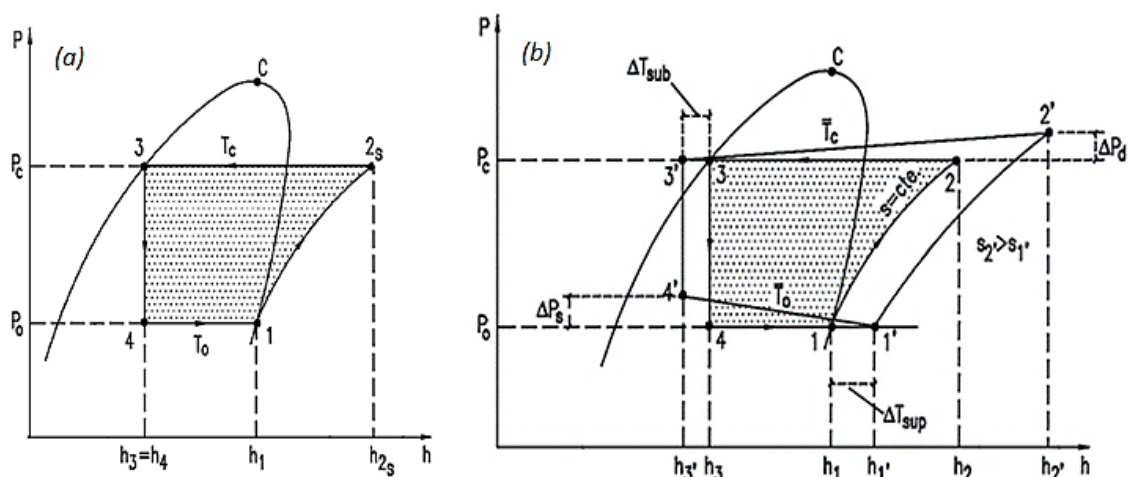


Figura 11 - Ciclo ideal de compressão (a) ciclo real de compressão (b), diagrama P-h (adaptado [39])

2.6 Ciclo convencional e ciclo transcrito CO₂ de Bombas de calor

O ciclo transcrito CO₂ difere do ciclo convencional de compressão a vapor das bombas de calor e das máquinas frigoríficas, tal como como ilustrado Figura 12. O ciclo convencional das bombas de calor é um ciclo subcrítico, baseado no ciclo de *Carnot* reversível, em que a pressão de operação não ultrapassa o ponto crítico do fluido e onde este à saída do compressor se encontra no estado de vapor sobreaquecido. Deste modo, na passagem pelo condensador, o fluido condensa, passando ao estado líquido, tal como se observa na Figura 12. [5], [44]

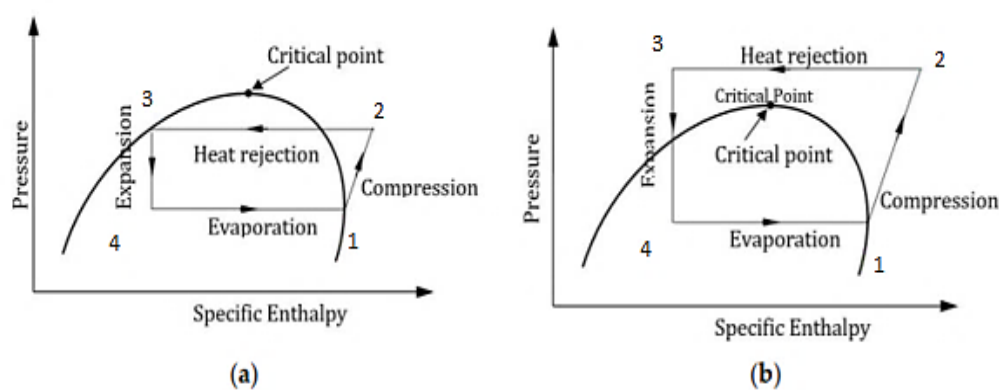


Figura 12 - Diagrama P-h a) ciclo subcrítico, b) ciclo transcrito, adaptado [45]

Os sistemas a CO₂ transcritos baseiam-se no ciclo de *Lorentz*, Figura 13, onde ao contrário dos sistemas subcríticos, operam com pressão e temperatura superiores à do ponto crítico, como se verifica pela Figura 12 (b), ou seja, na região de CO₂ supercrítico usufruindo da variação ótima das propriedades de transferência de calor existente nessa região, tal como exposto no subcapítulo 2.4. A gama de pressões típicas de operação dos ciclos transcritos são, 2 a 4 bar na zona de baixa pressão e 80 a 130 bar na zona de elevada pressão, deste tipo de ciclos [46].

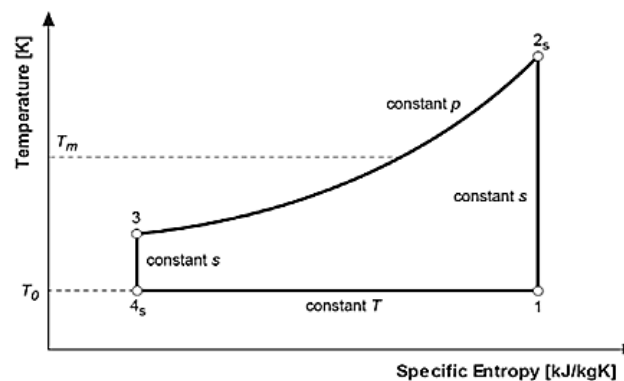


Figura 13 - Ilustração do ciclo de Lorenz usado como referência no ciclo CO₂ de bombas de calor [47]

O processo de compressão no ciclo convencional, opera a razões de pressão (quociente entre a pressão elevada e a baixa) de cerca de oito, enquanto o ciclo transcrito opera com razões cerca de três a quatro. Como tal a razão de compressão do ciclo transcrito é duas a três vezes inferior à do ciclo subcrítico, sendo fator que contribui para o aumento da eficiência energética nos ciclos transcríticos [34].

A diferença entre os ciclos termodinâmicos descritos, implica também, diferença no componente de permuta de calor no patamar de alta pressão, enquanto a bomba de calor convencional cede calor através da condensação fluido de trabalho no condensador, a bomba de calor que opera em ciclo transcrito de CO₂, cede calor na fase gasosa. Assim sendo, o equipamento onde ocorre transferência de calor nos ciclos transcritos, é designado de *gas cooler*, como se pode identificar na Figura 14. [47]

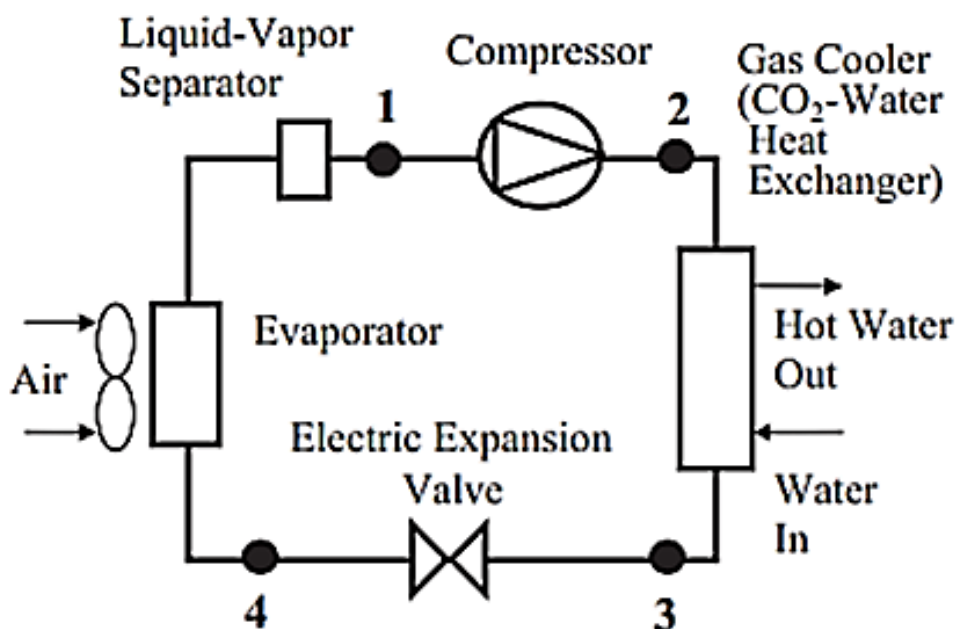


Figura 14 - Esquema básico de bomba calor em ciclo transcrito CO₂ [50]

Deste modo, a bomba de calor em regime transcrito é principalmente constituída por quatro componentes principais, e em sequência: compressor, *gas cooler*, válvula de expansão e evaporador.

Com vista ao cálculo do desempenho ciclo transcrito de CO₂, COP, representado na Figura 14, são utilizadas as equações (1), (2) e (3), em que a equação (1) representa o calor libertado pelo CO₂ no *gas cooler* e recebido pelo caudal de água a aquecer (AQS). A equação (2) representa a potência usada na compressão do CO₂, e a equação (3), o quociente entre o efeito útil e o fornecido pela bomba de calor, ou seja, o seu desempenho.

$$\dot{Q}_{lib} = \dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{CO_2,o}(h_2 - h_3) \quad (1)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{CO_2,e}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{gc}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}_{CO_2,s}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{CO_2,e}(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

Existem também algumas diferenças nas transformações no ciclo básico transcrito de dióxido de carbono. Sendo do mesmo modo composto por quatro processos como detalhado na Tabela 10 [34].

Tabela 10 - Processos do ciclo transcrito CO₂

1-2	Compressão isentrópica - CO ₂ ao sair do evaporador no estado de vapor saturado é comprimido passando para o estado de sobreaquecido no estado supercrítico
2-3	Libertação de calor isobárica - CO ₂ supercrítico entra no <i>gas cooler</i> e liberta calor através do seu arrefecimento sem mudança de fase
3-4	Expansão adiabática - CO ₂ a alta pressão é expandido adiabaticamente para uma pressão inferior (baixa pressão), passando a mistura de liquido-gás pela válvula de expansão
4-1	Evaporação isobárica – CO ₂ liquido-gás entra no evaporador, absorvendo o calor exterior da fonte fria de energia em pressão subcrítica. Consequentemente evapora, saindo do evaporador no estado de vapor saturado. Onde posteriormente entra novamente no compressor, repetindo o processo 1-2

2.6.1 Fundamentos do ciclo transcrito CO_2

Nos ciclos transcritos CO_2 o permutador de calor no patamar de alta pressão ocorre com o fluido na fase gasosa, enquanto no ciclo subcrítico de CO_2 e dos restantes fluidos frigorigêneos, a permuta de calor ocorre através da condensação fluido de trabalho. Na Figura 15 pode observa-se a variação de temperatura com a entalpia dos ciclos subcrítico, no caso a, e dos ciclos transcritos de CO_2 , no caso b.

Quando o vapor de CO_2 é comprimido num ciclo transcrito, consegue fornecer uma grande variação de entalpia na rejeição de calor, devido às suas propriedades termodinâmicas favoráveis, além de, ocorrer uma elevada queda de temperatura entre a entrada e a saída do *gas cooler*, tornando este ciclo adequado para a produção AQS. O ciclo subcrítico de CO_2 sendo a eficiência baixa, devido aos valores mais baixos de calor latente junto ao ponto crítico, é raramente aplicável. [45], [48].

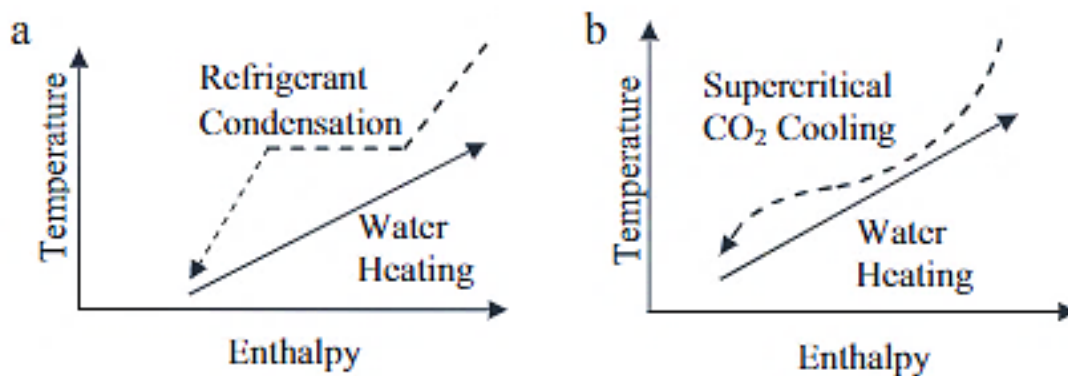


Figura 15 - Processo de libertação de calor a) pelo fluido no condensador, b) pelo *gas cooler* [49]

Os HFC também podem ser utilizados em ciclos subcríticos para a produção de AQS, devido às elevadas temperaturas de condensação para pressões moderadas. Contudo, nestes ciclos, devido à mudança de fase existente no permutador de calor, a perda de calor de modo irreversível é inevitável e consequentemente o desempenho teórico é inferior. [47], [49].

Outra característica dos ciclos transcritos, relaciona-se com a pressão ótima de funcionamento no lado de alta pressão do ciclo, ou seja, desde o ponto de descarga do compressor, até à saída dos *gas cooler*. Na região supercrítica, a pressão e temperatura são dois parâmetros independentes, como se pode verificar no diagrama P-h de CO_2 representado na Figura 16, e como tal a pressão de libertação de calor pode ser ajustada para uma temperatura fixa à saída do *gas cooler*, de modo a maximizar a eficiência do ciclo.

Na Figura 16, é possível observar, que, para um determinado aumento da pressão a capacidade de libertação de calor e o trabalho de compressão aumentam. No entanto, junto à pressão crítica, a libertação de calor é superior e compensa o aumento de trabalho de compressão e daí que proporciona um aumento do COP. Caso o patamar de alta pressão seja muito elevado, a rejeição de calor diminui deixando de haver compensação face ao trabalho de compressão exigido e consequentemente perde-se rendimento com a diminuição do COP. Assim, a seleção de uma pressão ótima de funcionamento para estes ciclos transcíticos é primordial, dado que desta forma se pode otimizar também o desempenho do sistema [33], [50]–[52].

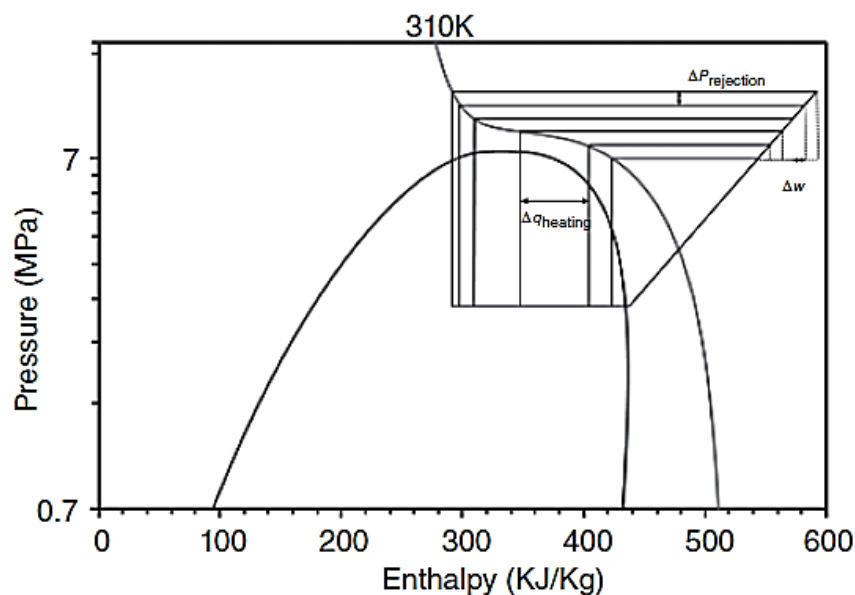


Figura 16 - Diagrama P-h de CO₂ supercrítico, variação da alta pressão ótima [34]

Outro fator que afeta o COP do ciclo transcítico é o efeito da variação da temperatura de evaporação, onde este efeito, comparado com os ciclos subcríticos dos restantes fluido frigorigéneos, é menor. Indicando assim, que bombas de calor de CO₂ em regime transcítico, conseguem fornecer calor de forma mais estável perante as condições de variação de temperatura da fonte de calor. Esta característica faz com que estas bombas de calor com fonte ar tenham um melhor desempenho face às variações ambientais anuais, portanto mais eficientes, comparativamente às bombas de calor convencionais com ciclos subcríticos. Aliado ao facto de instalações de fonte de ar serem mais convenientes, baixo custo e sem restrições geológicas de condições de aplicação, comparado com as bombas de fonte solo e água [53].

2.6.2 Métodos de controlo do sistema

Uma vez que no estado supercrítico de CO₂ não existe mudança de fase, a pressão e temperatura são dois parâmetros independentes, como tal é importante controlar a pressão ótima de descarga. Existem três métodos para controlo da pressão de descarga:

- 1) Variar a carga do fluido (m) no circuito de alta pressão
- 2) Variar o volume interno (V) no circuito de alta pressão
- 3) Permitir o controlo passivo da pressão pela temperatura do fluido de trabalho

A forma de controlo mais usual, vista durante a pesquisa bibliográfica, é a variação da carga do fluido no circuito de alta pressão, onde o circuito deve incluir um sistema de controlo do caudal mássico do fluido ($\dot{m}$) entre a saída do compressor e a entrada na válvula de expansão.

O sistema mais comum em bombas de calor CO₂ é o sistema de controlo de baixa pressão que incluem circuitos com um depósito à saída do evaporador e sistemas com separador líquido (gravítico, bombeado ou ejetado), como representado na Figura 17. O circuito de alta pressão é ajustado pela válvula de expansão, alterando temporariamente o balanço entre o caudal mássico no compressor e na própria válvula [53].

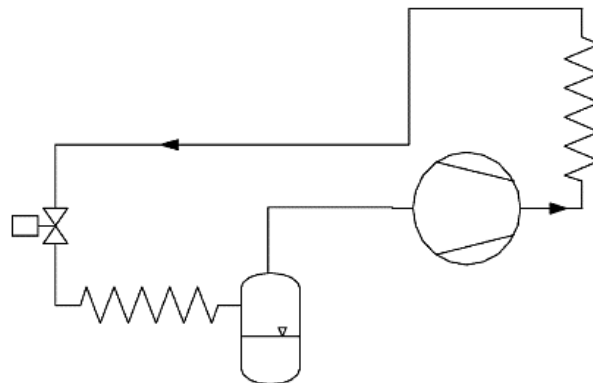


Figura 17 - Sistema de *Low pressure buffer* [53]

Reduzindo abertura da válvula de expansão, temporariamente reduz o caudal mássico na válvula resultando em acumulação no circuito de alta pressão, sendo que a pressão aumenta até novo o sistema atingir um novo balanço. A fração de vapor à saída do evaporador pode temporariamente subir enquanto a pressão sobe, e carga adicional no circuito de alta pressão é transferidos pelo depósito.

Por outro lado, aumentando abertura da válvula de expansão reduzirá a carga no circuito de alta pressão, a pressão e o excesso de massa é depositado como líquido no separador. Na realidade estes tipos de sistemas muitas vezes necessitam de uma ligação extra de líquido de forma a fazer retornar do depósito, óleo lubrificante para o compressor [53].

2.7 Bomba de calor em regime transcrito CO_2 para AQS.

Em 1993, o ressurgimento da utilização do CO_2 após a primeira geração de utilização de fluidos frigorigêneos iniciou-se com *Lorentzen*, tendo publicado um trabalho, onde afirmava o CO_2 como uma alternativa aceitável aos fluidos sintéticos, assim como, a potencial promissora aplicação do ciclo transcrito CO_2 , de único estágio de compressão, para bombas de calor para aquecimento de AQS. De acordo com a comparação qualitativa exposta da Figura 15 e com a representação quantitativa das temperaturas na Figura 18, é possível verificar que a variação de temperatura no *gas cooler* do ciclo transcrito de CO_2 , adapta-se satisfatoriamente ao perfil de temperaturas requeridas para o aquecimento de AQS [53].

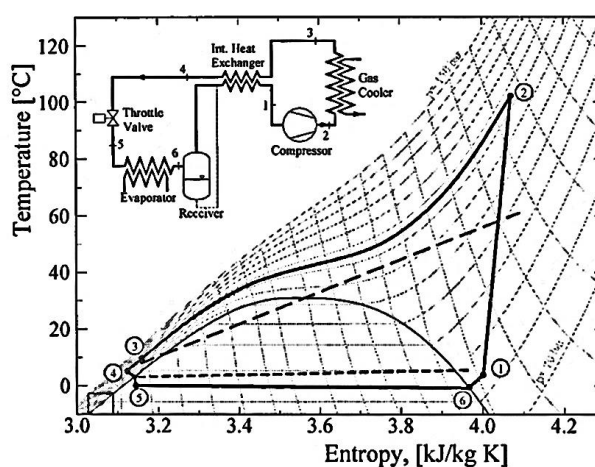


Figura 18 - Esquema e diagrama T-s da bomba de calor CO_2 para aquecimento de águas sanitárias [54]

Nas primeiras análises às bombas de calor de CO_2 em regime transcrito, verificou-se a necessidade de alterações ao sistema, com o objetivo de maximizar o seu COP, aumentando a sua capacidade, e ainda diminuir as dimensões dos componentes. *Lorentzen*, nos seus estudos, apontou como melhor modificação na melhoria do COP, a introdução de um permutador de calor interno, em inglês, internal heat exchanger (IHX), tal como se observa no esquema de princípio da bomba de calor da Figura 18 [55].

Após *Lorentz*, inúmeros protótipos de bomba de calor CO_2 para produção AQS foram estudados, sendo que a maioria das instalações eram de um único estágio de compressão, utilizando um separador líquido/gás de baixa pressão e um permutador de calor interno [56].

Um dos primeiros investigadores a analisar e a reconhecer a potencialidade da bomba de calor em regime transcrito CO_2 para aquecimento de água sanitária foi *Neksa*, que em 1998, publicou os resultados experimentais do estudo de um protótipo uma bomba de calor para aquecimento de água com um IHX. Outros componentes principais da bomba de calor foi um compressor do tipo alternativo e os convencionais permutadores de tubos concêntricos.

Da bomba de calor verificou-se uma variação de COP entre 3 até 4,3, para produção de água a 60 °C, com variação de temperatura de evaporação entre -20 e 0 °C. Esta bomba de calor também consegue produzir água quente até 90 °C sem problemas operacionais, mas com perda de rendimento. A pressão ótima do *gas cooler* varia de 9 a 11 Mpa para temperaturas de fornecimento da água de 60 a 80 °C. Este incremento de temperatura implica uma redução do COP de 4,3 para 3,6, para a temperatura de evaporação de 0 °C. Uma das vantagens da bomba de calor em regime transcrito CO₂ é a sua capacidade de fornecer água quente a alta temperatura, tornando-a qualificada para produção de AQS para edifícios de habitação, comercio e serviços [54], [56].

Shouguo Wang, em 2011, realizou uma investigação experimental de um protótipo de bomba de calor CO₂ transcrito para aquecimento de água, em que a fonte fria, é o ambiente, tal como representado na Figura 19. Como se verifica, trata-se de um protótipo de um único estágio de compressão, utilizando um separador liquido/gás de baixa pressão e um permutador de calor interno.

O estudo foi efetuado para uma larga gama de condições de operação da bomba de calor, nomeadamente, considerando uma temperatura de entrada de água sanitária constante. Como tal, foram estudados os efeitos de variação da temperatura ambiente exterior, da pressão de descarga ótima e da temperatura de produção de AQS desejada, no desempenho do sistema. Os efeitos paramétricos na performance do sistema e na pressão ótima de descarga serão abordados em mais pormenor nos próximos subcapítulos [57].

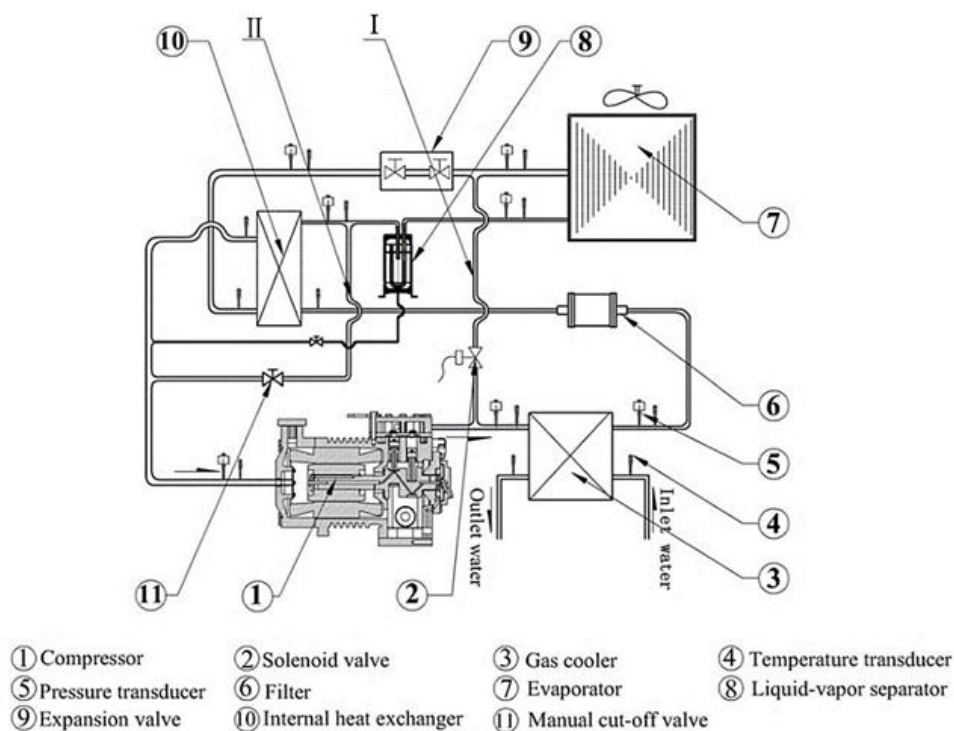


Figura 19 - Esquema de bomba de calor CO₂ transcrito para aquecimento de água, de fonte ar [59]

2.7.1 Efeito da variação da temperatura de saída da água no COP

A variação da temperatura de saída de água requerida tem efeito nas temperaturas médias de CO₂ que circulam no *gas cooler*, na pressão ótima de descarga e consequentemente no desempenho do sistema.

Aumentar a temperatura de saída de água provoca um aumento na temperatura de saída do CO₂ no *gas cooler*, e consequentemente, a variação de entalpia na permuta de calor entre estes dois fluidos será menor, ou seja, menor será a energia calorífica libertada e como tal menor o COP [46], [57].

De modo a contrariar este efeito, é necessário aumentar a temperatura de descarga do compressor aumentando a sua pressão de descarga. Amplia-se deste modo, a variação de temperatura no calor libertado, para que resulte numa maior variação de entalpia que se adeque também às baixas temperaturas de entrada na água no *gas cooler* para AQS. Por este motivo, observa-se na Figura 20 dos resultados experimentais de *Shouguo Wang*, que quanto maior é a temperatura de demanda de água quente requerida, maior é pressão de descarga e a pressão ótima de descarga no sistema. O aumento de pressão, como analisado no subcapítulo 2.4, leva ao afastamento do ponto crítico e como tal, à redução das propriedades de transferência de calor, resultando num menor COP [55].

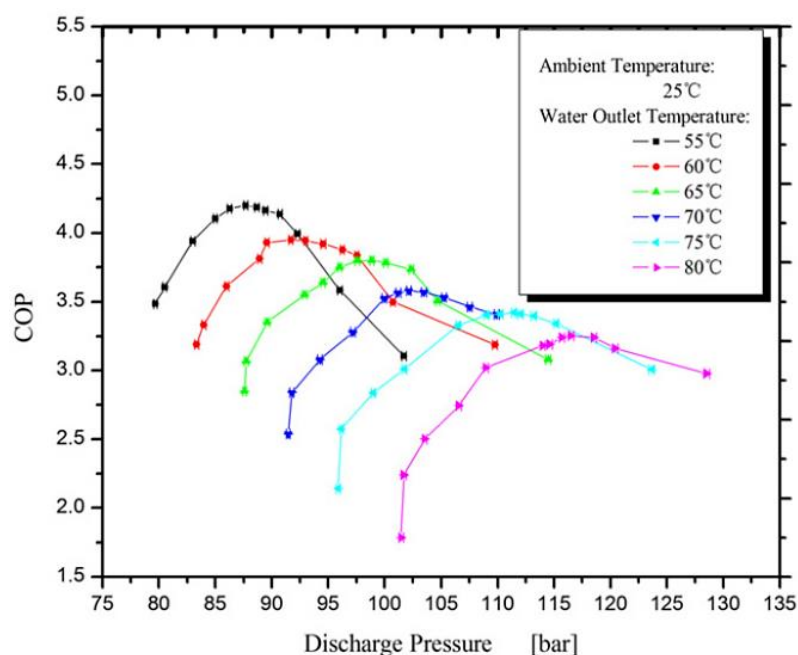


Figura 20 - Variação do COP e da pressão de descarga, em função da temperatura de saída de água requerida [57]

2.7.2 Efeito da variação da temperatura ambiente no COP

Independentemente da temperatura de água quente requerida, o aumento da temperatura ambiente tem o mesmo efeito no sistema, levando ao aumento da pressão ótima e da temperatura de saída do CO₂ do *gas cooler*, conforme se visualiza na Figura 21 e Figura 22 respetivamente. Essa variação de temperatura na saída do permutador é mínima, onde para uma variação de 50°C ambiente resulta numa variação de apenas 5°C na saída do CO₂ do *gas cooler* [57].

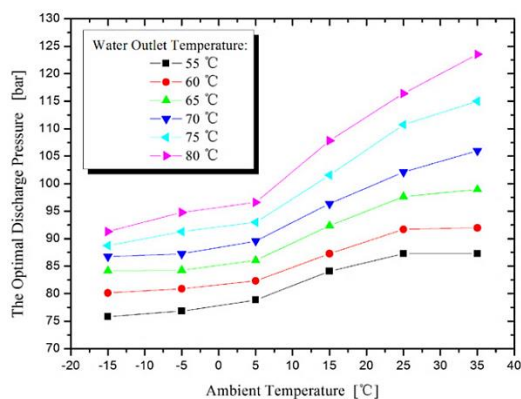


Figura 21 - Variação da pressão ótima no *gas cooler* com a temperatura ambiente [55]

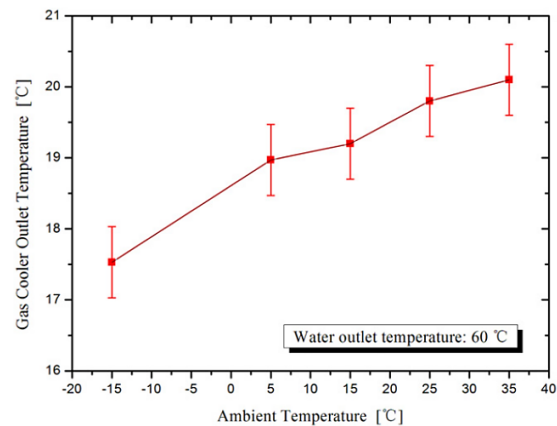


Figura 22 - Variação da temperatura de saída do CO₂ do *gas cooler* em função da temperatura ambiente e de água quente fixa, num estado ótimo [57]

O aumento da temperatura ambiente leva também, de forma consequente, ao aumento da temperatura de evaporação, Figura 24. Esse efeito deve-se ao facto de a diferença de transferência de calor ser aproximadamente constante e com tal, as diferenças de temperatura mantêm-se aproximadamente lineares. Por outro lado, verifica-se pela Figura 23 que o aumento da temperatura ambiente leva a um acréscimo no COP do sistema.

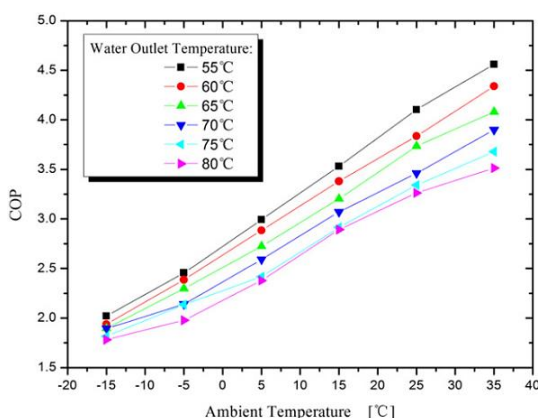


Figura 23 - Variação do COP em função da temperatura ambiente a da saída de água quente [57]

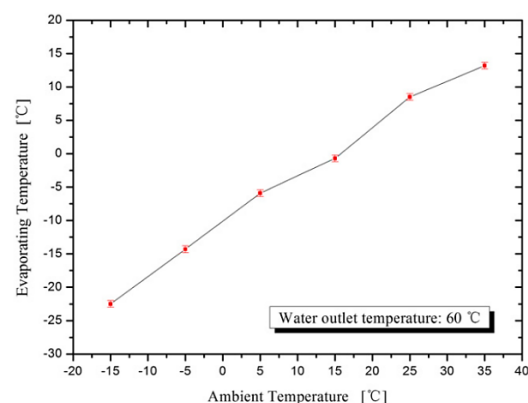


Figura 24 - Variação das temperaturas de evaporação com a ambiente e saída de água quente fixa a 60°C[57]

Resultado esperado, já que o sistema irá extrair do mesmo modo a energia possível da fonte de calor, fazendo proveito desse aumento para o aquecimento do fluido de trabalho e posteriormente transferir lo para a água. Irá assim exigir desta forma, menos trabalho ao compressor para o mesmo efeito. De outra forma, o aumento da temperatura de evaporação traduz-se em um aumento da pressão de evaporação. Como tal a razão de pressões, entre o *gas cooler* e o evaporador, diminui sendo assim o trabalho exigido ao compressor menor, contribuindo num melhoramento do rendimento do sistema [57].

Com o variar das pressões para a estabilização do sistema na pressão ótima também o sobreaquecimento vai variar. Observa-se essa variação pelos dois ciclos termodinâmicos representados na Figura 25, onde se verifica um maior sobreaquecimento para o ciclo com maior pressão de descarga. Como tal, um aumento do sobreaquecimento traduz-se numa maior variação de entalpia no estágio de compressão entre o ponto 1 e 2 e consequentemente em menor COP [47], [57].

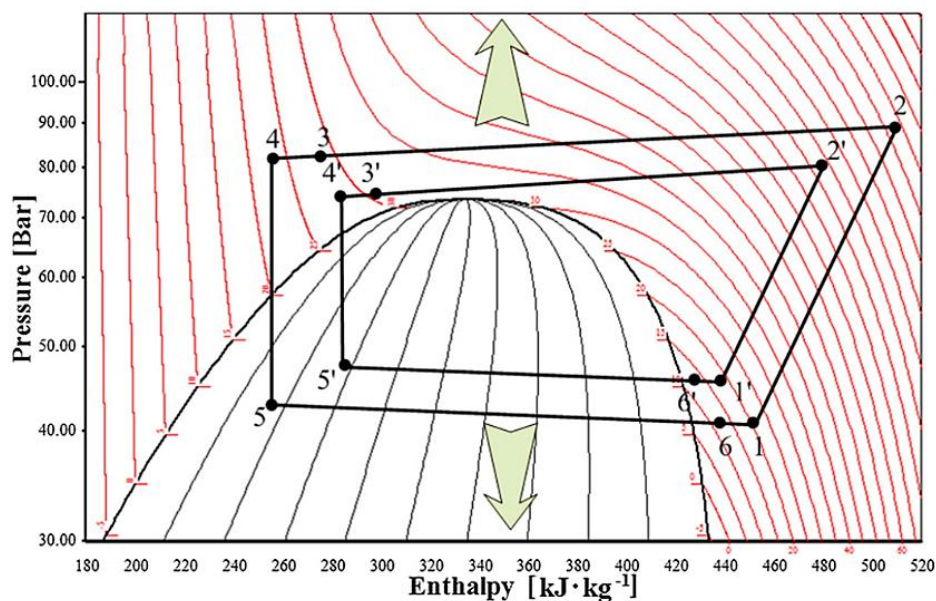


Figura 25 - Variação da pressão no *gas cooler* e no evaporador com a variação de abertura da válvula de expansão [55]

2.8 Compressor

Desenvolver compressores CO₂ de alta eficiência é imperativo, uma vez que é um dos componentes essenciais ao funcionamento do sistema e como tal, tem grande influência na eficiência do mesmo. Para além da eficiência é necessário garantir condições de alta pressão de descarga, entre 90 e 130 bar, bastante superior à dos compressores convencionais, que requerem apenas de 10 a 40 bar. Como tal, os compressores para CO₂ terão de possuir duros revestimentos e pressão reduzida no contacto dos rolamentos. [58]

Diversos tipos de compressores foram desenvolvidos com sucesso para diferentes aplicações. No caso da produção AQS doméstica estes compressores são tipicamente *scroll* e rotativos de alhetas, de um ou dois estágios de compressão, com uma potencia cerca de 1,5 kW. No caso da produção AQS comercial são tipicamente compressores alternativos devido às suas excelentes propriedades de vedação, à elevada razão de compressão e melhor eficiência, que apresentam relativamente aos compressores centrífugos e *scroll*. [58], [59]

Consoante o tipo, o fornecedor e o modelo do motor, os compressores CO₂ possuem diferentes limites de operação. No caso dos compressores alternativos CO₂ do Bitzer, verifica-se pela Figura 26 que para um sobreaquecimento de 10 K, a gama de operação aceitável dentro dos seus limites superiores e inferiores de temperatura e pressão [60].

- Limite inferior de pressão de descarga: 40 bar
- Limite superior de pressão de descarga: 140 bar
- Limite inferior de sucção: 20 bar
- Limite superior de sucção: 58 bar

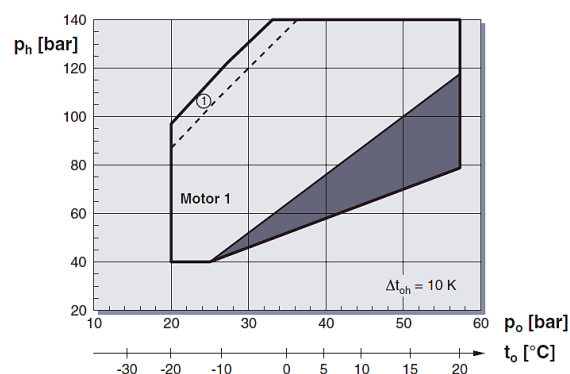


Figura 26 - Limites de aplicação do compressor alternativo CO₂ do Bitzer, com base em 10K de sobreaquecimento [60]

Operar fora dos limites pode levar a danos no compressor, assim como temperaturas de descargas elevadas, podendo provocar a carbonização do óleo lubrificante e colocar demasiada tensão nos componentes mecânicos do equipamento. No caso dos compressores do Bitzer o limite superior da temperatura de descarga é 140°C em funcionamento a longo prazo e 160°C em períodos curtos de funcionamento [59].

2.8.1 Óleo

O óleo lubrificante é uma parte importante do compressor, lubrifica, arrefece os componentes mecânicos e previne a fugas gás. Contudo uma parte do óleo circula com o fluido frigorigéneo da bomba de calor e como tal tem um impacto considerável no desempenho do sistema. Assim sendo é importante que o óleo selecionado possua as seguintes características [61], [62]:

- Fiabilidade nas propriedades de lubrificação (viscosidade e aditivo antidesgaste)
- Boa miscibilidade com o fluido de trabalho (transporte de óleo, transferência de calor)
- Elevada estabilidade química e térmica (em combinação com o fluido de trabalho)
- Boa compatibilidade com os componentes
- Fíaveis propriedades isolantes

As bases químicas dos lubrificantes usadas no compressor, conforme o fluido frigorigéneo e a aplicação do sistema, incluem polialfaolefina (PAO), poliolester (POE), polialquilenoglicol (PAG) e alquil naftaleno (AN) [62].

Nos sistemas CO₂ transcíticos existem requisitos especiais a cumprir pelos lubrificantes, sendo o POE e o PAG os principais utilizados. O poliolester tem a particularidade de ser um óleo com excelente solubilidade e miscibilidade, no entanto essas propriedades tem um efeito negativo na viscosidade e lubrificação, exigindo deste modo ao compressor, robustez extrema e mecanismos extremamente resistentes ao desgaste. Como tal, para cargas de aquecimento elevadas como é o caso das bombas de calor, o PAG é o lubrificante mais favorável. Este é superior ao POE em todas as características mencionadas, exceto na miscibilidade e solubilidade, causando mais dificuldades na retenção de óleo [63], [64].

2.9 Permutador de calor *gas cooler*

Para as bombas de calor com CO₂, o *gas cooler* é o componente responsável por efetuar a libertação de calor nas condições supercríticas do fluido de trabalho. À semelhança do compressor, é um dos principais componentes do sistema, sendo também apontado como o componente mais potencial à melhoria da eficiência do sistema, motivo pelo qual é dos componentes mais investigados e desenvolvidos. Sempre com o propósito de melhorar a sua eficiência em função das propriedades da água e supercrítica do CO₂ e obter permutadores mais compactos. No entanto, enfrenta dois importantes desafios, a fiabilidade na deteção de fugas e suportar as condições de trabalho [65].

Diversas configurações e geometrias, foram e são estudadas continuamente na permuta de calor para as bombas de calor. A Figura 27 representa um dos permutadores desenvolvidos neste sentido, designado de permutador concêntrico espiral. Um dos mais estudados em bomba de calor CO₂ para aquecimento AQS foi o permutador concêntrico. Principalmente devido à sua capacidade de suportar as elevadas pressões de trabalho existentes e fácil detecção de fugas. Por outro lado, apresenta uma geometria simples passível de análises teóricas e valores aceitáveis do U (coeficiente global de transferência de calor) e de perda de carga [34], [65].

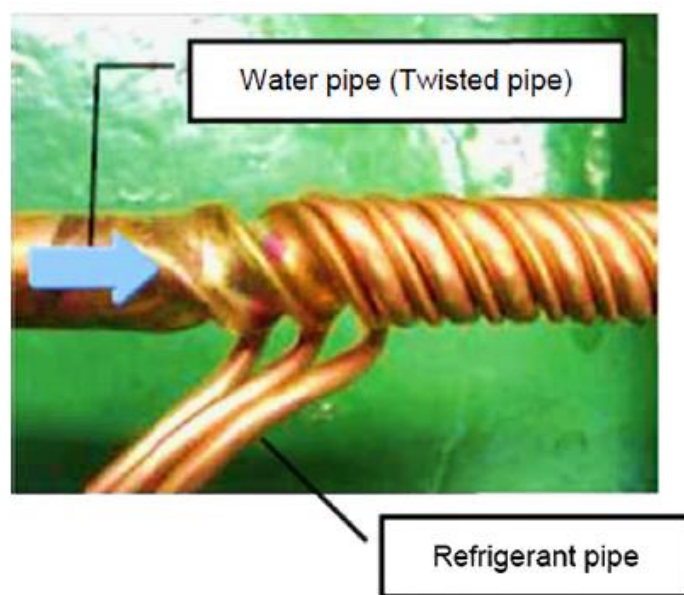


Figura 27 - Configuração do permutador "Twist & spiral" desenvolvido [66]

Relativamente aos permutadores de placas, de uma forma geral podem facilmente ser construído para diferentes aplicações, consoante o número de placas, número de passagens e o tamanho das placas. Fornecem elevados valores de U (coeficiente global de transferência de calor) e são permutadores mais compactos. Esses dois fatores permitem desde logo, comparativamente com outros permutadores, fornecer a mesma capacidade térmica, mas com tamanhos até cinco vezes inferiores.

Contudo, os permutadores de placas geralmente não suportam pressões muito elevadas quando comparados com os de tubo concêntrico, como tal não eram adequados às condições de operação de CO_2 transcrito. Por este motivo não era objeto de investigação a sua aplicação em bombas de calor CO_2 para aquecimento AQS, no entanto recentemente houve uma mudança, com o lançamento no mercado de permutadores de placas soldados para CO_2 que suportam elevadas pressões. Assim sendo, recentemente foi realizado um estudo comparativo entre o desempenho de um permutador de placas soldado e um permutador de tubo concêntrico em espiral, para a referida aplicação.

Desde logo, como se observa pela Figura 28, o permutador de placas era mais compacto, apresentando um peso inferior. Quando comparado a área total de transferência de calor, o permutador de placas apresentava uma área efetiva de $0,559 \text{ m}^2$ e o espiral de $0,259 \text{ m}^2$. O permutador de tubo concêntrico em espiral tem uma área exterior superficial superior e um superior potencial de perda de calor. [67]



Figura 28 – Comparação entre os dois *gas cooler*, à esquerda o de placas e à direita o *spiral* [67]

Em 2014, ambas as unidades foram testadas por *Murray*, sobre condições idênticas, com diversas variações no caudal de água e CO₂, para avaliar o seu desempenho, tal como se verifica pela Figura 29. Os resultados demonstraram um desempenho igual e/ou superior para todas as condições de teste, por parte do *gas cooler* de placas. Com este, foi verificado também um aumento na capacidade de aquecimento e COP do sistema, particularmente a temperaturas mais baixa no *gas cooler*.

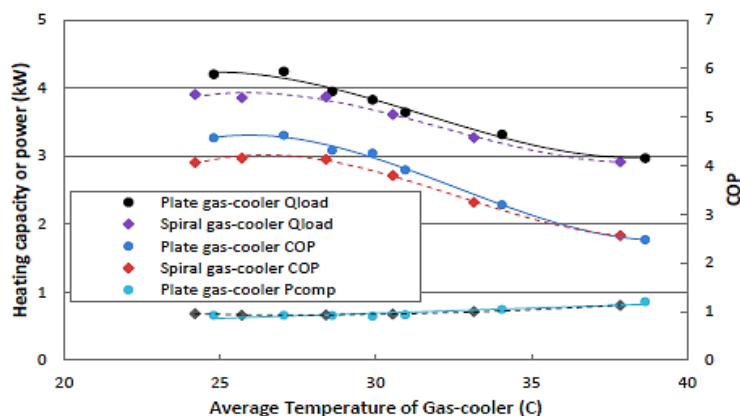


Figura 29 – Desempenho de dois modelos de *gas cooler* em função da temperatura média de CO₂ [67]

O permutador de placas apresentava um valor de UA (coeficiente global e área global de transferência de calor) efetivo ligeiramente superior quando comparado com o apresentado pelo permutador de tubo concêntrico em espiral. A maior diferença avaliada entre os dois permutadores verificou-se na perda de pressão, onde no permutador em espiral obteve-se perdas até cinco vezes superiores, comparado com as do permutador de placas [67], [68].

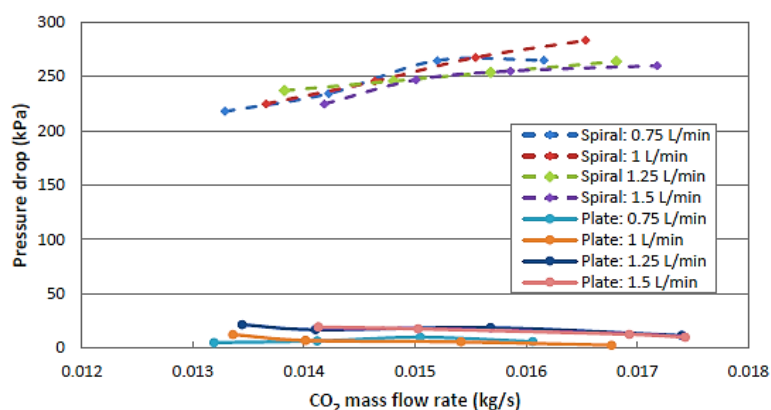


Figura 30 – Queda de pressão vs caudal mássico de CO₂ em ambos modelos de *gas cooler* [67]

Perante o elevado coeficiente global de transferência de calor, as baixas perdas de pressão e o *design* compacto, o permutador de placas é o tipo de permutador que mais se destaca adotar para o presente projeto.

2.10 Permutador interno IHX

A função do permutador interno é gerar tanto subarrefecimento como sobreaquecimento, com a passagem de transferência de calor do fluido do lado de alta pressão para a entrada do compressor, e como tal reduzir o trabalho do compressor a pressão ótima de descarga. A sua influência ocorre principalmente no lado de alta pressão do sistema, sendo que a pressão de evaporador quase não é afetada. Dado a transferência de calor existente no IHX as temperaturas e pressões no ciclo são influenciadas. Pelo sobrearrefecimento gerado pelo IHX a entalpia de entrada do evaporador diminui. Com a área de transferência de calor do evaporador constante, a diferença de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador aumenta. O mesmo significa que o mesmo evaporador consegue aproveitar mais energia calorífica da fonte fria e, portanto, melhor o desempenho do sistema. Apesar disso, com a diminuição de caudal pela variação da entalpia, o estado do CO₂ à saída do evaporador mantém-se.

Recentemente *F.Cao* estudou a aplicação do IHX numa bomba de calor CO₂ ar-água para aquecimento de água. Como consequência do sobreaquecimento gerado pela aplicação, a temperatura de sucção e de descarga do compressor são superiores comparadas com as temperaturas do ciclo sem IHX. Deste modo, o sistema adapta-se ao novo perfil de temperaturas diminuindo a pressão ótima de descarga, favorecendo o desempenho do sistema tal como verificado no subcapítulo 2.7.2 e pelos resultados experimentais de *F.cao*, representados na Figura 31. Os resultados demonstraram também que a redução da pressão ótima de descarga, tem uma maior influencia no sistema com a diminuição da temperatura ambiente, com a diminuição da temperatura de entrada da água e com a com a diminuição da temperatura de saída de água. Na pressão ótima, o consumo do compressor diminua até 6,22% e o COP aumentava até 6,65% com o uso do IHX.[69]

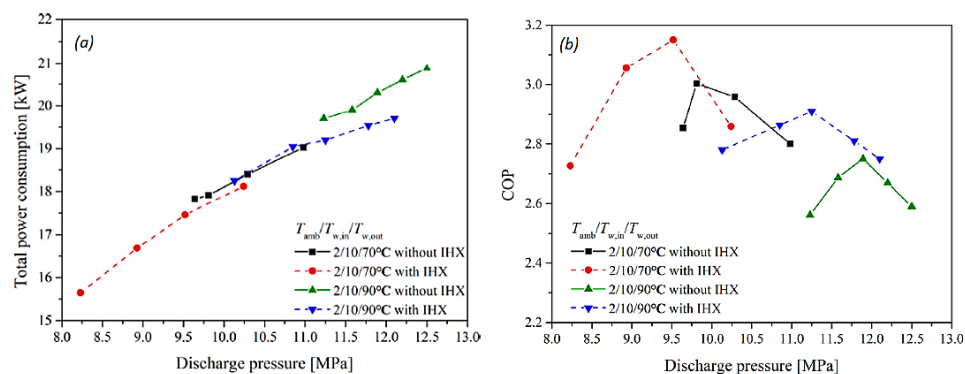


Figura 31 -Variação dos parâmetros de desempenho com a variável de pressão de descarga em função da temperatura saída de água, (a) consumo compressor e (b) COP [69]

Por outro lado, é sabido que, em bombas de calor com IHX, as temperaturas de descarga aumentam com o diminuir da temperatura ambiente. Como tal, de forma a evitar as temperaturas de descarga extremamente altas que provoquem a carbonização do óleo, é necessário ter cuidados nas considerações do IHX perante as condições de trabalho.

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Esquema de princípio da bomba de calor
- 3.2 Ferramenta de cálculo da bomba de calor CO₂ (FCBC)
- 3.3 Resultados
- 3.4 Seleção dos componentes da bomba de calor
- 3.5 Requisitos mínimos de eficiência e contributo renovável da bomba de calor

3 DESENVOLVIMENTO

O presente capítulo descreve o procedimento utilizado com vista à seleção dos componentes necessários ao desenvolvimento da bomba de calor para produção AQS, utilizando como fluido frigorigéneo CO₂ em regime transcrito, assim como os seus resultados. Optou-se por desenvolver uma ferramenta de cálculo automatizada em *Excel*, designada de FCBC (Ferramenta de Cálculo da Bomba de Calor CO₂) para análise dos ciclos frigoríficos existentes, conforme as condições de operação requeridas e a capacidade calorífica pretendida. No mesmo seguimento, com os parâmetros de saída obtidos pela FCBC, foi possível efetuar diversas análises de desempenho, assim como selecionar os componentes constituintes da bomba de calor necessários para o projeto.

3.1 Esquema de princípio da bomba de calor

A Figura 32 representa o esquema de princípio da bomba de calor do tipo ar-água em que o fluido frigorigéneo é o CO₂, a operar em ciclo transcrito, para a finalidade de produção de AQS.

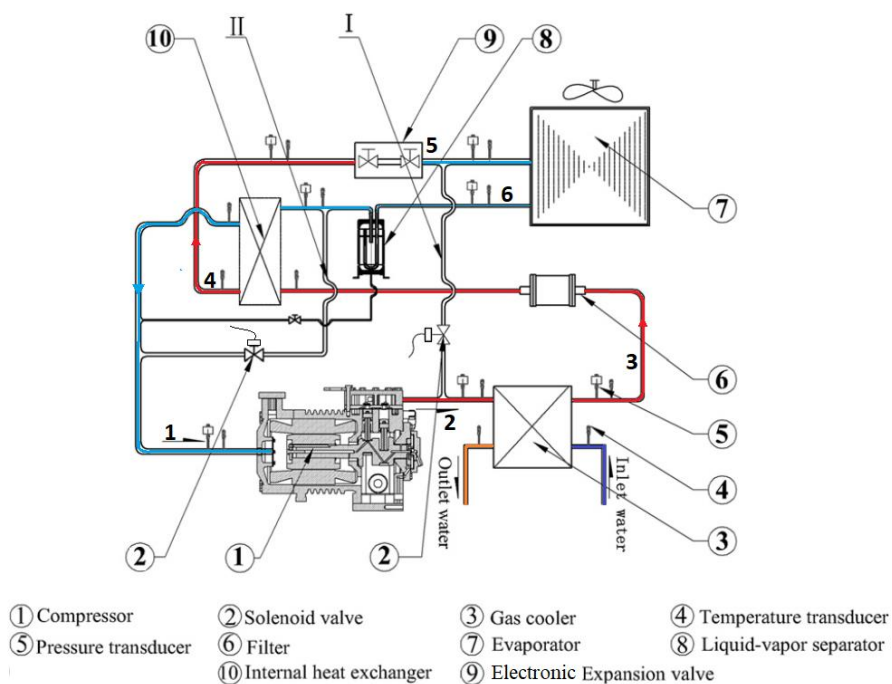


Figura 32 - Esquema de princípio adotado (adaptado [59])

A Tabela 11 descreve os processos que ocorrem no sistema e conforme a Figura 33 apresentada e esquema de princípio adotado.

Tabela 11 - Processos termodinâmicos na bomba de calor CO₂ para aquecimento AQS

1-2	O CO ₂ no ponto 1 à entrada do compressor encontra-se no estado de vapor sobreaquecido que será comprimido no compressor até ao ponto 2 no estado supercrítico
2-3	Entre o ponto 2 e o ponto 3 na região supercrítica do fluido ocorre a libertação do calor no <i>gascooler</i>
3-4	O CO ₂ no ponto 3, após saída do <i>gascooler</i> , passa pelo IHX onde sofre um subarrefecimento até ao ponto 4, com a passagem de transferência de calor do fluido do lado de alta pressão para a entrada do compressor
4-5	O fluido no ponto 4 após sair do IHX, ainda na região supercrítica, entra na válvula de expansão onde sofre uma redução de pressão, passando ao ponto 5 uma mistura de líquido-gás saturado
5-6	O líquido-gás entra no evaporador, absorvendo o calor exterior do ar ambiente a pressão subcrítica, saindo no ponto 6 com um pequeno grau de estado sobreaquecido
6-1	No mesmo modo, mas em sentido contrário, o fluido passa pelo IHX onde sofre um sobreaquecimento até ao ponto 1

A Figura 33 representa, em diagrama P-h, um exemplo típico do ciclo frigorífico existente durante o funcionamento da bomba de calor CO₂, para produção de AQS conforme o esquema adotado.

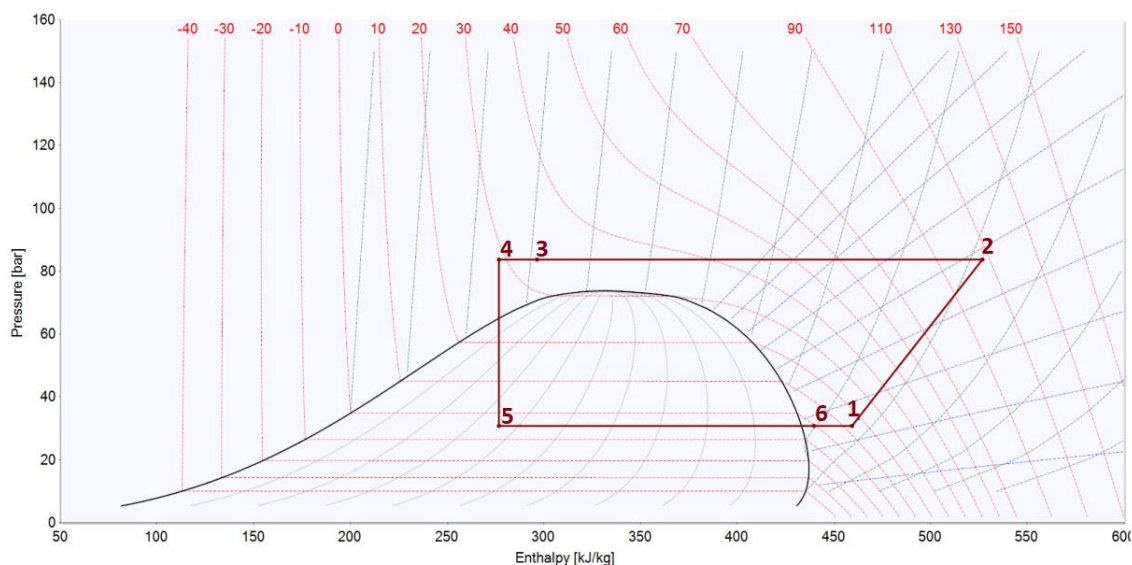


Figura 33 -Exemplo 1 de diagrama P-h de funcionamento da bomba de calor CO₂ para produção AQS

Esta bomba de calor tem como fonte fria ar ambiente, possuindo deste modo um evaporador de tubo alheado (7) para a troca de calor. O ciclo funciona com um único estágio de compressão, sendo utilizado um compressor alternativo (1), utilizando um separador líquido/gas de baixa pressão (8). É também utilizado um permutador interno (11) de modo a incrementar a eficiência do sistema, sendo que o IHX e o *gas cooler* (3) são permutadores de placas e o processo de expansão é realizado por uma válvula eletrónica de expansão (9). Existe ainda um filtro (6) que filtra e protege o sistema da humidade de água, metais e impurezas que podem afetar o desempenho do sistema. Além desses componentes, diversos transdutores de pressão (5) e de temperatura (4) são considerados e colocados estrategicamente, pelas tubagens do sistema, de modo a fazer a correta leitura e transmissão dos dados ao programa de controlo logaritmo da bomba de calor. Os dados transmitidos irão possibilitar, não só a analisar os parâmetros e desempenho do ciclo frigorífico existente na Bomba de calor em funcionamento, como efetuar o seu controlo.

No esquema adotado da, existem duas ligações (linha I e linha II) de proteção de funcionamento, prevenindo temperaturas excessivamente altas ou baixas. A linha I previne a formação de gelo no evaporador, ejetando por uns instantes CO₂ da saída do compressor na linha de sucção do evaporador, através da válvula solenoide. No caso da linha II, previne temperaturas elevadas de sobreaquecimento à entrada do compressor.

Como se prevê, após o projeto, a bomba de calor iniciará a sua fase de fabrico e montagem, no entanto, nunca poderá ser comercializada sem antes realizar os devidos testes de segurança.

3.2 Ferramenta de cálculo da bomba de calor CO₂ (FCBC)

Com vista a efetuar simulações de funcionamento do ciclo frigoríficos da bomba de calor CO₂, consoante as condições de operação requeridas, e também para obter os parâmetros necessários à seleção dos componentes da bomba de calor, optou-se por desenvolver um modelo de cálculo do ciclo transcrito de CO₂ para produção de AQS, na ferramenta *Excel*.

As relações entre as propriedades termodinâmicas do CO₂ são demasiado complexas para serem expressas por simples equações. Algumas dessas propriedades podem ser medidas, mas para o caso de outras, isso não sucede, sendo calculadas a partir das relações termodinâmicas com as propriedades medidas. O estado de uma substância simples compressível é definido por quaisquer duas propriedades intensiva independentes. Uma vez definidas essas duas propriedades, todas as outras, todas as propriedades restantes podem ser encontradas.

As tabelas de propriedades termodinâmicas são separadas por regiões em função da fase de CO₂, vapor supercrítico, vapor sobreaquecido, líquido comprimido e zona de título delimitada pela curva de saturação. Estas tabelas, foram integradas na FCBC, fazendo parte da base de dados que permite obter, de forma automática, algumas das propriedades como por exemplo, a entalpia e a entropia, ou ainda calcular outras variáveis modeladas para o ciclo transcrito, por exemplo, a capacidade calorífica do *gas cooler*, entre muitas outras.

As seguintes suposições foram efetuadas, com vista ao modelo ideal utilizado para os processos que ocorrem no ciclo transcrito de CO₂:

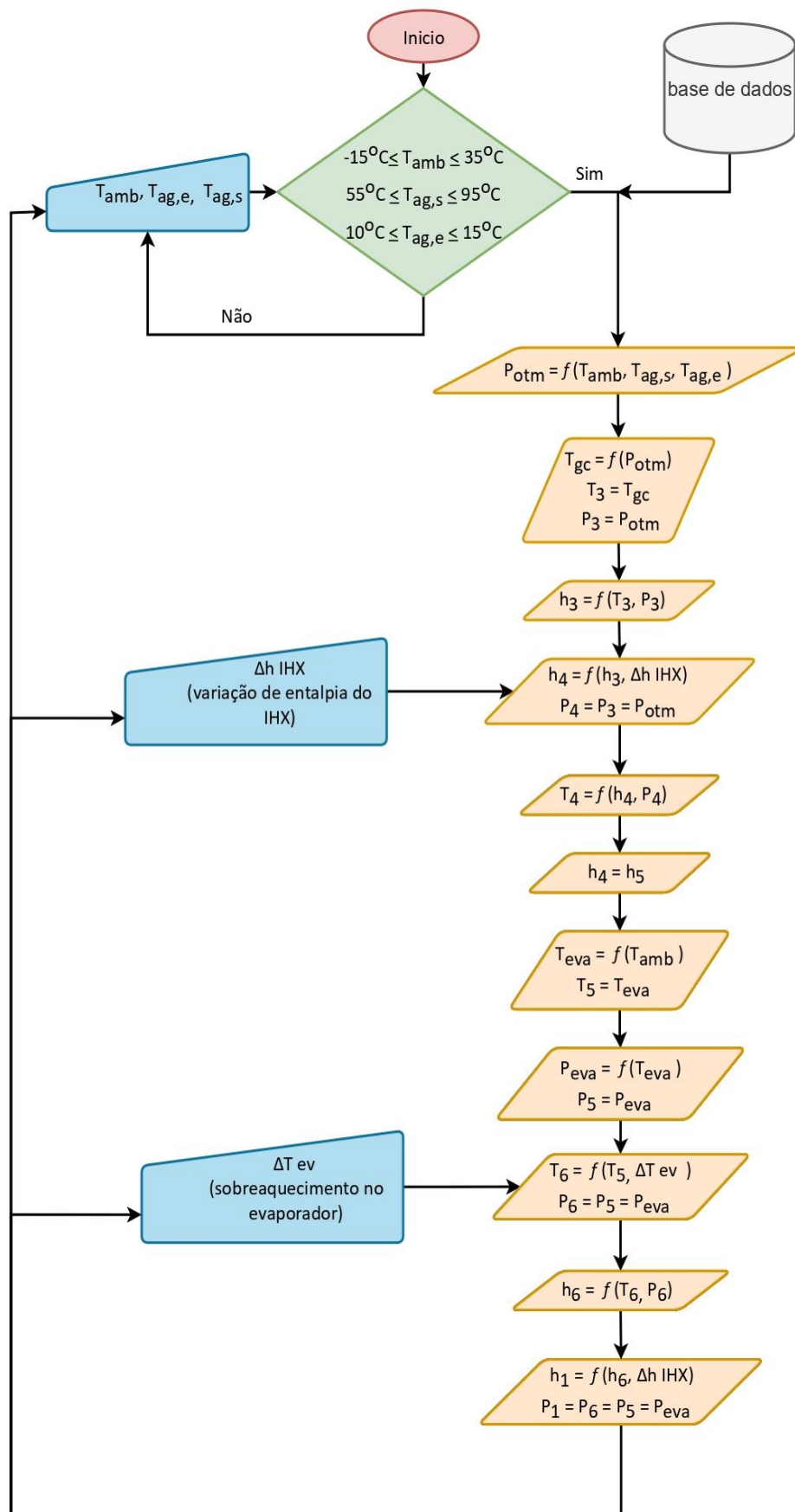
1. O ciclo opera em regime estacionário
2. Alterações da energia cinética e potencial são desprezáveis
3. O compressor opera adiabaticamente
4. Todos os permutadores operam adiabaticamente
5. A perda de calor nas tubagens é desprezável
6. O processo de expansão é isentálpico
7. O efeito de óleo nas propriedades do CO₂ é desprezável
8. O sobreaquecimento na tubagem de sucção é desprezável

A base de dados, além das tabelas de propriedades, é composta por correlações empíricas de resultados experimentais que permitem, desde logo, iniciar o ciclo termodinâmico definidas as condições de operação requeridas para a bomba de calor.

Para concluir o ciclo termodinâmico, é necessário inserir um volume deslocado de um compressor selecionado e verificar a capacidade prevista para a bomba de calor perante diversas condições. Caso esse volume permita obter a capacidade pretendida no *gas cooler*, satisfazendo as condições de operação necessárias para a aplicabilidade da bomba de calor, é possível retirar da ferramenta os parâmetros necessários para a seleção dos componentes do sistema consoante as condições.

A FCBC desenvolvida é válida apenas para o modelo termodinâmico idêntico ao esquema de princípio adotado da Figura 32, ou seja, para bombas de calor CO₂ ar-água para produção de AQS, com um único estágio de compressão promovido por um compressor de frequência fixa (50Hz), com permutador de calor interno, com evaporador de expansão direta e separador líquido/gás de baixa pressão.

O fluxograma da Figura 34 representa os processos matemáticos e termodinâmicos modelados, que ocorrem nos cálculos da FCBC desenvolvida para as simulações de funcionamento do ciclo frigorífico da bomba de calor CO₂. Para identificar as evoluções do ciclo termodinâmico, este é constituído por seis pontos de estado, pontos esses tal como representados no diagrama e P-h da Figura 32 e Figura 33.



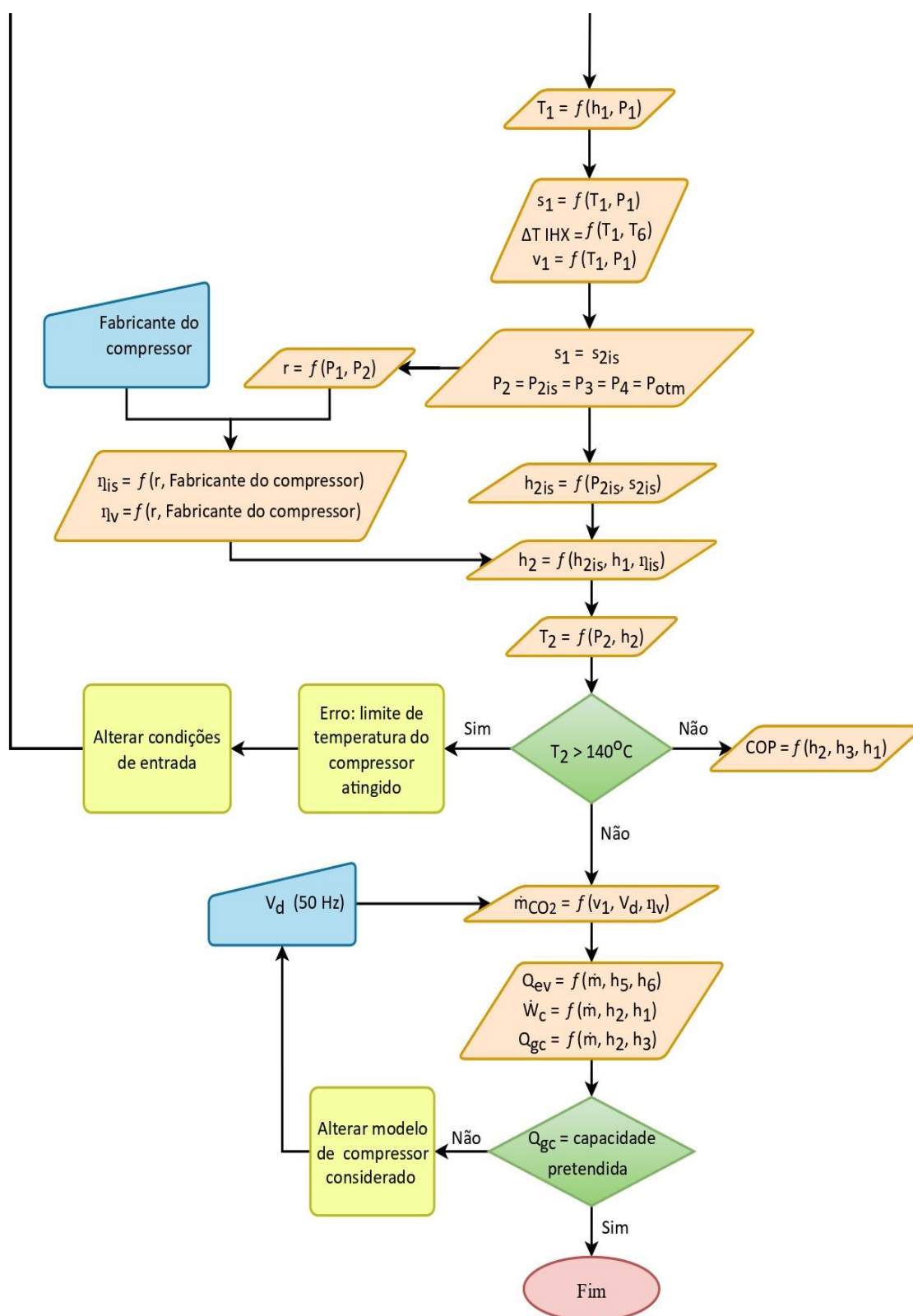


Figura 34 - Fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida

3.2.1 Modelação da ferramenta de cálculo da bomba de calor CO₂

Como analisado os parâmetros de maior influência no sistema são as condições de operação da bomba de calor, nomeadamente a temperatura ambiente, a temperatura de saída e entrada de água no *gas cooler*. Além disso, em simulações operativas teóricas e práticas, a pressão ótima de rejeição de calor do sistema bomba de calor CO₂ transcrito é o fator primordial a considerar no desempenho geral do sistema.

Isso significa que as correlações apresentadas para a pressão ótima de descarga em função da temperatura de saída do *gas cooler* ou da temperatura de entrada da água e da temperatura de evaporação não são adequadas ao controlo do sistema, especialmente na procura das condições ótimas numa aplicação real.

Com base nos resultados experimentais em laboratório obtidos por *Shouguo Wang*, cujo protótipo foi representado na Figura 19, a correlação da equação (4) foi também utilizada no presente trabalho, para a obtenção da pressão ótima de descarga (P_{otm}) em função da temperatura ambiente (T_{amb}), da temperatura de entrada da água ($T_{ag,e}$) e da temperatura de saída da água ($T_{ag,s}$) [57].

$$P_{otm} = 1,097995 + 0,106442 \cdot T_{ag,s} + 0,10404 - 0,001216 \cdot T_{amb}^2, \quad 5^\circ\text{C} \leq T_{amb} \leq 35^\circ\text{C} \quad (4)$$

$$P_{otm} = 2,468391 + 0,122379 \cdot T_{ag,s} - 0,000407 \cdot T_{ag,s}^2 + 0,016207 \cdot T_{amb}, \quad -15^\circ\text{C} \leq T_{amb} \leq 5^\circ\text{C} \quad (5)$$

Posteriormente, de modo a verificar a precisão das correlações, estas foram testadas por *Shouguo Wang* para uma aplicação prática real de bomba de calor CO₂ ar-água com IHX e para produção AQS. Do estudo verificou-se um erro aceitável entre os resultados experimentais e os resultados da aplicação prática real, validando as correlações para modelos idênticos [70].

As correlações apresentadas são aceitáveis para a gama de temperatura ambiente entre os -15°C e os 35°C e a temperatura de saída de água entre os 55°C e os 95°C. A temperatura de entrada de água é entre os 10°C e os 15°C para todas as condições.

Para além de representar a influência dos parâmetros com mais relevância, os intervalos válidos para a sua aplicação ajustam-se de forma apropriada às condições operativas em Portugal, que a bomba de calor poderá ser submetida.

Uma vez obtido a pressão ótima de rejeição de calor é possível aproveitar as correlações apresentadas em função da temperatura de saída do *gas cooler* ($T_{gc,s}$), inverter a função e retirar a própria temperatura da saída do *gas cooler* em função da pressão.

$$P_{otm} = 232,64 \cdot T_{gc,s}^{1,025} \quad (6)$$

Uma das correlações experimentais recentes, e utilizada no presente trabalho, é a equação (6), válida para uma temperatura ambiente entre -15°C e 30°C e para uma temperatura do *gas cooler* entre 25°C e 45°C , apresentando esta equação, para o valores experimentais desvio inferior a 5,66% [71].

Dado que o intervalo de validade da equação é limitado para os valores esperados, é possível utilizar uma segunda correlação que complemente esses mesmos intervalos. Assim sendo, aplica-se a equação (7) válida para temperaturas de saída do *gas cooler* entre os 32°C e os 53°C , apresentando para o valores experimentais desvio inferior a 7,3% [72].

$$P_{otm} = 8,197 + 1,717 \cdot T_{gc,s} + 0,01448 \cdot T_{gc,s}^2 \quad (7)$$

A pressão de descarga e temperatura de saída do *gas cooler* corresponde à pressão e temperatura do ponto 3 respetivamente, representado Figura 32, Figura 33 e novamente na Figura 35. Recorre-se às tabelas de propriedades do CO_2 em vapor supercrítico e através de duplas interpolações, conforme o valor de pressão e temperatura do ponto 3 obtidos, retira-se o valor de entalpia. Com o ponto 3 definido é possível iniciar a construção do ciclo termodinâmico.

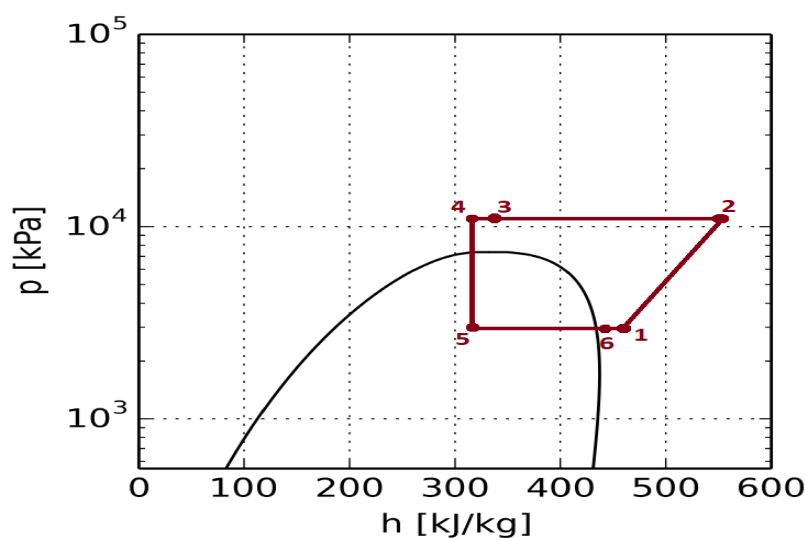


Figura 35 - Exemplo 2 de diagrama P-h de funcionamento da bomba de calor CO_2 para produção AQS

Com a introdução do IHX, sabe-se que a capacidade de transferência de calor do permutador (Q_{IHX}) pode ser definida através da equação (8), pelo caudal mássico de CO_2 ($\dot{m}$) e pela variação de entalpia entre a saída e entrada do permutador na parte do ciclo de alta pressão (pontos 3 e 4) e baixa pressão (pontos 1 e 6).

$$Q_{IHX} = \dot{m}_{CO_2,e} \cdot (h_{3_{AP}} - h_{4_{AP}}) = \dot{m}_{CO_2,s} \cdot (h_{1_{BP}} - h_{6_{BP}}) \quad (8)$$

Assumido o regime estacionário no funcionamento da bomba de calor, o caudal mássico do fluido é constante, ou seja, o caudal que entra ($\dot{m}_{CO_2,e}$) é igual ao que sai ($\dot{m}_{CO_2,s}$) e como tal a equação (9) é válida.

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2,e} = \dot{m}_{CO_2,s} \quad (9)$$

Como tal, é possível analisar o permutador pelo seu balanço energético, e afirmar que a variação de entalpia no circuito de AP é igual à variação no circuito de BP.

$$\Delta h_{IHX} = (h_{3_{AP}} - h_{4_{AP}}) = (h_{1_{BP}} - h_{6_{BP}}) \quad (10)$$

O valor da variação de entalpia (Δh_{IHX}) depende sempre do permutador a seleccionar, pelo que foi considerado um dado de entrada no modelo de cálculo. O valor terá de ser uma interdependência entre a temperatura limite de descarga do compressor e o COP, perante as condições de operação definidas. Assim sendo, uma vez introduzido o valor da sua variação de entalpia retira-se a entalpia do ponto 4 e do ponto 1, consoante, os valores de entalpia do ponto 3 e do ponto 6, já definidos. Uma vez assumido que não existem alterações da energia cinética e potencial, que a perda de carga nos componentes e tubagens é desprezável, a pressão do ponto 4 (P_4), do ponto 3 e do ponto 2 (P_2) é igual à pressão ótima.

$$P_{otm} = P_4 = P_3 = P_2 \quad (11)$$

Recorrendo novamente às tabelas de propriedades de vapor supercrítico, através de duplas interpolações, com o valor de P_4 e h_4 retira-se a temperatura do ponto 4, representado na Figura 35. Após a saída do permutador interno o fluido passa pela válvula de expansão, assumindo o processo de expansão isentálpico, a entalpia do ponto 5 é igual ao do ponto 4.

$$h_5 = h_4 \quad (12)$$

Na Figura 36 está representado parte do fluxograma da Figura 34, representado os processos modelados até este ponto.

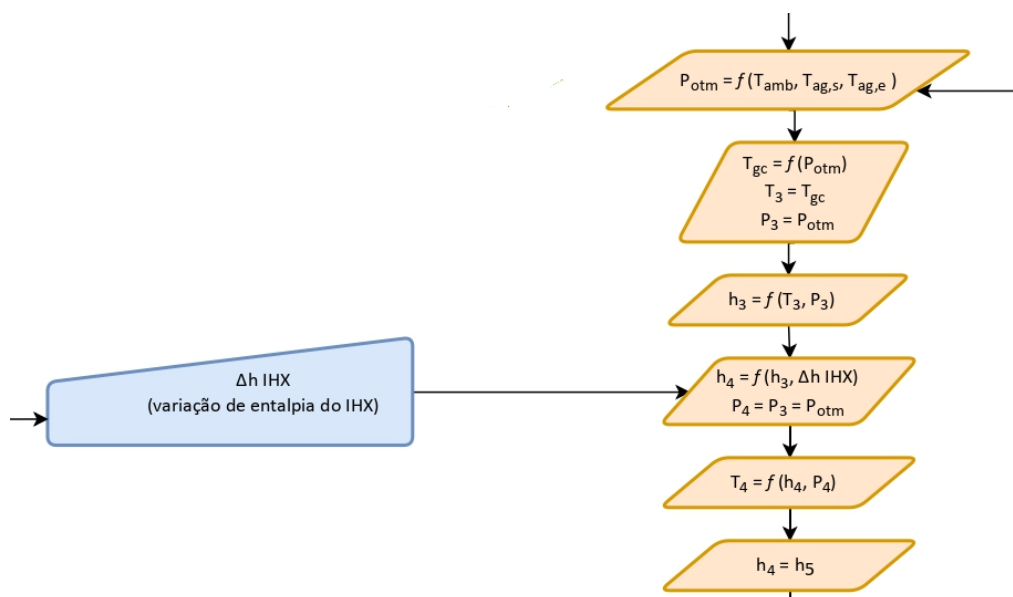


Figura 36 - Parte 1 do fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida

Com vista à recolha da temperatura de evaporação e sabendo que esta depende das condições de permuta, nomeadamente da geometria, constituição do evaporador e da temperatura ambiente, recorreu-se a uma correlação baseada em resultados experimentais, entre a temperatura ambiente e a temperatura de evaporação. Pela Tabela 12, verifica-se os valores dos resultados experimentais, da evolução da temperatura de evaporação em função da variação da temperatura ambiente.[57]

Tabela 12 - Variação da temperatura de evaporação consoante a temperatura ambiente [57]

T_{amb}	T_{eva}
-15	-22,5
-10	-18
-5	-14
0	-10
5	-6
10	-3,5
15	-1
20	3,5
25	8,5
30	11,5
35	13

Ajusta-se os valores da tabela aos limites de operação da maioria dos compressores CO₂ transcrítico e aplica-se uma regressão quadrática com base nesses dados, permitindo obter a seguinte correlação:

$$T_{eva} = -3 \times 10^{-17} \cdot T_{amb}^2 + 0,7 \cdot T_{amb} - 9,5, \quad -15^\circ\text{C} \leq T_{amb} \leq 35^\circ\text{C} \quad (13)$$

Conforme as condições de operação de temperatura ambiente introduzidas, retira-se a temperatura de evaporação. Posteriormente, pelas tabelas de propriedades de CO₂ saturado, recorre-se a uma interpolação linear para obter o valor de pressão de evaporação correspondente.

Assumindo que não existem alterações da energia cinética e potencial, que a perda de carga nos componentes e tubagens é desprezável, a pressão de evaporação (P_{eva}) é igual à pressão no ponto 5, no ponto 1, e no ponto 6. Como tal, a pressão de evaporação e temperatura de evaporação corresponde à pressão e temperatura do ponto 5.

$$P_{eva} = P_5 = P_6 = P_1 \quad (14)$$

Dado que o evaporador é de expansão direta, este necessita de garantir vapor sobreaquecido na sua saída para que não ocorram a possibilidade de golpes de líquido no compressor. Assim sendo, o sobreaquecimento desejado no evaporador do sistema é um dado de entrada necessário definir. A temperatura do ponto 6 é definida em função do sobreaquecimento do evaporador (ΔT_{ev}) definido.

$$T_6 = T_{eva} + \Delta T_{ev} \quad (15)$$

Com a pressão do ponto 6 e com a temperatura do ponto 6, recorre-se às tabelas de propriedades de CO₂ sobreaquecido para obter-se a entalpia do ponto 6, representado na Figura 35.

Por sua vez, novamente pela equação (10), através da variação de entalpia introduzida pretendida no permutador, obteve-se a entalpia do ponto 1 em função do ponto 6. Com os dados da pressão do ponto 1 (pressão de evaporação) e entalpia do ponto 1, novamente pelas tabelas de propriedades de CO₂ sobreaquecido, através de duplas interpolações lineares obtém-se a temperatura do ponto 1, a entropia do ponto 1 (s_1) e o volume específico do ponto 1. Pela diferença de temperaturas do ponto 1 e 6 obtém-se o sobreaquecimento existente no IHX (ΔT_{IHX}). Os processos descritos até este ponto estão representados na Figura 37.

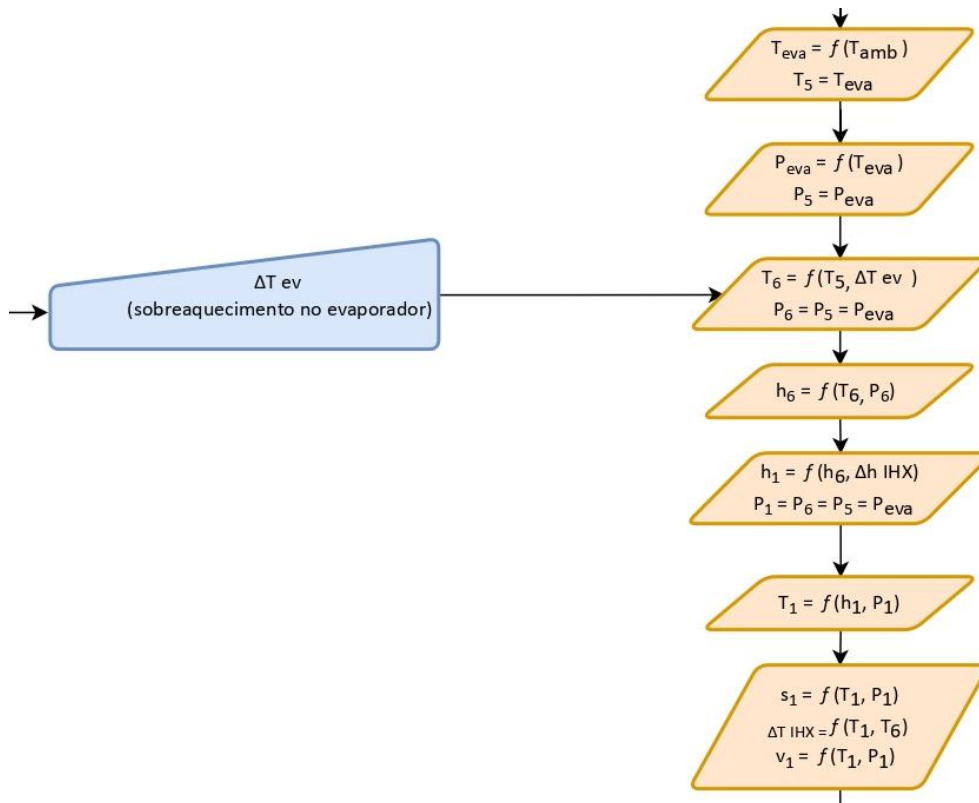


Figura 37 - Parte 2 do fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida

O trabalho isentrópico, considerando a compressão um processo reversível e adiabático, a entropia do ponto 1 é igual à entropia do ponto 2 isentrópico. Sabe-se também que a pressão do ponto 2 isentrópico é igual à pressão de descarga ótima dado as suposições de simplificação aplicadas ao modelo. Neste momento sabe-se que o ponto 2 isentrópico encontra-se no estado de vapor transcrito, recorrendo às tabelas de propriedades de CO₂ nesse estado através de duplas interpolações lineares obtém-se a entalpia isentrópica do ponto 2.

$$s_1 = s_{2is} \quad (16)$$

$$P_{otm} = P_4 = P_3 = P_2 = P_{2is} \quad (17)$$

Assumindo que o processo de compressão tem irreversibilidades, o valor da entalpia real à saída do compressor (h_2) é então dado pela equação (18), em função da entalpia de saída do processo isentrópico (h_{2is}), da entalpia do ponto 1 e do rendimento isentrópico do compressor (η_{is}).

$$h_2 = \frac{(h_{2is} - h_1) + (\eta_{is} \times h_1)}{\eta_{is}} \quad (18)$$

Por sua vez o rendimento isentrópico depende do fabricante do compressor selecionado, conforme a relação de compressão existente definida pela equação (19).

$$r = \frac{P_{otm}}{P_{eva}} \quad (19)$$

Foi adicionado à base de dados, informação técnica relativamente aos compressores alternativos e semi-herméticos para CO₂ transcrito, de três fabricantes distintos, nomeadamente:

- Bitzer
- Dorin
- Fabricante desconhecido

O rendimento isentrópico do compressor do Bitzer é obtido com base em resultados experimentais. Quando a razão de compressão é inferior a três o rendimento é dado pela correlação (20), quando é superior a três o rendimento é dado pela correlação (21).[59]

$$\eta_{is} = -161,48 + 413,74.r - 438,47.r^2 + 247,09.r^3 - 78,081.r^4 + 13,117.r^5 - 0,915.r^6 \quad (20)$$

$$\eta_{is} = 0,192 + 0,6443.r - 0,2813.r^2 + 0,0517.r^3 - 0,0035.r^4 \quad (21)$$

O rendimento isentrópico compressor do Dorin, para toda a gama de razão de compressão, é dado pela correlação (22).[73]

$$\eta_{is} = \frac{-0,0102.r^2 + 0,0571.r + 0,5987}{0,95} \quad (22)$$

No caso do rendimento isentrópico do fabricante desconhecido, este é obtido por meio de resultados experimentais, nomeadamente de um protótipo de Bomba de Calor CO₂ para produção AQS, resultando a correlação (23).[57]

$$\eta_{is} = 0,64107 + 0,07487 \cdot r \quad (23)$$

Após a seleção do fabricante, é conhecido o valor da pressão e entalpia do ponto 2, sendo possível, através das tabelas de propriedades de CO₂ em vapor supercrítico, obter a temperatura do ponto 2 (T_2). Esta temperatura terá sempre de ser inferior à temperatura limite de descarga do compressor, caso contrário será mostrada a mensagem de erro no ciclo, sendo necessário alterar as condições dos dados de entrada, assim como representado no extrato do fluxograma, Figura 38. Com o ponto 2 definido encerra-se o ciclo termodinâmico.

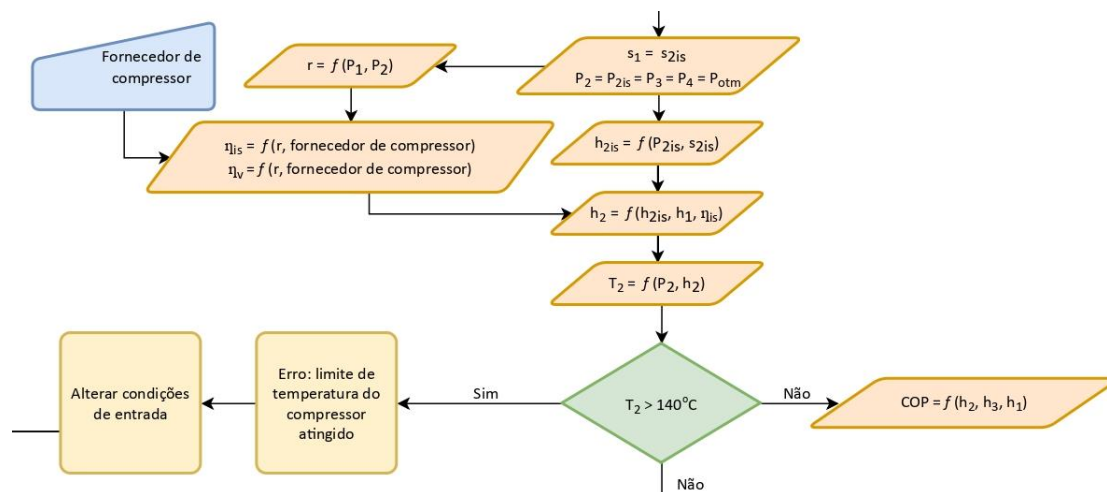


Figura 38 - Parte 3 do fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida

De modo a poder analisar a evolução do desempenho e de parâmetros como o caudal mássico e rendimentos existentes no sistema, consoante as condições de operação, o modelo possui seis entradas de temperatura ambiente e cinco entradas para a temperatura de saída de água.

Após a definição das propriedades de todos os pontos considerados, é possível calcular diversos parâmetros que caracterizam cada ciclo transcrito a simular pela FCBC. Com a suposição de funcionamento da bomba em regime estacionário os valores da capacidade do *gas cooler*, do trabalho do compressor e do COP são obtidos pelas equações (1) (2) e (3), respetivamente.

O caudal mássico de CO₂ do compressor alternativo semi-hermetico pode ser definido pela equação (26).

$$\dot{m}_{co_2} = \frac{\eta_v \times V_d}{v_1} \quad (24)$$

Onde η_v é o rendimento volumétrico, V_d é o volume deslocado do compressor e v_1 é o volume específico à entrada do compressor representado pelo ponto 1, cujo estado depende do sobreaquecimento no evaporador e no permutador interno. Do mesmo modo que o rendimento isentrópico, também o rendimento volumétrico depende do fabricante do compressor selecionado, conforme a relação de compressão existente definida pela equação (19).

O rendimento volumétrico do fabricante Bitzer é estimado com dados reais de desempenho, representado pela correlação (25) [59].

$$\eta_v = 1,1785 - 0,1755.r + 0,00152.r^2 \quad (25)$$

No caso do compressor do protótipo do fabricante desconhecido o rendimento volumétrico é dado em função da correlação (26)[57].

$$\eta_v = 1,19379 - 0,13635r \quad (26)$$

No caso do fabricante Dorin o rendimento volumétrico é desconhecido e como tal não é possível proceder à obtenção da capacidade do *gas cooler* e do trabalho do compressor.

O volume deslocado do compressor é um dado fornecido por todos os fabricantes de compressores. Conforme o volume introduzido do modelo do compressor a analisar, obtém-se pela equação (1) a capacidade de permuta com a água, da bomba de calor perante as restantes condições introduzidas, processo este representado na Figura 39.

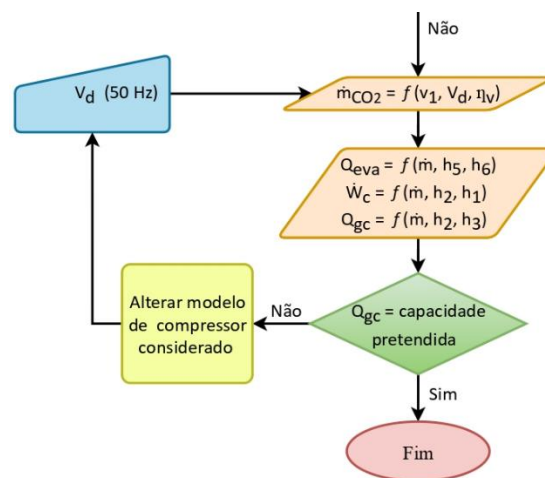


Figura 39 - Parte 4 do fluxograma representativo do processo de cálculo da FCBC desenvolvida

3.2.2 Definição das condições de projeto da bomba de calor

As condições ambientais, perante as quais a bomba de calor será aplicada e irá operar, apresentam um carácter aleatório e não controlável irão influenciar, o seu desempenho e todos os parâmetros cálculos na FCBC.

A bomba de calor é projetada para ser aplicada no mercado nacional e como tal, é necessário verificar as flutuações existente na temperatura ambiente em Portugal. Na Tabela 13 estão representados os valores extremos da temperatura ambiente em 2021, de acordo com o relatório do IPMA (Instituto Português do Mar e da Atmosfera).

Tabela 13 - Valores extremos de temperatura ambiente em Portugal Continental (adaptado [74])

Parâmetro	Valor, local e data
Menor valor da temperatura mínima:	-8.7 °C, Miranda do Douro, 11 de janeiro
Maior valor da temperatura máxima:	44.3°C, Reguengos, 14 de agosto

Relativamente aos valores de temperatura de entrada água da rede de distribuição, esta em Portugal varia entre 10°C e os 15°C no inverno, e 15°C e 25°C no verão. [75]

Perante estes dados foi definido que a bomba de calor teria de garantir 50 kW para as condições de temperatura ambiente 5°C e temperatura de saída de água 90°C e entrada de água da rede de 15°C. Definidas as temperaturas limite de operação para o fornecimento da capacidade de 50 kW da bomba de calor, é necessário estabelecer o sobreaquecimento total de sucção desejado, dentro dos seus limites mínimos e máximos. O sobreaquecimento total é dado pelo sobreaquecimento introduzido do evaporador e pelo sobreaquecimento do IHX, consequente da variação de entalpia do permutador introduzida.

Tal como analisado, desde logo como limite máximo, é necessário garantir que a temperatura de saída do compressor não ultrapasse os 140°C, para não provocar a carbonização do óleo lubrificante.

Por outro lado, um sobreaquecimento de sucção demasiado baixo (abaixo de 7 K), resultará em perdas no compressor por quedas de pressão do óleo e consequentemente diminuirá a capacidade do sistema, devido ao deslocamento do óleo por parte do fluido de trabalho. Este efeito é sentido principalmente em sistemas compactos, com pouco comprimento de tubagem na linha de sucção como é o caso das bombas de calor.

Por este motivo fornecedores de compressores como o Bitzer, indicam nas instruções de operação um sobreaquecimento mínimo de 10 K. De facto, é recomendado um sobreaquecimento de 20 K, e se necessário providenciado por um permutador de modo a minimizar a concentração de fluido frigorígeno no óleo [76].

Assim sendo, de modo cumprir com os limites de operação e maximizar o desempenho do sistema é necessário recorrer a um processo iterativo até encontrar a solução ideal, tal como representado na Figura 34. Pela realização do processo iterativo verifica-se que, perante as temperaturas de operação definidas, um sobreaquecimento no evaporador de 4K e uma variação de entalpia de 20 kJ/kg é a melhor relação.

Consoante a introdução desses dados verifica-se pela Tabela 14, retirada da FCBC desenvolvida conforme o modelo apresentado, que o valor da temperatura de descarga do compressor (T_2) não ultrapassa os 140°C.

Tabela 14 - Estado do ponto 2 para a T_{amb} de 5°C e $T_{ag,s}$ variável

Ponto 2						
$P_{otm} P_2$					[bar]	
T_2					[kJ/kg.K]	
h_2					[kJ/kg]	
T_{amb}	$T_{ag,s}$					
	55	60	70	80	90	
5	78,4	83,1	92,2	100,9	109,3	$P_{otm} P_2$ T_2 h_2
	100,9	105,8	120,3	130,6	139,9	
	522,2	525,2	538,3	546,5	554,1	

Pela Tabela 15 observa-se a evolução do sobreaquecimento no IHX, para a temperatura ambiente de 5°C a variação de entalpia do IHX resulta num sobreaquecimento de 14,5K no permutador interno, ou seja, um total de 18,5 K na linha de sucção. Mesmo para a temperatura limite de estudo de 35°C o sobreaquecimento no permutador é de 9,2 K, garantindo de forma segura um sobreaquecimento total superior a 10 K. Este efeito trata-se de uma característica importante do IHX, permite complementar o sobreaquecimento do evaporador, garantindo o mínimo necessário mesmo para temperaturas limites de operação.

Tabela 15 - Evolução do sobreaquecimento no IHX em função da T_{amb}

Ponto 1						
T_{amb}	5	7	16	25	30	35
ΔT_{IHX} [K]	14,5	14,2	12,8	11,2	10,2	9,2

3.2.3 Estratégia de controlo ótimo da pressão de descarga e sobreaquecimento

Uma estratégia de controlo ótimo, onde tanto o controlo da pressão como o sobreaquecimento do evaporador são considerados, é aplicada. A estratégia baseia-se no controlo pela variação da carga do fluido, onde o circuito é ajustado pela abertura da válvula de expansão eletrónica alterando o balanço do caudal mássico e consequentemente a pressão ótima de descarga e o sobreaquecimento.

De acordo com a estratégia de controlo ótimo adotado, a Figura 40 demonstra o controlo do caudal mássico. Onde P_{des} é pressão de descarga medida em tempo real e ϵ é o erro de controlo da pressão de descarga definido. A existência de um grau de sobreaquecimento no evaporador garante o controlo consistente da válvula de expansão eletrónica (EEV), como tal ΔT_{ev} é o primeiro parâmetro de controlo.

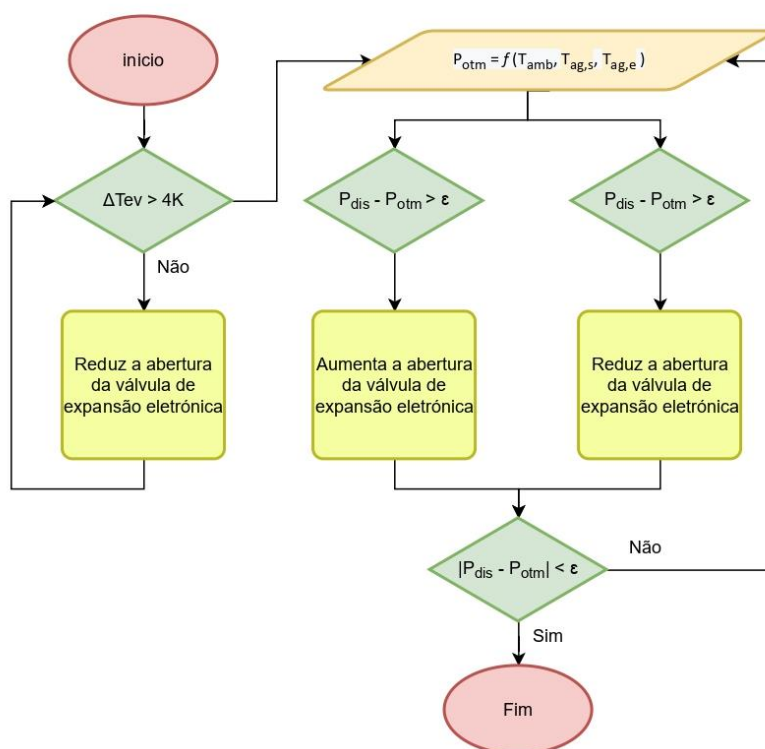


Figura 40 - Fluxograma da estratégia de controlo ótimo instantâneo

Inicialmente existe a redução da abertura da EEV até o sobreaquecimento no evaporador atingir os 4 K definidos. Atingido esse valor, a pressão de descarga medida é considerada um parâmetro de controlo e a pressão ótima de descarga é calculada, e a abertura da válvula passa a ser regulada com base na diferença entre ambas as pressões. Quando a diferença é inferior ao erro de controlo de pressão definido, o controlo reduz a abertura da válvula fazendo aumentar a pressão de descarga. Por outro lado, quando a diferença é superior ao erro de controlo de pressão definido, o controlo aumenta a abertura da válvula fazendo diminuir a pressão de descarga.

Quando a diferença entre a pressão de descarga medida e a pressão ótima calcula for inferior ao erro de controlo de pressão, abertura de válvula deixa de ser regulada até iniciar um novo ciclo.

A estratégia tem de ser validada por testes e perante os resultados do protótipo criado é que se analisa o valor do erro de controlo de pressão que possibilita o desempenho ótimo da bomba de calor.

Todas as pressões, temperaturas, caudais mássicos e potências serão continuamente monitorizadas por um programa de aquisição de dados. A pressão e temperatura serão coletadas por um controlador lógico programável de modo a prever a pressão ótima de descarga e controlo da válvula de expansão.

3.3 Resultados

Os resultados do modelo e do estado de que cada um dos seis pontos constituintes do ciclo são apresentados sobre forma de tabelas, em função dos seguintes parâmetros introduzidos:

- Condições de operação (T_{amb} , $T_{ag,s}$, $T_{ag,e}$)
- Variação de entalpia do IHX (Δh IHX)
- Sobreaquecimento existente no evaporador (ΔT_{ev})
- Fabricante de compressores

Como indicado, foi definido que a bomba de calor teria de garantir 50 kW no limite, para as condições de temperatura ambiente 5°C, temperatura de saída de água 90°C e entrada de água da rede de 15°C. A partir destes, verifica-se que um sobreaquecimento no evaporador de 4 K e uma variação de entalpia de 20 kJ/kg é a melhor relação entre COP e temperaturas de descargas acima do limite. Por motivos comerciais o Bitzer é o selecionado. Como tal, para análise do desempenho da bomba de calor e seleção dos equipamentos os dados introduzidos são os seguintes:

- T_{amb} : -15°C, -5°C, 5°C, 15°C, 25°C, 35°C;
- $T_{ag,e}$: 15°C;
- $T_{ag,s}$: 55°C, 60°C, 70°C, 80°C, 90°C;
- ΔT_{ev} : 4K;
- Δh IHX: 20kJ/kg
- Fornecedor: *Bitzer*

Apesar dos resultados serem fornecidos sobre formas de tabelas, os dados pretendidos analisar são convertidos em gráficos de dispersão, de modo a permitir uma melhor visualização e conclusão sobre os mesmos.

3.3.1 Análise do desempenho da Bomba de Calor

Uma das primeiras análises possíveis de efetuar aos resultados obtidos, é desde logo, o efeito da variação das temperaturas de saída de água e ambiente.

Como esperado verifica-se pelo gráfico da Figura 41 e pela Tabela 16 que para uma determinada temperatura ambiente fixa, quanto maior é a temperatura de saída de água requerida maior é a pressão ótima de descarga, de modo a compensar a redução de entalpia provocada no *gas cooler*. Para uma T_{amb} fixa de 25°C e uma $T_{ag,s}$ de 55°C a P_{otm} é de 86,1bar, sendo o COP do sistema correspondente para as presentes condições de 4,29. Quando a $T_{ag,s}$ aumenta para 90°C a pressão ótima de descarga aumenta para 123,6bar, de modo a compensar a redução de entalpia existente. Esse aumento leva ao afastamento da pressão ponto crítico e redução das propriedades de transferência de calor, resultando num menor COP do sistema de 3,02.

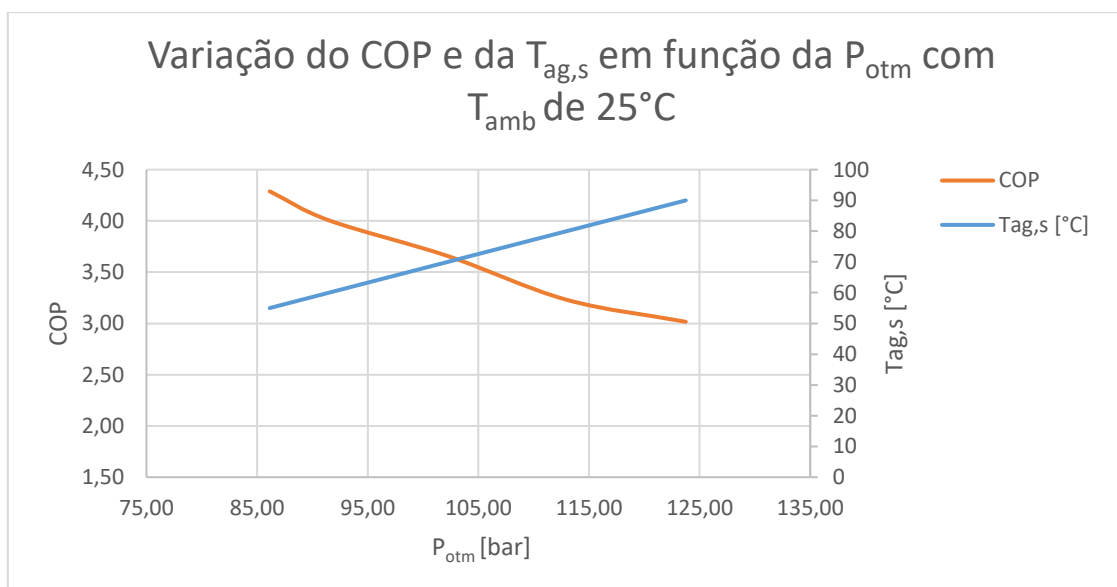


Figura 41 - Gráfico da variação do COP e temperaturas de saída de água em função da pressão ótima de descarga a temperatura ambiente 25°C

Tabela 16 – Valores de COP e pressão ótima de descarga a temperatura ambiente 25°C para diferentes temperaturas de saída de água

$T_{ag,s}$ [°C]	P_{otm}	COP
55	86,14	4,29
60	91,50	4,01
70	102,23	3,66
80	112,98	3,23
90	123,75	3,02

Observa-se pelo gráfico da Figura 42, representativo dos resultados obtidos, que a subida da temperatura ambiente resulta num aumento da pressão ótima de descarga. Este efeito é provocado pelo aumento da pressão de evaporação consequente do aumento da temperatura ambiente.

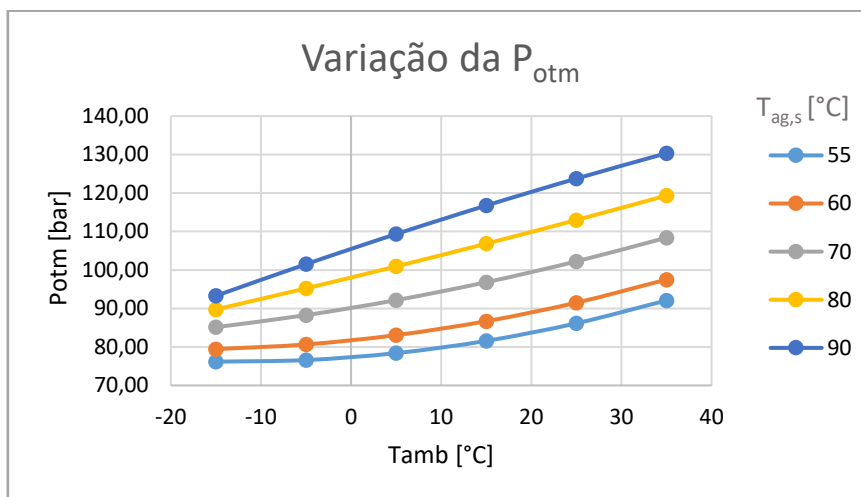


Figura 42 – Variação da pressão ótima de descarga em função da temperatura ambiente para diversas temperaturas de saída de água

A Tabela 17 representa de outro modo os mesmos dados obtidos. Verifica-se tanto pela tabela como pelo gráfico da figura que a P_{otm} atinge um valor máximo de 130,34 bar para um T_{amb} de 35°C e de saída de água de 55°C. Pelo contrario a pressão ótima de descarga atinge um valor mínimo de 76,17 bar para T_{amb} -15°C de e $T_{ag,s}$ de 90°C

Tabela 17 - Variação da P_{otm} em função da T_{amb} para diferentes $T_{ag,s}$

P _{otm} [bar]					
T _{amb} [°C]	T _{ag,s} [°C]				
	55	60	70	80	90
-15	76,17	79,43	85,13	89,75	93,28
-5	76,59	80,65	88,27	95,23	101,51
5	78,39	83,07	92,17	100,92	109,34
15	81,58	86,69	96,82	106,84	116,75
25	86,14	91,50	102,23	112,98	123,75
35	92,08	97,51	108,40	119,34	130,34

Para uma determinada temperatura de saída de água fixa, com o aumentar da pressão de descarga também a temperatura de saída do *gascooler* irá aumentar, consequência do aumento na variação de entalpia no permutador. No entanto como a pressão se afasta da pressão do ponto crítico, existe degradação das propriedades de transferência de calor, e como tal a variação na temperatura do *gascooler* não é acentuada. De facto, verifica-se pelo gráfico da Figura 43 dos resultados obtidos, que para uma temperatura de saída de água fixa de 60°C e para um intervalo de 50°C ambiente que a temperatura de saída do *gascooler* varia apenas 7,8°C.

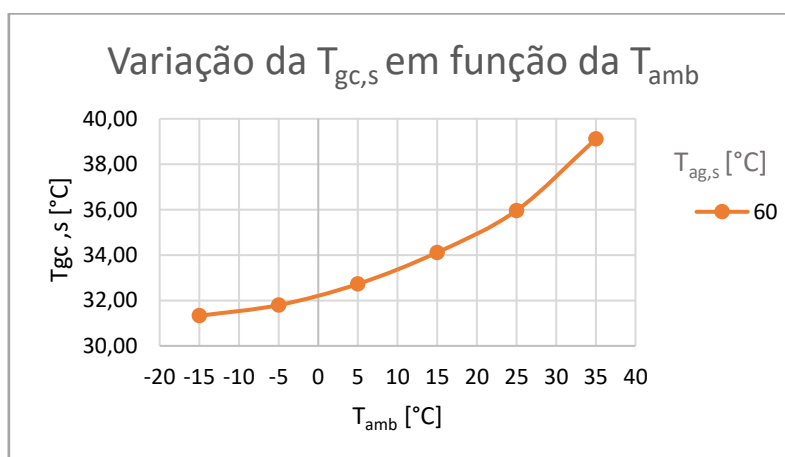


Figura 43 - Variação da temperatura de saída do *gas cooler* em função da temperatura ambiente, para temperatura de saída de água de 60 °C

Na Tabela 18 está representado a variação da temperatura de saída do *gas cooler* em função da temperatura ambiente, para as várias temperaturas de saída de água introduzidas. Verifica-se uma variação máxima na $T_{gc,s}$ de 13,37°C para a $T_{ag,s}$ de 90°C e uma variação mínima de 7,11°C para a temperatura de saída de água de 55°C.

Tabela 18 – Variação da $T_{gc,s}$ em função da T_{amb} para diferentes $T_{ag,s}$

$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	$T_{ag,s} [^{\circ}C]$				
	55	60	70	80	90
-15	30,07	31,33	33,52	35,29	36,64
-5	30,23	31,80	34,72	37,39	39,80
5	30,93	32,73	36,22	39,57	42,79
15	32,15	34,12	38,00	41,83	45,66
25	33,91	35,96	40,07	44,18	47,93
35	37,18	39,11	42,87	46,51	50,01

Por todos os fatores descritos, a temperatura ambiente e de saída de água têm ambas impacto no COP do sistema. Verifica-se pelo gráfico da Figura 44 que o COP aumenta quanto menor for a temperatura requerida da água. Uma vez que a energia solicitada ao sistema é menor, o sistema regula o seu caudal mássico diminuindo a pressão ótima de descarga, adaptando-se assim ao novo perfil de temperaturas. Essa diminuição de pressão provoca um aumento no desempenho.

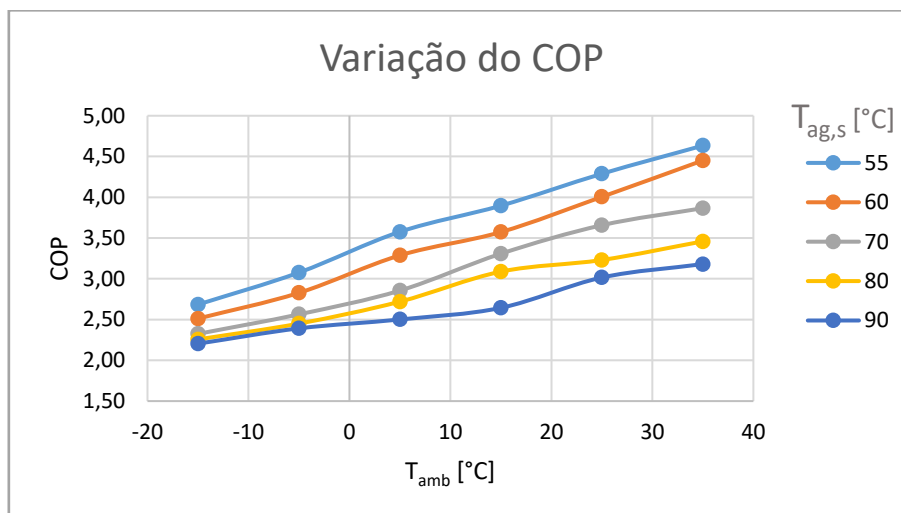


Figura 44 - Variação do COP em função da temperatura ambiente para várias temperaturas de saída de água

De forma contrária, quanto menor for a temperatura ambiente menor é o COP do sistema. Diminuindo a temperatura ambiente reduz a temperatura de evaporação e consequentemente a própria pressão de evaporação. Esta diminuição leva ao aumento da razão de pressões entre o *gas cooler* e o evaporador, exigindo mais trabalho ao compressor. Pela Tabela 19 e pela Figura 44 é possível analisar os diversos valores do desempenho previsto consoante as condições de operação e limitações do modelo, de onde se retira um COP máximo de 4,63 para T_{amb} de 35°C e 55°C de saída de água.

Tabela 19 -Variação do COP em função da T_{amb} para diferentes T_{ag,s}

COP	T _{ag,s} [°C]				
	T _{amb} [°C]				
	55	60	70	80	90
-15	2,68	2,51	2,32	2,26	2,20
-5	3,08	2,83	2,56	2,45	2,39
5	3,58	3,29	2,86	2,72	2,50
15	3,90	3,57	3,31	3,09	2,64
25	4,29	4,01	3,66	3,23	3,02
35	4,63	4,45	3,87	3,46	3,18

3.3.2 Validação dos resultados obtidos com a FCBC

Para validar a FCBC desenvolvida e consequentemente os resultados por esta obtidos, os mesmos são comparados com os resultados experimentais, obtidos pelo protótipo de bomba de calor de *Shouguo Wang*, para as mesmas condições de temperatura ambiente, temperatura de entrada e saída de água.

Na Figura 45 observa-se a comparação da variação da pressão ótima de descarga, em função da temperatura ambiente, existente entre os resultados da FCBC e os resultados experimentais do protótipo de bomba de calor de *Shouguo Wang*, para a temperatura de saída de água de 55°C e 70°C.

Verifica-se que, entre -15°C e 30°C de temperatura ambiente, os valores obtidos e as curvas de evolução da pressão ótima são similares, havendo uma maior diferença a partir dos 30°C.

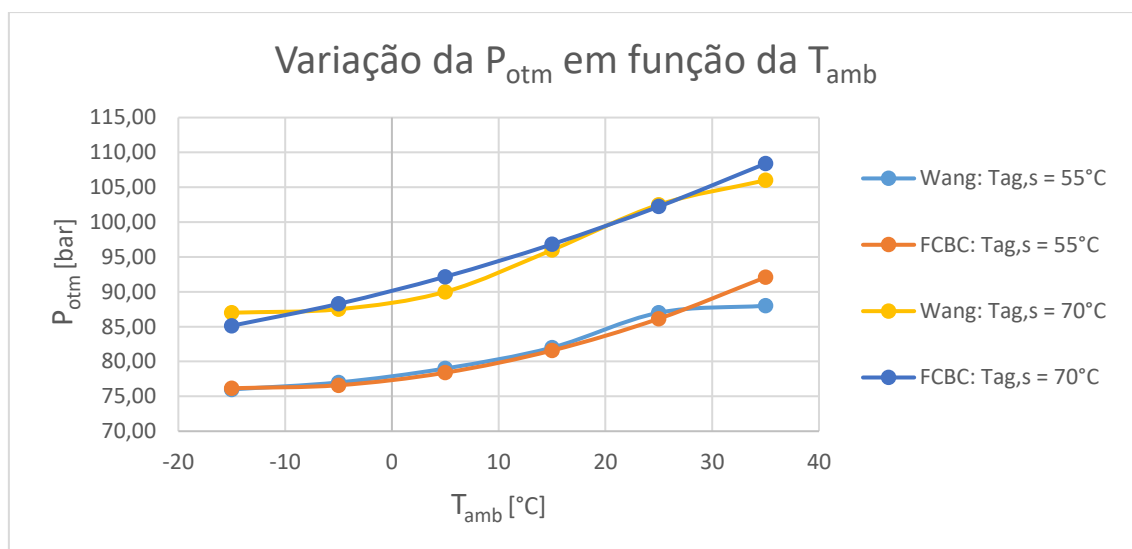


Figura 45 - Gráfico de comparação da variação da pressão ótima de descarga em função da temperatura ambiente, para a temperatura de saída de água de 55°C e 70°C

Do mesmo modo, em função da temperatura ambiente, compara-se a variação do COP obtido pelos resultados FCBC, com o da obtida pelos resultados experimentais do protótipo de *Shouguo Wang*, para a temperatura saída de água de 70°C como representado pela Figura 46.

Comprova-se que a evolução do COP é similar, no entanto os valores de COP obtidos pela FCBC são ligeiramente superiores, com uma variação máxima inferior a 10% a partir dos 5°C de temperatura ambiente. Estas diferenças podem ser explicadas pelas suposições efetuadas no desenvolvimento do processo da FCBC, assim como dos componentes e controlo existentes do protótipo da bomba de calor.

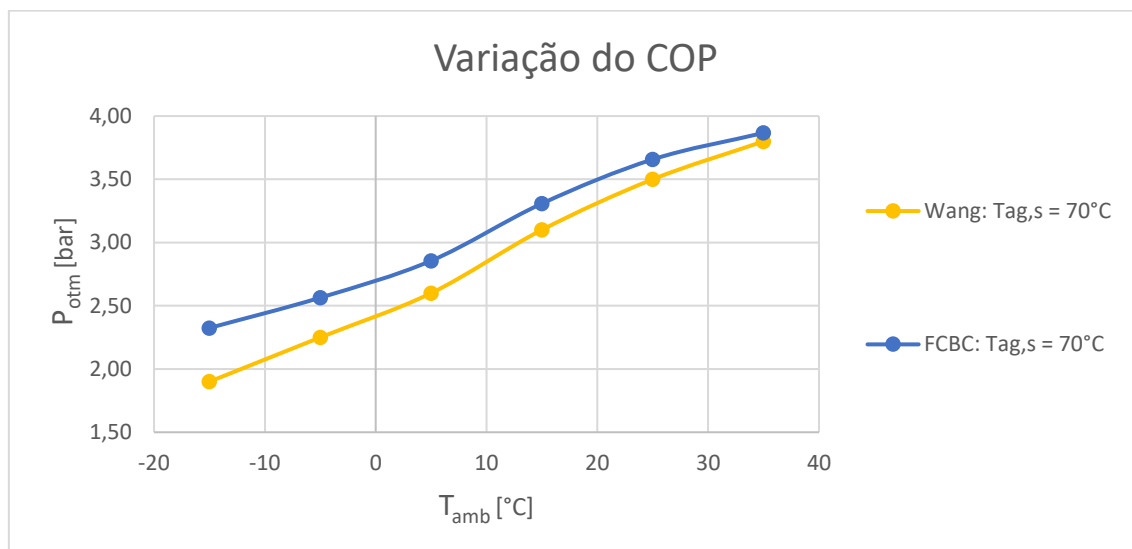


Figura 46 - Gráfico de comparação do COP em função da temperatura ambiente, para a temperatura de saída de água de 70°C

Deste modo, perante as conclusões das comparações efetuadas é possível validar a FCBC e os resultados por ela debitados.

Por outro lado, no processo de seleção dos componentes constituintes da bomba de calor, recorrer-se-á a *softwares* de fabricantes, que têm a correta informação técnica processual para esse efeito. Assim sendo, comparando os resultados obtidos na seleção dos componentes, novamente com os resultados obtidos da ferramenta de calculo da bomba de calor desenvolvida, é possível também validar a FCBC.

3.4 Seleção dos componentes da bomba de calor

3.4.1 Compressor

É definido que a bomba de calor tem de garantir o limite de 50 kW para as condições de temperatura de saída ambiente 5°C, temperatura de saída de água 90°C e entrada de água da rede de 15°C.

Uma vez definidos os ciclos termodinâmicos e obtidos os valores de variação de entalpia de cada um dos seis pontos recorre-se à equação (1), (2) e (3). Para uma capacidade fixa do *gascocler* de 50kW resulta a necessidade de um caudal mássico de 0,212kg/s e uma capacidade de evaporador de 30kW, como representado na Tabela 20.

Tabela 20 - Variação do $\dot{m}$, Q_{ev} e $\dot{W}_c$ em função da capacidade fixa de 50kW do *gas cooler*

Q_{gc} [kW] 50						
Q_{eva}		[kW]				
$\dot{W}_c$		[kW]				
$\dot{m}$		[Kg/s]				
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]					
	55	60	70	80	90	
-15	31,4	30,1	28,5	27,8	27,3	Q_{ev}
	18,6	19,9	21,5	22,2	22,7	
	0,184	0,188	0,191	0,187	0,185	
-5	33,8	32,3	30,5	29,6	29,1	Q_{ev}
	16,2	17,7	19,5	20,4	20,9	
	0,200	0,206	0,207	0,201	0,193	
5	36,0	34,8	32,5	31,6	30,0	Q_{ev}
	14,0	15,2	17,5	18,4	20,0	
	0,224	0,232	0,223	0,212	0,212	
12	36,9	35,6	34,6	32,4	30,7	Q_{ev}
	13,1	14,4	15,4	17,6	19,3	
	0,239	0,246	0,240	0,226	0,226	
25	38,3	37,5	36,3	34,5	33,4	Q_{ev}
	11,7	12,5	13,7	15,5	16,6	
	0,275	0,270	0,257	0,262	0,261	
35	39,2	38,8	37,1	35,5	34,3	Q_{ev}
	10,8	11,2	12,9	14,5	15,7	
	0,310	0,299	0,293	0,289	0,285	

É necessário seleccionar um compressor e verificar se o volume deslocado disponibilizado por este, para uma frequência fixa de 50Hz, consegue garantir o caudal mínimo necessário à capacidade de 50kW no *gas cooler*.

Esta seleção pode ser efetuada através de um processo iterativo recorrendo ao catálogo técnico do fornecedor pretendido do compressor. Os catálogos possuem a informação do volume deslocado para frequência fixa de cada modelo de compressor. Introduzindo esse valor na ferramenta desenvolvida é possível verificar a capacidade resultante.

De modo a validar a FCBC desenvolvida e a seleccionar de forma mais eficiente o compressor, recorre-se ao software de um fabricante. Neste caso utiliza-se o *software* de seleção de compressores do Bitzer, dado que foi este o fornecedor optado, no entanto o mesmo procedimento poderia ser efetuado com o *software* de seleção de compressores de outros fabricantes. A necessidade de fixar inicialmente os 50kW prende-se pela necessidade de identificar a capacidade do evaporador necessário, uma vez que os *softwares* dos fornecedores estão otimizados para seleccionar os compressores em função da capacidade de frio dos sistemas.

Pela Figura 47 verifica-se os campos de parâmetros necessários preencher para o cálculo do programa do fornecedor. Como se visualiza, estes foram preenchidos com os dados obtidos pela folha de calculo criada para as condições de temperatura indicadas.

<i>Input Values</i>		
System		Gustav-Lorentzen
Series		Standard
Operating mode		Transcritical
Number compressors		1
Evaporating SST		-6,00 °C
Evaporator superheat		4,00 K
Suction line superheat		0 K
High pressure		109,3 bar(a)
Gas cooler outlet		42,8 °C
Internal heat exchanger		14,50 K
Power frequency	50Hz	
Power voltage	400V	

Figura 47 - Dados de entrada necessários e introduzidos no programa de calculo do Bitzer

A Figura 48 demonstra o resultado do modelo de compressor alternativo, indicado às condições de operação introduzidas e da capacidade desejada na bomba de calor. Além do mais, o resultado fornece valores de alguns parâmetros do ciclo, comparando estes com os da FCBC, valida-se o modelo desenvolvido e a sua precisão, uma vez que os resultados dão valores muito similares. Desde logo, verificável pela proximidade de valores obtidos da Tabela 20, na capacidade do evaporador de 30kW e do caudal mássico de 0,212kg/s (763,3kg/h), comparativamente ao 30,3kW e 755kg/h do *software*. Pela Tabela 14, verifica-se também que o valor da temperatura de descarga do compressor obtido na FCBC é de 139,9°C, próximo à temperatura de descarga de 139,6°C obtida pelo software de seleção de compressores.

Result

Compressor		4GTE-30K
Frequency compressor	--	48,0 Hz
Evaporator capacity	30,3 kW	30,3 kW
Ratio	--	100,0 %
Gas cooler capacity	50,0 kW	50,0 kW
Power input	19,69 kW	19,69 kW
Current	35,8 A	35,8 A
Voltage range	--	--
Mass flow	755 kg/h	755 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	139,6 °C	139,6 °C
optimal high pressure	105,4 bar(a)	--

Tentative Data.
Power consumption at compressor inlet.

Figura 48 - Resultados obtidos no *software* do Bitzer em função da capacidade de frio

Observa-se, contudo, pela figura que o programa de calculo do fornecedor altera a frequência do compressor, em função da capacidade de frio desejada e das condições inseridas. Deste modo é realizado uma nova simulação, mas em vez de inserir a capacidade de frio, insere-se o modelo 4GTE-30K e fixa-se a frequência de 50Hz. Neste caso os resultados não se alteram muito uma vez que a diferença de frequências é mínima. No entanto poderia dar-se o caso de, pela otimização do próprio programa, o modelo de compressor indicado para as condições só cumprir para frequências variáveis, não cumprindo a capacidade pretendida para a frequência de 50Hz. Como tal pelos resultados da Figura 49 seleciona-se o modelo indicado.

Compressor		4GTE-30K
Frequency compressor	--	50,0 Hz
Evaporator capacity	31,7 kW	31,7 kW
Ratio	--	100,0 %
Gas cooler capacity	52,3 kW	52,3 kW
Power input	20,5 kW	20,5 kW
Current	35,9 A	35,9 A
Voltage range	--	--
Mass flow	790 kg/h	790 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	139,4 °C	139,4 °C
optimal high pressure	105,4 bar(a)	--

Figura 49 - Resultados obtidos no software do Bitzer em função do modelo para 50Hz

Uma vez identificado o modelo indicado à capacidade de *gas cooler* necessário recorre-se ao catálogo técnico de compressores alternativos de CO₂ do Bitzer. Verifica-se pela Figura 50 que o modelo 4GTE-30K para 50Hz dispõem de um volume deslocado de 15,0 m³/h e da versão de motor adequada às temperaturas de evaporação solicitadas para sistemas como bombas de calor.

Compressor type	Motor version	Displacement at 50 Hz	Number of cylinders	Refrigerating capacity		Power consumption		Oil charge ⑧	Weight	Pipe connections ⑤		Motor
				Q_o (kW) $t_o = -10^\circ\text{C}$	Q_o (kW) $t_o = +5^\circ\text{C}$	P_e (kW) $t_o = -10^\circ\text{C}$	P_e (kW) $t_o = +5^\circ\text{C}$			DL	SL	
		m ³ /h		kW	kW	kW	kW	dm ³	kg	mm	mm	V ①
ECOLINE compressors for transcritical CO ₂ applications												
2MTE-4K	2	3,3	2	6,56		3,85		1,2	94	18	22	Δ/Y (40S) 220..240V Δ-3-50Hz 380..420V Y-3-50Hz 440..480V Y-3-60Hz
2MTE-5K	1	3,3	2	6,56	11,35	3,85	4,02	1,2	95	18	22	
2KTE-5K	2	4,8	2	9,54		5,60		1,2	96	18	22	
2KTE-7K	1	4,8	2	9,54	16,50	5,60	5,85	1,2	96	18	22	
4PTE-6K	2	4,3	4	7,82		4,95		2,0	115	18	22	
4PTE-7K	1	4,3	4	7,82	13,80	4,89	5,02	2,0	118	18	22	
4MTE-7K	2	6,6	4	12,91		7,57		2,0	118	18	22	
4MTE-10K	1	6,6	4	12,79	22,50	7,81	7,81	2,0	120	18	22	
4KTE-10K	2	9,6	4	19,17		11,07		2,0	120	18	22	(40P) ④ Y/Y-3-50Hz Y/Y-3-60Hz
4JTE-10K	2	9,3	4	19,60		11,01		2,6	179	18	28	
4JTE-15K	1	9,3	4	19,59	33,60	11,05	11,25	2,6	182	18	28	
4HTE-15K	2	12,0	4	25,06		13,83		2,6	182	18	28	
4HTE-20K	1	12,0	4	24,70	42,60	13,84	14,04	2,6	187	18	28	
4GTE-20K	2	15,0	4	31,30		17,66		2,6	187	18	28	
4GTE-30K	1	15,0	4	32,10	54,70	17,43	18,02	2,6	211	18	28	
4FTE-20K	2	17,5	4	36,60		20,60		2,6	187	18	28	
4FTE-30K	1	17,5	4	37,70	63,10	20,30	21,00	2,6	211	18	28	

Figura 50 - Catálogo técnico compressores alternativos CO₂ Bitzer

Assim sendo, introduz-se esse mesmo valor na ferramenta criada, obtendo a variação do caudal mássico de CO₂ disponível e consequentemente as capacidades resultantes perante as diferentes condições. O gráfico da Figura 51 demonstra a variação do caudal mássico para uma temperatura fixa de demanda da água de 60°C em função da temperatura ambiente. À medida que a temperatura ambiente sobe, o sistema de controlo aumenta abertura da válvula de expansão, de modo a percorrer mais caudal no sistema e favorecer o aproveitamento do evaporador na fonte fria.

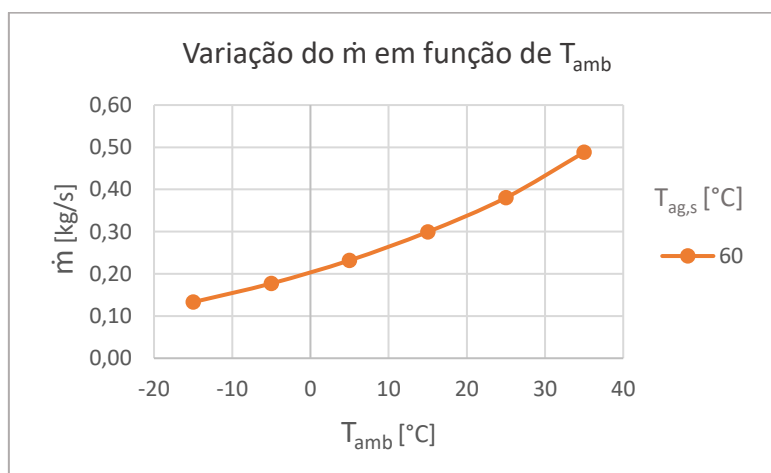


Figura 51 - Variação do caudal mássico em função da temperatura ambiente e temperatura de saída de água fixa

Por este motivo é que se verifica no gráfico da Figura 52 um aumento da capacidade do *gas cooler*, sendo que o potencia de compressão não sofre grandes variações. Este representa a variação da capacidade do *gas cooler* disponível no ciclo termodinâmico, pela seleção do modelo de compressor 4GTE-30K.

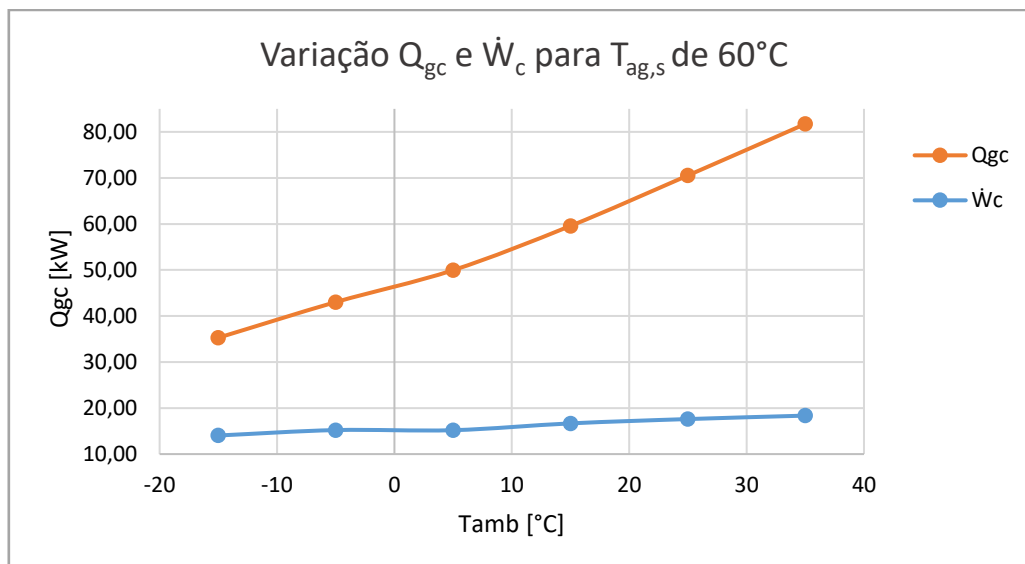


Figura 52 - Variação da capacidade do *gas cooler* e do trabalho do compressor em função da temperatura ambiente, para temperatura de saída de água fixa

Por outro lado, como se analisa pelo gráfico da Figura 53, para uma temperatura ambiente fixa, o caudal mássico diminui com a solicitação de temperaturas mais elevadas da saída de água. Este efeito explica-se pela redução da abertura da válvula de expansão existente, provocado pelo controlo do sistema, de modo atingir as pressões ótimas de descarga necessárias. Como é sabido pela Figura 41 o aumento da temperatura requerida da água provoca um crescimento da pressão de descarga.

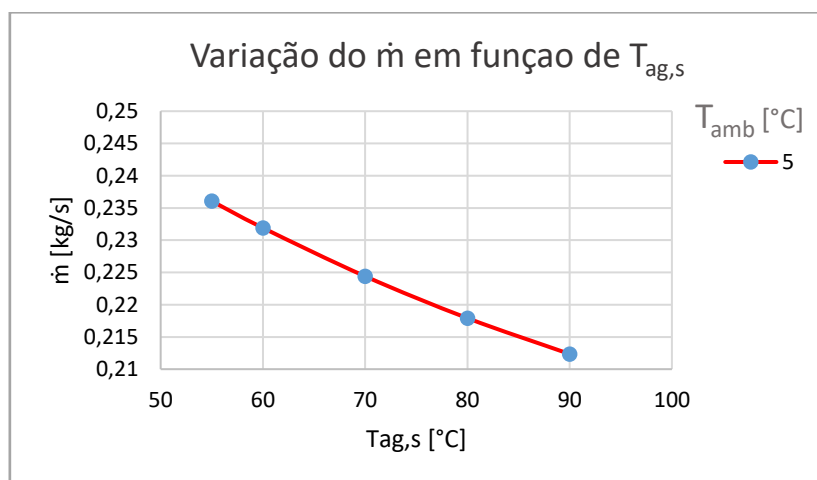


Figura 53 - Variação do caudal mássico em função da temperatura de saída de água, para temperatura ambiente fixa

3.4.2 Gas cooler

O permutador de placas é o tipo de permutador do *gas cooler* adotado para o presente projeto, dado o seu *design* compacto e as menores perdas de carga que apresenta comparado com o permutador de tubo concêntrico.

Um dos aspetos importantes na seleção dos permutadores, no qual se incluem os permutadores de placas, é o sentido do escoamento dos fluidos, podendo ocorrer no mesmo sentido (co-corrente) ou em sentido oposto (contra-corrente). As variações de temperatura que ocorrem nos dois fluidos em cada uma das situações encontram-se representadas na Figura 54. Como tal, sentido do escoamento é definido conforme o efeito e perfil de temperaturas pretendidos.[77]

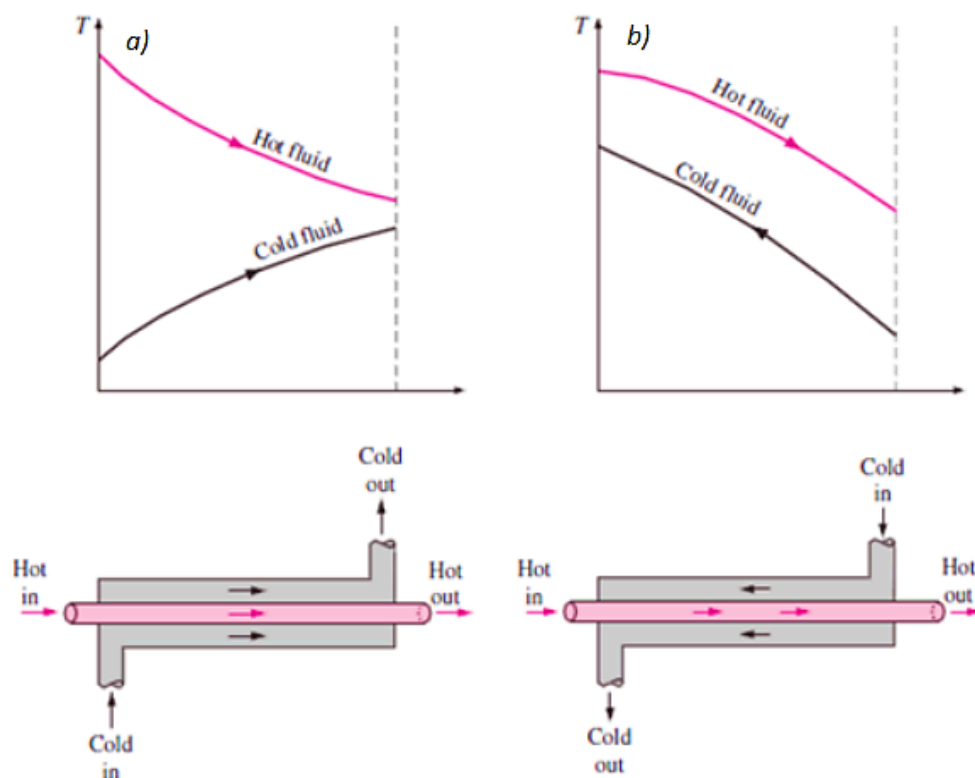


Figura 54 - perfil de temperaturas em escoamento co-corrente (a) e em contra-corrente (b)

O processo analítico de dimensionamento de permutadores de placas é extremamente difícil dado as complexas geometrias que este apresenta. Este fator aliado à grande variação das propriedades de transferência do CO_2 existente na região supercrítica, torna a obtenção dos coeficientes de transferência de calor e o coeficiente global de transferências extremamente difíceis de obter. Como tal alguns fornecedores desenvolveram softwares de seleção como o conhecimento processual técnico necessário, que facilitam o dimensionamento e seleção.

Para a seleção do *gas cooler* recorre-se ao *software* SSP G8 2022.421.1.0 do fornecedor de permutador de placas *SWEP*. A Figura 55 demonstra os parâmetros necessários definir e introduzir para o cálculo do programa do permutador.

Fluid Side 1	 R744 (Carbon Dioxide) ▼	109	bar ▼	gas
Fluid Side 2	 Water	▼		
Flow type	Counter current			
Exchangers	B-Types × ▼ ×			

	Side 1		Side 2	
Heat load		50,00 kW ▼		
Inlet temperature	139,90 °C ▼		15,00 °C ▼	
Outlet temperature		°C ▼	90,00 °C ▼	
Flow	764,5 kg/s ▼			kg/s ▼
Max pressure drop	100 kPa ▼		50,0 kPa ▼	

Figura 55 - Dados de entrada necessários e introduzidos no programa de cálculo do fornecedor *SWEP*

Um dos primeiros parâmetros a definir, para além da seleção dos fluidos, é o sentido do escoamento dos mesmos. No caso do *gas cooler*, o escoamento de contra-corrente é o mais adequado, dado o perfil de temperaturas obtido. Assim como pretendido, com este sentido de escoamento, a temperatura de saída do fluido frio pode exceder a temperatura de saída do fluido quente e a diferença de temperaturas inicial (entre a entrada do fluido frio e a entrada do fluido quente), é maior que nas restantes zonas do permutador.

Relativamente à perda de carga, pelos resultados experimentais de *Murray*, a mesma não deve ultrapassar os 50 Kpa. Pelos resultados experimentais de 2021, do estudo da transferência de calor e perda de carga do CO₂ em vapor supercrítico em permutadores de placas, dos autores *Alireza Zendehboudi* e *Zuliang Ye*, a perda de carga máxima medida foi de 36,51 Kpa.[68]

Como tal, considerou-se a introdução de valores limites de perda de carga acima dos esperados e desejados para o normal e correto selecionamento do permutador de placas CO₂. Os restantes parâmetros são obtidos da ferramenta de Excel desenvolvida e de igual forma introduzidos no programa do fornecedor

O permutador mais apropriado indicado pelo programa é o modelo B18Hx36/1P. Trata-se do modelo da gama B18H capaz de suportar as elevadas pressões do CO₂, de 36 placas com uma única passagem do fluido. Verifica-se pela Figura 56 os limites de condição de trabalho, sendo que até 100°C o permutador suporta 140 bar no lado de alta pressão e 99 bar no lado de baixa pressão do sistema.

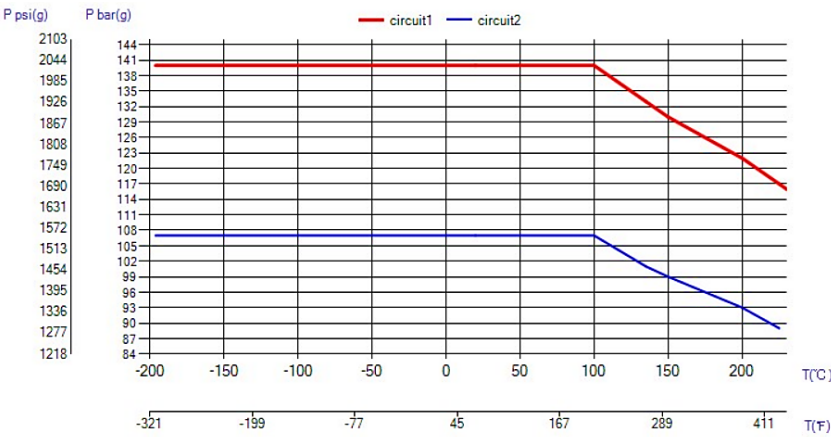


Figura 56 - Diagrama P-T dos limites de condições de trabalho do modelo B18H

No caso da Figura 57 está representado o relatório técnico com os valores, de área de transferência total, de diferença logarítmica de temperatura e do coeficiente global de transferência do calor do modelo indicado, perante as condições introduzidas. Verifica-se que o modelo, para uma área total de transferência de 1,39m², um coeficiente global de transferência de calor de 1590 W/m². °C e um caudal mássico de água de 573,9 kg/h, consegue cumprir com as temperaturas desejadas. Outro fator importante salientar é a temperatura de saída do CO₂ obtida pelo permutador, bastante próxima aos 42,8°C obtidos pelo modelo desenvolvido em Excel.

SINGLE PHASE - DESIGN

HEAT EXCHANGER: B18Hx36/1P

SSP Alias: B18H

DUTY REQUIREMENTS

		Side 1	Side 2
Fluid		R744 (Carbon Dioxide)	Water
		(109,3 bar)	
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Outer	Inner
Heat load	kW	50,00	
Inlet temperature	°C	139,90	15,00
Outlet temperature	°C	43,44	90,00
Flow rate	kg/h	764,5	573,9
Pressure drop (Design PD)	kPa	5,81 (100,00)	1,13 (50,00)
Thermal length		2,527	1,964

PLATE HEAT EXCHANGER

		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²		1,39
Heat flux	kW/m²		35,9
Mean temperature difference	K		38,18
O.H.T.C. (available/required)	W/m².°C		1590/1600

Figura 57 – Relatório técnico obtido no software de seleção de permutador de placas da SSWEP para o gas cooler

3.4.3 Permutador de calor interno IHX

De igual forma, para a seleção do IHX recorre-se inicialmente ao *software* do fornecedor de permutador de placas *SWEP*. Ao contrário do *gas cooler*, no permutador interno o escoamento em co-corrente é o mais adequado. Com este sentido de escoamento, a diferença de temperaturas inicial é grande, mas descrece rapidamente à medida que os fluidos percorrem o permutador. Além do mais, a temperatura de saída do fluido frio nunca excede a temperatura de saída do fluido quente. Como tal, este perfil de temperaturas permite obter para um limite de sobreaquecimento desejável, um maior sobrearrefecimento e consequentemente melhor desempenho do sistema.

Pela Figura 58 e Figura 59 verifica-se a diferença no perfil temperatura obtido para o modelo mais pequeno existente da gama B18H, para as mesmas condições de entrada. Confirma-se que a temperatura de saída do CO₂ de alta pressão nos dois tipos escoamentos são idênticas, no entanto o mesmo não se sucede com as temperaturas de saída no permutador no lado de baixa pressão. No contra-corrente a temperatura de saída do fluido frio (CO₂ baixa pressão) é superior, causando, portanto, um maior sobreaquecimento.

HEAT EXCHANGER: B18Hx8/1P

SSP Alias:		B18H	
DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R744 (Carbon Dioxide) (109,3 bar)	R744 (Carbon Dioxide) (31,0 bar)
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW	10,34	
Inlet temperature	°C	42,80	-2,00
Outlet temperature	°C	29,33	30,30
Flow rate	kg/h	764,5	764,5
Thermal length		0,841	2,016

Figura 58 - Resultado obtido no software de seleção de permutador de placas da *SWEP* para o IHX em contra-corrente

HEAT EXCHANGER: B18Hx8/1P

SSP Alias:		B18H	
DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R744 (Carbon Dioxide) (109,3 bar)	R744 (Carbon Dioxide) (31,0 bar)
Flow type		Co-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW	8,906	
Inlet temperature	°C	42,80	-2,00
Outlet temperature	°C	31,57	24,10
Flow rate	kg/h	764,5	764,5
Thermal length		0,901	2,093

Figura 59 - Resultado obtido no software de seleção de permutador de placas da *SWEP* para o IHX em co-corrente

No entanto ambos os permutadores ultrapassam a temperatura pretendida limite do estado de CO₂ à entrada do compressor. Uma vez que os componentes são selecionados para as condições limite de capacidade da bomba, temperaturas a acima dos 12,5C obtidos pela ferramenta desenvolvida, irão ultrapassar o limite de temperatura de descarga do compressor. Assim sendo, a *SWEP* não dispõe de permutadores de placas que se ajustem às condições necessárias requeridas.

Como tal, para seleção do IHX efetua-se uma consulta junto de outro fornecedor de permutadores de placas, designado de *Alfa Laval*. A Tabela 21 representa os dados necessários, enviados ao fornecedor, para o dimensionamento e seleção o permutador adequado.

Tabela 21 - Dados fornecidos ao fornecedor *Alfa Laval*

Fluido	Tipo de escoamento	Co-corrente
CO ₂ lado quente	Pressão	109,3 bar
	Caudal mássico CO ₂	764,6 kg/h
	Temperatura de entrada CO ₂	42,8C
CO ₂ lado frio	Pressão	30,5 bar
	Caudal mássico	764,6 kg/h
	Temperatura de entrada CO ₂	-2 C
	Temperatura de saída CO ₂	12,5C

Perante os dados fornecidos, a *Alfa Laval* indica o AXP27-30L-F como o modelo de permutador mais adequado às condições pretendidas. Juntamente com a seleção do permutador fornece um relatório com as especificações técnicas idêntico ao obtido no *software* da *SWEP*.

Na Figura 60 está então representado o relatório com as especificações técnicas, nomeadamente do valor da área de transferência total, do coeficiente global de transferência, da temperatura de saída do CO₂ no lado quente e das quedas de pressão existente no modelo selecionado. Concretamente, verifica-se uma área de transferência pequena de 0,7 m², um coeficiente global de 519 W/m². °C e baixas quedas de pressão de 0,686 KPa no lado quente e 0,252 KPa no lado frio de CO₂.

Um fator importante de salientar é a temperatura de saída do CO₂ obtida pelo permutador interno, esta é bastante baixo da temperatura dos 38,5°C obtidos na ferramenta de calculo desenvolvida. A diferença poderá ser explicada pelas suposições efetuadas na construção do modelo e por este não considerar o tipo de escoamento existente nos permutadores.

No entanto esta diferença é benéfica para o desempenho da bomba de calor, uma vez que haverá um aumento na variação de entalpia ocorria no evaporador e consequentemente o aumento da capacidade do mesmo.

Model : AXP27-30L-F(32871 6018 1)
 ItemName :
 Units : 1

		Hot side Secondary side	Cold side Primary side(S4)
Fluid		Carbon dioxide	Carbon dioxide
Mass flow rate	kg/h	764.6	764.6
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	0.000	0.000
Inlet temperature	°C	42.8	-2.0
Dew point	°C		
Outlet temperature(vapor/liquid)	°C	29.9	12.5
Operating pressure(In/Out)	bara	109/109	
Pressure drop	kPa	0.686	0.252
Velocity connection(In/Out)	m/s	1.46/1.59	0.409/0.457
Heat exchanged	kW	10.01	
Heat transfer area	m ²	0.70	
O.H.T.C clean conditions	W/(m ² ·K)	519.0	
O.H.T.C service	W/(m ² ·K)	491.8	
Fouling resistance*10000	m ² ·K/W	0.0	
Margin	%	5.53	
Mean Temperature Difference	K	29.1	
Relative directions of fluids		Cocurrent	

Figura 60 – Relatório técnico fornecido na consulta de seleção de permutador de placas da *Alfa Laval* para o IHX em co-corrente

3.4.4 Evaporador

Para a seleção do evaporador de expansão direta é efetuada uma consulta junto do fornecedor *Centauro*. Para além da indicação da necessidade de um evaporador de expansão direta, para a aplicabilidade de bomba de calor, são fornecidos os dados da Tabela 22 de modo a possibilitar o dimensionamento e seleção adequado do equipamento. Exceto o nível sonoro, todos os restantes valores são obtidos da ferramenta Excel desenvolvida.

Tabela 22 - Dados fornecidos ao fornecedor Centauro

Lado quente	Fluido	ar
	Temperatura de entrada de ar	5°C
	Pressão	Atmosférica
	Nível sonoro	45 dB
Lado frio	Fluido	CO ₂
	Temperatura entrada de CO ₂	-6°C
	Temperatura saída de CO ₂	-2°C
	Pressão	30,5 bar
	Caudal mássico CO ₂	764,5 kg/h

Um dos parâmetros necessários identificar no dimensionamento do evaporador é o caudal mássico que atravessa o mesmo. Este valor tem grande influência nos restantes parâmetros, nomeadamente na área de transferência total obtida. Dado que é espectável que a bomba de calor seja instalada no exterior é necessário regular o referido caudal mássico através de um ventilador. Por sua vez, os parâmetros do ventilador podem ser definidos com base nos limites aplicáveis às fontes de ruído conforme o Decreto-Lei n.º 9/2007.

A bomba de calor no exterior tem de cumprir o critério de exposição máxima dado pelos indicadores da Tabela 23. Uma vez desconhecia a zona de aplicação da bomba, é optado por cumprir o requisito mais exigente de zonas sensíveis para funcionamento noturno, e como tal nunca superior as 45 dB.

Tabela 23 - Valores limite de exposição no exterior de ruído sonoro

Classificação de zona	L _{den} [dB]	L _{noite} [dB]
Zonas mistas	≤ 65	≤ 55
Zonas sensíveis	≤ 55	≤ 45
Zonas sensíveis na proximidade de Grande Infraestrutura de Transporte existente	≤ 65	≤ 55
Zonas sensíveis na proximidade de Grande Infraestrutura de Transporte aéreo em projeto	≤ 65	≤ 55
Zonas sensíveis na proximidade de Grande Infraestrutura de Transporte não aéreo em projeto	≤ 60	≤ 50
Zonas ainda não classificadas	≤ 63	≤ 53

Na Figura 61 está representado o modelo selecionado e o relatório com as especificações técnicas do cálculo, da bateria e dos ventiladores constituintes. Constatase que são necessárias 2 unidades do evaporador cubico modelo MT 4L3/134-60 bar.

	Modelo Model	MT 4L3/134 -60 bar CO2		Pos.
1.	DADOS DE CÁLCULO CALCULATION DATA			
1.1	Tipo Type		Evaporador expansão direta Direct expansion air cooler	
1.2	Capacidade Capacity	W	24600	
1.3	Caudal de ar Air Volume	m³/h	19600	
1.4	Entrada de ar Air inlet	°C	5	
1.5	Temperatura evaporação Evaporating temperature		°C -2	
1.6	Refrigerante Refrigerante		CO2	
1.7	Humidade relativa Relative humidity	%	75	
2.	DADOS DA BATERIA COIL DATA			
2.1	Espaçamento de alhetas Fin spacing	mm	4.2	
2.2	Superfície Surface	m²	134.3	
2.3	Volume interno Internal volume	dm³	27.2	
2.4	Material dos tubos Tubes material		Cobre Copper	
2.5	Material das alhetas Fins material		Alumínio Aluminium	
2.6	Material da chaparia Casing material		Alumínio lacado White aluminium	
3	MOTORES FAN MOTORS		Valor Nominal Nominal data	Ponto de trabalho Operating point
3.1	Quantidade Quantity		3	
3.2	Diâmetro Diameter	mm	500	
3.3	Rotação Speed	rpm	1300	1300
3.4	Potência absorvida por ventilador Absorbed power per fan		W 770	770
3.5	Corrente Current		A 1.7	1.7
3.6	Alimentação Main power supply		V/F/Hz 400/3/50	

Figura 61 - Relatório técnico fornecido na consulta da seleção evaporador à Centauro

3.4.5 Tubagem

Após a seleção do compressor e dos permutadores, é importante dimensionar as tubagens da instalação, visto que estas podem influenciar a escolha de outros componentes devido às ligações destes com a tubagem.

Os principais fatores a considerar no dimensionamento da tubagem é a perda de carga no sistema e a velocidade do fluido. Quanto maior for o diâmetro da tubagem, menor será a velocidade do fluido que por ela passa, sendo menor a perda de carga do sistema. Quanto ao custo, tubagem de maior diâmetro tem maior custo associado, no entanto implicam menores perdas de carga o que significa menor consumo dos compressores, originando poupança no custo energético que compensa o gasto superior no material.

À semelhança dos restantes equipamentos, no dimensionamento e seleção de tubagem recorre-se a um software *coolselector2 Version 5.0.0 / Database 87*, neste caso do fabricante *Danfoss*, no entanto as condições aplicadas são as condições de caudal máximo. De modo a reduzir as perdas de carga do sistema, o próprio programa já recomenda uma velocidade limite a seguir. Na Tabela 24 é possível encontrar qual a velocidade limite recomendada pelo software da *Danfoss* para cada linha do sistema.

Tabela 24 - Velocidade limite recomendada pelas *Danfoss*

Linha	Velocidade [m/s]
1-2	12
3-4	4
4-5	4
6-1	12

Pretende-se que o material utilizado na tubagem seja o aço inoxidável DIN-EN cumprindo os requisitos da normal EN14276 para equipamentos sob pressão em sistema de refrigeração e bombas de calor.

Antes de iniciar o cálculo da tubagem é necessário definir o tipo de sistema a utilizar, no entanto o programa não possui, na sua base de dados, o sistema transcrito indicado para bombas de calor. Contudo é possível, conforme os dados fornecidos para o cálculo do diâmetro da tubagem, ultrapassar essa questão e obter os valores aproximados para bomba de calor.

Conforme se verifica pela Figura 62, estes dados passam essencialmente por:

- capacidade frigorífica do sistema
- temperaturas de evaporação
- sobreaquecimento útil em cada linha de aspiração
- temperatura de descarga do compressor
- temperatura de saída do *gas cooler*
- pressão ótima de descarga
- velocidade do fluido na linha pretendida

The screenshot shows the 'Coolselector2' software interface. It is divided into several sections:

- Operating conditions:**
 - Capacity:** Cooling capacity, LT: 0 kW; Cooling capacity, MT: 61,85 kW; Cooling capacity, AC: 0 kW; Heating capacity: 85,05 kW; Mass flow in line: 1781 kg/h.
 - Evaporation, LT:** Temperature: -20,0 °C; Useful superheat: 0 K; Additional superheat: 0 K; Efficiency, internal HX: 0,30 -; Discharge temperature: 73,1 °C.
 - Evaporation, MT:** Temperature: 15,0 °C; Useful superheat: 13,2 K; Additional superheat: 0 K; Discharge temperature: 81,0 °C.
 - Gas cooler:** Optimal gas cooler pressure: ☐; Pressure: 92,10 bar; Min outlet temperature: 37,2 °C; Receiver condition: Temperature: 17,0 °C; Subcooling: 0 K.
- Selection criteria:**
 - Pressure drop: Default: bar; Velocity: 12,00 m/s.
 - Additional selection criteria: Length: 1,00 m; Angle: 0 deg.

Figura 62 – Dados de entrada no dimensionamento da tubagem utilizando o *Coolselector2*

Os valores inseridos que se observam na Figura 62 são retirados da ferramenta de calculo criada. De modo adaptar o sistema existente no software da *Danfoss*, ao modelo adotado existente na bomba de calor, e obter o caudal mássico máximo desejado, coloca-se a capacidade da baixa temperatura a 0 kW e atribui-se uma capacidade de 61,85 kW ao evaporado de media temperatura. Para o caso dimensionado do troço 1-2 que se encontra na Figura 4.10, os resultados do cálculo realizado pelo programa podem ser consultados na Figura 63.

Selection: Stainless steel pipe DIN-EN SS 15

Selected	Type	NS	DP [bar]	Velocity, in [m/s]	Velocity, out [m/s]	Result
☐	DIN-EN SS 6	6	57,58	103,5	280,6	⚠
☐	DIN-EN SS 8	8	4,956	40,96	43,24	✓
☐	DIN-EN SS 10	10	0,792	20,43	20,61	✓
☒	DIN-EN SS 15	15	0,180	11,63	11,65	✓
☐	DIN-EN SS 20	20	0,040	6,52	6,53	✓
☐	DIN-EN SS 25	25	0,011	3,00	4,00	✓

Performance curve		Performance details		Notes	
System diagram	Value	Unit	Inlet	Outlet	Difference
System details	Pressure (a)	bar	92,10	91,92	-0,180
	Temperature	°C K	81,0	80,9	-0,1
Stainless steel pipe DIN-EN SS 15	Density	kg/m ³	194,2	193,8	-0,3698
	Enthalpy	kJ/kg	481,1	481,1	0
	Velocity	m/s	11,63	11,65	0,02
	Mass flow	kg/h	1781	1781	0

Additional:

- Length [m] = 1,00
- Angle [deg] = 0,0
- Nominal size [mm] .. = 15,00
- Nominal size [inch] = 0,50
- Inner diameter [mm] = 16,70
- Outer diameter [mm] = 21,30

Available connections:

- DIN-EN SS butt weld. Size: 15 t=2,3 mm

Suggested connection:

- DIN-EN SS butt weld. Size: 15 t=2,3 mm

Figura 63 – Resultado obtido no dimensionamento da tubagem para caudal máximo utilizando o *Coolselector2*

Opta-se pela tubagem DIN-EN SS 15 de diâmetro nominal de 15mm, uma vez que, a velocidade do fluido percorrida em esta não ultrapassa os 12 m/s e que a perda de carga para as condições de caudal mássico máximo é de 0,18 bar.

O estado do fluido entre a linha 6-1 e 1-2 não sofre uma variação grande pela existência do permutador interno. Como tal considerou-se que os valores obtidos na tubagem no dimensionamento do troço 1-2 são idênticos e consequentemente a tubagem será a mesma. O mesmo se sucede entre a linha 3-4 e a linha 4-5. Como tal, para as restantes linhas procedeu-se ao seu dimensionamento utilizando o mesmo método, variando apenas a velocidade introduzida conforme o valor adequado.

Selection: Stainless steel pipe DIN-EN SS 15

Selected	Type	NS	DP [bar]	Velocity, in [m/s]	Velocity, out [m/s]	Result
☐	DIN-EN SS 6	6	17,84	32,04	34,71	✓
☐	DIN-EN SS 8	8	1,537	12,68	12,75	✓
☐	DIN-EN SS 10	10	0,246	6,33	6,33	✓
☒	DIN-EN SS 15	15	0,056	3,60	3,60	✓
☐	DIN-EN SS 20	20	0,012	2,02	2,02	✓
☐	DIN-EN SS 25	25	0,003	1,24	1,24	✓

Performance curve	Performance details	Notes
System diagram	Value	Unit
System details	Pressure (a)	bar
Stainless steel pipe DIN-EN SS 15	Temperature	°C K
	Density	kg/m ³
	Enthalpy	kJ/kg
	Velocity	m/s
	Mass flow	kg/h

Inlet	Outlet	Difference
92,10	92,04	-0,056
37,2	37,2	0,0
627,1	627	-0,1202
309,2	309,2	0
3,60	3,60	0,00
1781	1781	0

Additional:

Length [m]= 1,00

Angle [deg]= 0,0

Nominal size [mm] ..= 15,00

Nominal size [inch] = 0,50

Inner diameter [mm] = 16,70

Outer diameter [mm] = 21,30

Available connections:

DIN-EN SS butt weld. Size: 15 t=2,3 mm

Suggested connection:

DIN-EN SS butt weld. Size: 15 t=2,3 mm

Figura 64 - Resultado obtido no dimensionamento da tubagem para caudal mínimo utilizando o Coolselector2

Realizada a simulação, verifica-se pela Figura 64 DIN-EN SS 15 como tubagem a utilizar. A velocidade do fluido percorrida na tubagem não ultrapassa o limite de 4 m/s a perda de carga para as condições de caudal mássico máximo é de 0,056 bar.

Nas linhas entre o evaporador e o *gas cooler* (linha 6-1 e 1-2), deverá existir isolamento, já que se pretende minimizar as perdas de temperatura, garantindo o máximo de energia disponível possível na permuta com a água. Na linha entre o permutador interno e o evaporador (linha 4-5), mais concretamente na tubagem após a válvula de expansão, terá também de existir isolamento de modo a evitar a formação de gelo.

Para concluir o dimensionamento da tubagem, verifica-se que para as condições de caudal mínimo a tubagem selecionada garante velocidades aceitáveis

3.4.6 Válvula de expansão eletrônica VEE

Na seleção da válvula de expansão recorre-se de igual modo ao *software coolselector2* do fornecedor *Danfoss*. Para a correta seleção da válvula é necessário verificar, se abertura da mesma, é o suficiente para garantir o caudal mássico máximo possível de funcionamento da bomba de calor. Na Tabela 25 está representado a variação do caudal mássico no sistema conforme as condições de funcionamento.

Tabela 25 - Variação do $\dot{m}$ em função da T_{amb} para diferentes $T_{ag,s}$

$\dot{m}$ [kg/h]					
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]				
	55	60	70	80	90
-15	484,80	478,68	469,32	462,98	458,89
-5	648,81	638,06	619,69	604,96	593,32
5	849,83	834,86	807,85	784,49	764,46
15	1096,55	1077,85	1042,98	1011,38	982,96
25	1391,75	1369,68	1327,71	1288,67	1252,58
35	1781,69	1756,89	1709,15	1663,92	1621,24

O valor de referência de caudal máximo no dimensionamento da válvula é de 1781,7 kg/h para uma condição limite de temperatura ambiente de 35°C e de saída de água de 55°C. Este caudal poderá ainda ser ligeiramente superior, uma vez que o modelo não permite obter análise para temperaturas ambientes superiores aos 35°C. É partir destas condições, que os valores da Figura 62 são retirados e que servirão novamente para o dimensionamento da válvula de expansão eletrônica.

Outro parâmetro necessário garantir, para a correta seleção da válvula, é a pressão máxima de funcionamento e o diferencial máximo de pressão possível existente. Com as limitações do modelo, a pressão máxima de descarga possível é de 130,3 bar para uma condição limite de temperatura ambiente de 35°C e de saída de água de 90°C. No caso do diferencial de pressão, o valor máximo obtido é de 80,9 bar para uma condição de temperatura ambiente de 25°C e de saída de água de 90°C.

Pela Figura 65, do relatório técnico do *coolselector2*, observa-se que a válvula capaz de cumprir com os requisitos necessários é a CCMT8. Esta terá uma capacidade máxima de caudal mássico de 2845 kg/h dando uma larga margem de segurança perante os 1781,7 kg/h necessários obtidos. Para além disso o modelo CCMT suporta uma pressão máxima de funcionamento de 140 bar e um diferencial máximo de pressão de 90 bar, cumprindo os requisitos necessários face as variações de pressões existentes no sistema

Gas cooler line (Transcritical system. R744. High pressure valve).

Selection: CCMT 8 Selected code number: 027H7202

Selected	Type	NS	Max. capacity [kg/h]	Min. capacity [kg/h]	Load [%]	DP [bar]	Velocity, in [m/s]	Result
☐	CCMT 2	15	602,9	9,476	295	38,73	3,60	⚠
☐	CCMT 4	15	1597	25,08	112	38,73	3,60	⚠
☒	CCMT 8	15	2845	44,59	63	38,73	3,60	✓
☐	CCMT 16	25	5681	269,9	31	38,73	1,24	✓
☐	CCMT 24	25	8537	404,9	21	38,73	1,24	✓
☐	CCMT 30	25	10600	506,1	17	38,73	1,24	✓

Performance curve	Performance details		Code number selection		Notes
System diagram	Value	Unit	Inlet	Outlet	Difference
System details	Pressure (a)	bar	92,10	53,37	-38,73
	Temperature	°C K	37,2	17,0	-20,2
CCMT 8	Density	kg/m^3	627,1	338,4	-288,7
	Enthalpy	kJ/kg	309,2	309,2	0
	Velocity	m/s	3,60	6,67	3,07
	Mass flow	kg/h	1781	1781	0

Additional:

Maximum opening pressure differential [bar] = 90,00
Max. working pressure (PS/MWP) gauge [bar] = 140,0
Maximum operating temperature [°C] = 60,0
Minimum operating temperature [°C] = -40,0
Opening degree [%] = 76,65
Choked = False
Valve state = Open
Capacity [%] = 62,61
Maximum capacity [kg/h] = 2845
Nominal size inlet [mm] = 15,00
Nominal size inlet [inch] = 0,50
Inlet diameter [mm] = 16,70
Nominal size outlet [mm] = 15,00
Nominal size outlet [inch] = 0,50
Outlet diameter [mm] = 16,70

Available connections:

DIN-EN Butt weld. Size: 15 t=2,3 mm
DIN-EN SS butt weld. Size: 15 t=2,3 mm
DIN-EN soldering ODF. Size: 15
DIN-EN soldering ODF. Size: 16
ANSI soldering ODF. Size: 5/8"

Suggested connection:

DIN-EN Butt weld. Size: 15 t=2,3 mm

Figura 65 - Resultado obtido no software de seleção de válvulas de expansão utilizando o Coolselector2

Para as condições de caudal mássico máximo, o grau de abertura da válvula será cerca de 76,65% e o diferencial de pressão de 71,6 bar.

Para além da percentagem de abertura da válvula, que não deve ser menor do que 10% de acordo com o fabricante, tem-se também que considerar o diâmetro das conexões à tubagem nesta linha. De acordo com a Figura 64 sabe-se que o diâmetro da conduta nesta é de 15 mm, e como tal as conexões da válvula deverão ter o mesmo diâmetro. Verifica-se pela figura 59, nos detalhes de desempenho da válvula CCMT8, que as suas conexões apresentam o mesmo diâmetro da tubagem.

3.4.7 Válvulas solenoides

O processo de dimensionamento e seleção das válvulas solenoides é idêntico ao processo das válvulas de expansão. Recorre-se também ao *coolselector2*, no entanto as condições de operação das válvulas solenoides são diferentes.

No caso da válvula solenoide da linha I, esta serve de proteção à formação de gelo na tubagem após a expansão e no evaporador. A formação de gelo ocorre sempre que a temperatura do ar ambiente atinge valores abaixo de 0°C e existe humidade na atmosfera. Como tal, a necessidade de ativação desta válvula só se verificará para condições de baixa temperatura de evaporação, mais concretamente para temperaturas ambientes abaixo de 12°C e consequentemente temperaturas de evaporação abaixo de -1°C. Na Figura 66 está representado os parâmetros introduzidos para a condição de maior caudal nas condições de operação indicadas.

Figura 66 - Dados de entrada no dimensionamento da válvula solenoide I utilizando o Coolselector2

No entanto raramente, o controlo do programa de descongelação, irá ativar a válvula a estas condições, pois trata-se de limites com uma grande margem de segurança. Por este motivo o valor resultante de velocidade e de diferencial de pressão, da válvula EVT3 selecionada, representados na Figura 67 estão longe dos ideais para o bom funcionamento da válvula.

Selection: EVT 3															No code numbers selected
Selected	Type	NS	Kv [m³/h]	DP_100 [bar]	DP_min [bar]	Kv_calc [m³/h]	DP [bar]	Opening degree [%]	Load [%]	Possible partload [%]	Velocity, in [m/s]	PS/MWP [bar]	Valve state	Result	
☐	EVT 1.2	6	0,05	0	0	0,05	61,32	-	-	-	23,87	140,0	Open	⚠	
☐	EVT 2	6	0,1	0,400	0,190	0,1	61,32	100	1763	4	23,87	140,0	Open	⚠	
☒	EVT 3	6	0,23	0,400	0,188	0,23	36,32	100	766	5	23,87	140,0	Open	✓	

Performance curve	Performance details	Code number selection	Notes			
System diagram	Value	Unit	Inlet	Outlet	Difference	Additional: Maximum opening pressure differential [bar] = 110,0 Max. working pressure (PS/MWP) gauge [bar] = 140,0 Maximum operating temperature [°C] = 150,0 Minimum operating temperature [°C] = -40,0 Opening degree [%] = 100,00 Choked = False Valve state = Open Nominal size inlet [mm] = 6,00 Nominal size inlet [inch] = 0,25 Inlet diameter [mm] = 4,50 Nominal size outlet [mm] = 6,00 Nominal size outlet [inch] = 0,25 Outlet diameter [mm] = 4,50 Available connections: DIN-EN Butt weld. Size: 6 t=2,3 mm ANSI soldering ODF. Size: 3/8" Suggested connection: ANSI soldering ODF. Size: 3/8"
System details	Pressure (a)	bar	80,05	43,73	-36,32	
	Temperature	°C K	31,7	8,8	-22,9	
EVT 3	Density	kg/m³	661,7	287,8	-373,9	
	Enthalpy	kJ/kg	294,1	294,1	0	
	Velocity	m/s	23,87	54,88	31,01	
	Mass flow	kg/h	904,3	904,3	0	

Figura 67- Resultado obtido no software de seleção de válvulas solenoide na linha I utilizando o Coolselector2

Conforme a temperatura ambiente e a temperatura de saída de água requerida, é possível o funcionamento da válvula solenoide da linha I com pressões de funcionamento próximas de 140 bar e temperaturas de descarga acima de 120°C. Deste modo o modelo EVT será o indicado uma vez que possui uma temperatura máxima de operação de 150°C. De acordo com a Figura 67 sabe-se ainda que as conexões da válvula são de 12 mm e como tal a tubagem deverá ter a mesma dimensão.

No caso válvula solenoide da linha II, esta serve de proteção contra o sobreaquecimento excessivo à entrada do compressor. Esta será mais provável ser ativada abaixo dos 5°C de temperatura ambiente, de acordo com as condições da Figura 62, dado a existência do permutador interno.

As pressões de operação e de temperatura na linha II serão bastantes inferiores comparativamente com as da linha I e assim sendo, a disponibilidade de modelos no mercado é maior. Como se verifica pela Figura 68 a válvula selecionada é a ICM 25-B, onde a velocidade do fluido no interior da mesma é de 4,86 m/s e a perda de carga de apenas 0,059 bar.

Selected	Type	NS	Kv [m³/h]	DP [bar]	DT_sat [K]	Velocity, in [m/s]	PS/MWP [bar]	Valve state	Result
☐	ICM 25-A33	25	2	2,339	2,9	4,86	52,00	Open	✓
☐	ICM 25-A	25	6	0,239	0,3	4,86	52,00	Open	✓
☒	ICM 25-B	25	12	0,059	0,1	4,86	52,00	Open	✓
☐	ICM 32-A	32	9	0,106	0,1	2,85	52,00	Open	✓
☐	ICM 32-B	32	17	0,030	0,0	2,85	52,00	Open	✓
☐	ICM 40-A	40	15	0,020	0,0	2,12	52,00	Open	✓

Performance curve	Performance details	Code number selection	Notes		
System diagram	Value	Unit	Inlet	Outlet	Difference
System details	Pressure (a)	bar	29,63	29,57	-0,059
	Temperature	°C K	12,5	12,4	-0,1
ICM 25-B	Bubble point temperature	°C	-6,0	-6,1	-0,1
	Dew point temperature	°C	-6,0	-6,1	-0,1
	Density	kg/m³	68,57	68,43	-0,1426
	Enthalpy	kJ/kg	459,8	459,8	0
	Quality	-	1,00	1,00	0,00
	Velocity	m/s	4,86	4,87	0,01
	Mass flow	kg/h	764,6	764,6	0

Additional:

Maximum opening pressure differential [bar] = 52,00

Max. working pressure (PS/MWP) gauge [bar] = 52,00

Maximum operating temperature [°C] = 120,0

Minimum operating temperature [°C] = -60,0

Opening degree [%] = 100,00

Choked = False

Valve state = Open

Nominal size inlet [mm] = 25,00

Nominal size inlet [inch] = 1,00

Inlet diameter [mm] = 28,50

Nominal size outlet [mm] = 25,00

Nominal size outlet [inch] = 1,00

Outlet diameter [mm] = 28,50

Available connections:

DIN-EN Butt weld. Size: 20 t=2,3 mm

DIN-EN Butt weld. Size: 25 t=2,6 mm

DIN-EN Butt weld. Size: 32 t=2,6 mm

DIN-EN Butt weld. Size: 40 t=2,6 mm

Figura 68 - Resultado obtido no software de seleção de válvulas solenoide na linha II utilizando o Coolselector2

Pelos detalhes do desempenho da válvula selecionada, observa-se novamente na Figura 68, que modelo ICM suporta pressões máximas de funcionamento de 52 bar, garantindo o funcionamento para a pressão máxima de evaporação existente no sistema. Consta-se ainda que a conexão mínima permitida é de 20 mm, como tal opta-se por essa dimensão no diâmetro de tubagem. Desta forma, na tubagem, as velocidades percorridas no seu interior serão ligeiramente e o seu custo de aquisição será inferior

3.4.8 Filtro

Os contaminantes presentes na instalação podem danificá-la e influenciar o seu bom funcionamento, tendo como origem má limpeza inicial da instalação, má qualidade do fluido de trabalho e óleo ou mesmo a decomposição do óleo. Deste modo, o filtro é usado para proteger o sistema de contaminantes e substâncias prejudiciais.

A seleção do filtro é feita atendendo ao fluido refrigerante a utilizar na instalação, a pressão e temperatura a ser suportada e o diâmetro da tubagem onde este será instalado.

A escolha recaiu sobre um BCY-P14 da *Carly*, que suporta CO₂ até 140 bar e à temperatura de 100°C, apesar desta temperatura não ser atingida na linha 3-4, onde está colocado o filtro. Nesta linha, o diâmetro de tubagem é de 15 mm e como tal a dimensão da conexão da válvula a selecionar terá de ter o mesmo valor

Na Figura 69 pode-se ver o processo de seleção do filtro através da consulta do catálogo do fabricante *Carly*, sendo que a BCY-P14 485 S/MMS é válvula selecionada dado a sua conexão de 5/8".

CARLY references	Connections	CARLY references	Connections	Dehydratable refrigerant capacity	Number of cores
	To solder ODF		To solder ODF	kg of refrigerant	
	inch		mm	R744 24 °C	
BCY-P14 485 S/MMS	5/8		16	34	1
BCY-P14 487 S/MMS	7/8		22	34	1
BCY-P14 489 S	1 1/8	BCY-P14 489 MMS	28	34	1
BCY-P14 4811 S/MMS	1 3/8		35	34	1
BCY-P14 4813 S	1 5/8	BCY-P14 4813 MMS	42	34	1
BCY-P14 967 S/MMS	7/8		22	68	2
BCY-P14 969 S	1 1/8	BCY-P14 969 MMS	28	68	2
BCY-P14 9611 S/MMS	1 3/8		35	68	2
BCY-P14 9613 S	1 5/8	BCY-P14 9613 MMS	42	68	2
BCY-P14 9617 S/MMS	2 1/8		54	68	2

Figura 69 - Dimensionamento do filtro por consulta no catálogo da *Carly*

3.4.9 Depósito separador líquido

O depósito separador líquido tem a função captar o vapor sobreaquecido proveniente do evaporador. Este vapor poderá na realidade, sobre certas condições, poderá chegar ao depósito em estado de vapor húmido. Aí existirá a formação de vapor e líquido saturado sendo que o líquido será armazenado no depósito. Este será também o reservatório do CO₂ nos momentos em que a instalação necessita de menos caudal de funcionamento.

É importante lembrar que o fluido de trabalho é uma mistura de CO₂ com óleo de lubrificação. Assim sendo, quando existe armazenamento de líquido, existe na verdade armazenamento de CO₂ e óleo. Contudo perante a presença do óleo, dado que este é mais denso que o dióxido de carbono, o depósito tem de possuir uma ligação de sangramento por gravidade, de maneira a evitar a sua retenção no sistema. Quando o lubrificante é de composição PAG, como é caso na bomba de calor de CO₂ em projeto, esta proteção é de maior importância dado a menor miscibilidade e solubilidade comparativamente ao óleo POE.

Quanto ao volume do depósito, geralmente nos catálogos técnicos dos fabricantes existe ábacos que permitem a seleção da sua capacidade em função da capacidade do evaporador. Na Figura 70 pode-se ver o processo de seleção do depósito através da consulta do catálogo do fabricante *ESK*, sendo que FA-22U-CDU é o depósito que cumpre com os requisitos, dado a capacidade superior a 30kW para temperatura de evaporação de -5°C e a sua conexão de 7/8".

Auslegung und technische Daten				Selection and technical data													
Flüssigkeitsabscheider	Lötanschluss innen	Inhalt	Kälteleistung Q ₀ [kW] bei -10°C Verflüssigungstemperatur			Kälteleistung Q ₀ [kW] bei 90 bar Hochdruck, 35°C Gaskühler-Austrittstemperatur, 10K Überhitzung								Ps1	Ps2		
Suction line accumulator	Solder conn. ODS	Volume	Ref. capacity Q ₀ [kW] at -10°C condensing temperature			Ref. capacity Q ₀ [kW] at 90 bar high pressure, 35°C gas cooler outlet temperature, 10 K superheat								Ps1	Ps2		
Typ			Verdampfungstemperatur [°C]			Evaporating temperature [°C]											
Type	mm	inch				10	5	0	-5	-10	-15	-20		bar	bar		
FA 2-12-CD	12	1/2	2,3	Opt.	10	9	7							45	30		
				Min.	5	4	4										
FA 2-16-CD	16	5/8	2,3	Opt.	20	17	14							45	30		
				Min.	10	9	7										
FA 2-18-CD	18	–	2,3	Opt.	26	22	19							45	30		
				Min.	13	11	9										
FA 2-22-CD	22	7/8	2,3	Opt.	41	35	29							45	30		
				Min.	21	17	14										
FA 2-28-CD	28	1.1/8	2,3	Opt.	64	55	45							45	30		
				Min.	32	27	23										
FA 2-35-CD	35	1.3/8	5,7	Opt.	106	89	74							45	30		
				Min.	53	44,5	37										
FA 12U-CDH	12	–*	0,8	Opt.	10	9	7	19,0	16,0	14,0	12,0	11,0	9,2	7,9	100	75	
				Min.	3	2,5	2,1	5,0	4,5	4,0	3,5	3,1	2,6	2,3			
FA 16U-CDH	16	5/8	2,0	Opt.	20	17	14	36,0	32,0	28,0	24,0	21,0	18,0	15,0	100	75	
				Min.	5,8	5	4,1	10,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0			
FA 22U-CDH	22	7/8	2,5	Opt.	41	35	29	74,0	65,0	57,0	50,0	43,0	37,0	32,0	100	75	
				Min.	12,1	10,2	8,4	21,0	19,0	16,0	14,0	12,0	11,0	9,0			

Figura 70 - Dimensionamento do depósito separador por consulta no catálogo da *ESK*

3.5 Requisitos mínimos de eficiência e contributo renovável da bomba de calor

As bombas de calor exclusivas para AQS ou para AQS e climatização necessitam de cumprir requisitos ao nível da eficiência e do referencial normativo em que foram ensaiadas, de acordo com a Figura 71.[78]

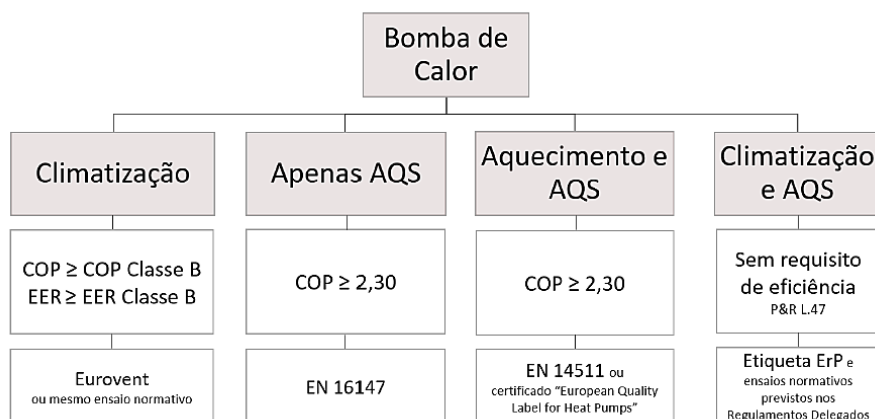


Figura 71 - Requisitos mínimos de eficiência de bombas de calor, AQS e aquecimento (adaptado [78])

O teste para certificação da bomba deve ser conduzido de acordo com a respetiva norma indica à finalidade do sistema, usando as condições da Tabela 26, conforme a sua fonte fria.

Tabela 26 – Condições de teste para o desempenho das bombas de calor CO₂ (adaptado [79])

Tipo de fonte fria	Temperatura			T _{ag,e}	T _{ag,s}
	media	frio	quente		
Ar (bolbo seco/ bolbo húmido)	7°C(6°C)	2°C(1°C)	14°C(13°C)	15°C	60°C

No modelo desenvolvido, para as condições de temperatura ambiente 7°C, temperatura de entrada de água 15°C e temperatura de saída de 60°C, é se obtido um COP de 3,34. Desta forma a bomba de calor CO₂ cumpre com os requisitos mínimos de eficiência

Outro fator a considerar, é avaliar se a bomba de calor a desenvolver cumpre com o requisito mínimo de SPF (Fator médio de desempenho sazonal estimado) para que a energia seja considerada renovável. De acordo com o Despacho n.º 15793-H/2013 o requisito mínimo de SFP relativo a bombas de calor elétricas corresponde a SPF > 2,5.

De acordo com as orientações anteriormente referidas, o SPF corresponde nesta situação ao COP da bomba de calor, sendo que, com um valor de 3,34 esta será elegível para contributo renovável de energia [80]

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

- 4.1 Conclusões
- 4.2 Propostas de trabalhos futuros

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 Conclusões

Os resultados dos estudos e conclusões apresentadas na literatura mostram as mais-valias da aplicabilidade de CO₂, em regime transcíticos, em bombas de calor AQS de fonte de ar.

Apesar das elevadas pressões acima do ponto crítico existentes nestes sistemas, na região supercrítica para uma determinada pressão existe uma determinada temperatura pseudo-crítica. Nesta, as propriedades de transferência de calor do CO₂ variam rapidamente, atingindo um valor máximo, favorecendo a libertação de calor no gas cooler. Além de mais, o fluido em estado supercrítico não sofre uma mudança de fase, como tal a temperatura do fluido decresce gradualmente à medida que a água é aquecida. Deste modo a diferença de temperatura entre o CO₂ e a água é quase inalterada enquanto há troca de calor, representando desta forma uma menor perda de calor irreversível e melhor desempenho.

Outra característica importante no ciclo transcítico CO₂, é facto de a temperatura de evaporação um menor efeito na libertação de calor, comparativamente a ciclos subcriticos. Indicando que bombas de calor com este ciclo, conseguem fornecer calor de forma mais estável perante as condições de variação de temperatura da fonte de calor. Esta característica faz as bombas de calor de fonte ar, ter um melhor desempenho face às variações ambientais anuais, portanto mais eficientes, comparativamente às bombas de calor convencionais. Aliado ao facto de instalações de fonte de ar serem mais convenientes, baixo custo e sem restrições geologias de condições de aplicação, comparado com as bombas de fonte solo e água.

Uma das características mais importante é a existência de uma pressão ótima de descarga para a libertação de calor, a qual permite obter o COP máximo na bomba de calor. Na região supercrítica, a pressão e temperatura são dois parâmetros independentes, como tal a pressão de libertação de calor pode ser ajustada para uma temperatura fixa à saída do *gas cooler*, de modo a maximizar a eficiência do ciclo.

A bomba de calor projetada, é um sistema de um único estágio de compressão realizado por um compressor alternativo, com um permutador interno de placas. A permuta com a fonte fria e a fonte quente, é realizada por evaporador de tubo alheado e um *gas cooler* de permutador de placas, respetivamente. É ainda composta por um sistema de controlo de baixa pressão, com uma válvula de expansão eletrónica e um separador líquido/gas de baixa pressão.

Adoção do permutador interno revelou-se, de acordo com estudos de bombas de calor em regime transcrito CO₂, como a melhor adição na melhoria da eficiência do sistema. Com a evolução da tecnologia CO₂, os permutadores de placas passaram a ser uma opção viável face as pressões de trabalho exigidas de sistema com este fluido de trabalho. O permutador de placas apresenta um valor de coeficiente global transferência de calor efetivo ligeiramente superior quando comparado com permutador de tubo concêntrico espiral tradicional. A maior diferença avaliada entre os dois permutadores verifica-se na muito maior perda de pressão observada no permutador espiral comparado com o de placas.

No caso do tipo de escoamentos a utilizar nos permutadores de placas, verificou-se que o perfil de temperaturas do contra-corrente se adequa ao perfil de temperaturas desejadas no *gas cooler*, favorecendo a temperatura de saída de água. De forma contrária o escoamento co-corrente é o que melhor se ao perfil de temperaturas desejadas no permutador interno, favorecendo o subarrefecimento e minimizando o sobreaquecimento.

Com vista a efetuar simulações de funcionamento do ciclo frigoríficos da bomba de calor CO₂, consoante as condições de operação requeridas, e também para obter os parâmetros necessários à seleção dos componentes da bomba de calor, optou-se por desenvolver um modelo de cálculo do ciclo transcrito de CO₂ para produção de AQS. Para desenvolvimento desse modelo recorreu-se à ferramenta Excel, uma vez que se trata de um software disponível em larga escala de forma gratuita e sobre a qual existe um melhor conhecimento na sua utilização. Além disso, ao efetuar o modelo de cálculo em Excel, dados as suas ferramentas e suplementos, existirá a possibilidade de efetuar outro tipo de análises, como por exemplo uma análise financeira.

A ferramenta de calculo da bomba de calor desenvolvida é valida para o modelo termodinâmico idêntico ao esquema de princípio adotado, ou seja, para bombas de calor CO₂ ar-água para produção de AQS, com um único estágio de compressão, promovido por um compressor de frequência fixa (50Hz), com permutador de calor interno para as condições de temperatura ambiente entre -15°C e 35°C, temperatura de entrada de água entre 10°C e 15°C, e de saída de água entre 55°C e 95°C

Conforme definido para o projeto em estudo, a bomba de calor teria de garantir 50kW no limite, para as condições de temperatura ambiente 5°C, temperatura de saída de água 90°C e entrada de água da rede de 15°C. A partir destes, verifica-se que um sobreaquecimento no evaporador de 4K e uma variação de entalpia de 20kJ/kg é a melhor relação entre COP e temperaturas de descargas acima do limite de 140°C.

Dos resultados da FCBC verificou-se uma variação de COP entre 3,29 até 4,45, para produção de água a 60 °C, com variação de temperatura ambiente entre 5 e 35 °C. Pelos resultados a bomba de calor também conseguirá produzir água quente até 90 °C sem problemas operacionais, com um COP de 2,5 para a temperatura ambiente de 5 °C. A pressão ótima do *gas cooler* deverá variar de 81,58 a 116,75 bar para temperaturas de fornecimento da água de 55 a 90 °C. Este incremento de temperatura implica uma redução do COP de 3,64 para 2,53 para a temperatura ambiente de 7 °C.

A FCBC e os seus resultados são validados por comparação de resultados experimentais obtidos por um protótipo de bomba de calor, para as mesmas condições de temperatura ambiente, temperatura de entrada e saída de água e dos resultados obtidos na seleção dos componentes, por parte dos softwares dos fabricantes com correta informação técnica processual. Comprova-se que a evolução do COP é similar, no entanto os valores de COP obtidos pela FCBC são ligeiramente superiores, com uma variação máxima inferior a 10% a partir dos 5°C de temperatura ambiente. Estas diferenças podem ser explicadas pelas suposições efetuadas no desenvolvimento do processo da FCBC, assim como dos componentes e controlo existentes do protótipo da bomba de calor.

É adotada uma estratégia de controlo ótimo, onde tanto o controlo da pressão como o sobreaquecimento do evaporador são considerados. A estratégia baseia-se no controlo pela variação da carga do fluido, onde o circuito é ajustado pela abertura da válvula de expansão alterando o balanço do caudal mássico e consequentemente a pressão ótima de descarga e o sobreaquecimento.

Prevê-se ainda que a bomba de calor cumprirá os requisitos mínimos de eficiência, dado o seu COP de 3,34 para as condições de operação de teste, de acordo com a normal 16137. De acordo com o Despacho n.º 15793-H/2013 a bomba será ainda elegível como equipamento de contributo renovável, uma vez que apresenta SFP superior a 2,5.

4.2 Propostas de trabalhos futuros

Com a finalidade de complementar e melhorar o projeto realizado e a ferramenta de cálculo da bomba de calor desenvolvida, sugere-se o desenvolvimento dos seguintes pontos:

- Aprofundar e complementar a análise de sensibilidade dos resultados obtidos a partir da FCBC desenvolvida;
- Desenvolver a ferramenta de cálculo, desde logo contabilizando as suposições efetuadas na sua modelação, tornado os resultados mais próximo dos esperados numa aplicação prática. Outro aspeto, será limitar os valores de entalpia na descarga do compressor, para temperaturas acima da temperatura limite de descarga.
- Avaliar a aplicabilidade de compressores de velocidade variável a nível energético e económico, assim como da possibilidade de construir modelos standard perante as diversas capacidades pretendidas;
- Avaliar e otimizar programas de controlo da bomba de calor, nomeadamente programa de arranque, programa de paragem, programa de descongelação e programa de controlo de pressão ótima de descarga;
- Identificar pontos das instalações a otimizar e estudar alternativas, para melhorar a eficiência, facilitar a montagem e reduzir o custo de operação, sem comprometer a fiabilidade de funcionamento das instalações;
- Avaliar e analisar o funcionamento de bombas de calor CO₂ de capacidade superior e inferior a 50kW.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia

- [1] M. Ritchie, Hannah; Roser, “Energy - Our World in Data,” *OurWorldInData.org*. 2020.
- [2] EIA, “Independent Statistics,” 2022.
- [3] British Petroleum, “Statistical Review of World Energy globally consistent data on world energy markets and authoritative publications in the field of energy,” *BP Energy Outlook 2021*, vol. 70, pp. 8–20, 2021, [Online]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2021-full-report.pdf>.
- [4] V. Smil, *Energy transitions: global and national perspectives*. ABC-CLIO, 2016.
- [5] V. Goldschmidt, “Heat Pumps: Basics, Types, and Performance Characteristics,” *Annu. Rev. Energy*, vol. 9, pp. 447–472, 2003, doi: 10.1146/annurev.eg.09.110184.002311.
- [6] G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, “Chapter 1 - Fundamentals,” in *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition)*, Fifth Edit., G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, Eds. Butterworth-Heinemann, 2016, pp. 1–18.
- [7] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: an Engineering Approach 8th Edition*. 2015.
- [8] J. Hogeling, S. Corgnati, A. Dziergwa, and I. Ceyhan, “The REHVA European HVAC Journal,” *Vol. 54, Issue 2*, vol. 58, no. 4, p. 76, 2021.
- [9] M. J. Molina and F. S. Rowland, “Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone,” *Nature*, vol. 249, no. 5460, pp. 810–812, 1974, doi: 10.1038/249810a0.
- [10] RACE, “Soluções de engenharia de valor acrescentado RACE.” <https://www.race.com.pt/pt>.
- [11] Ashrae Standard, “ASHRAE Handbook Fundamentals 2017,” *Ashrae*, vol. 16.4-16.27. 2017.
- [12] J. M. Calm, “The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no.

7. 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
- [13] M. Mohanraj, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan, "Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-A review," *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 3, no. 1. 2009, doi: 10.1016/j.ijggc.2008.07.003.
- [14] K. Arumuganainar and P. Suresh, "The consequently development of refrigerants Chronological assessment," *Int. J. Adv. Sci. Res. Eng.*, vol. 3, no. 8, pp. 30–40, 2017, doi: 10.7324/ijasre.2017.32493.
- [15] Benedick, "Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer," *Int. Negot.*, vol. 1, no. 2, pp. 231–246, 1996, doi: <https://doi.org/10.1163/15718069620847781>.
- [16] R. Ciconkov, "Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions," *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 441–448, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006>.
- [17] A. G. Devecioğlu and V. Oruç, "On the satisfaction of EU F-Gas regulation using R455A as an alternative to R404A in refrigeration systems," *Mater. Today Proc.*, no. xxxx, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.11.506.
- [18] União Europeia, "REGULAMENTO (UE) N° 517/2014 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.o 842/2006," *J. Of. da União Eur.*, vol. 2014, no. L150, pp. 195–230, 2014.
- [19] J. P. S. Rodrigues, "Projeto de Câmaras Frigoríficas com Hidrocarbonetos," 2017.
- [20] Instituto Português da Qualidade, "Norma Portuguesa NP EN 378-1:2008+A2 2013." IPQ, Caparica, 2013, [Online]. Available: <https://repositoriobiblioteca.isel.pt/index.php/np-en-378-12008a2-2013/>.
- [21] I. M. G. Almeida, C. R. F. Barbosa, and F. A. O. Fontes, "THERMODYNAMIC AND THERMOPHYSICAL ASSESSMENT OF HYDROCARBONS APPLICATION IN HOUSEHOLD REFRIGERATOR," *Rev. Eng. Térmica*, vol. 9, no. 1–2, 2010, doi: 10.5380/reterm.v9i1-2.61926.
- [22] M. R. R. de Almeida, "Desenvolvimento e implementação de instalações de refrigeração comercial com fluídos naturais," Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019.
- [23] Australian Institute of Refrigeration Air Conditioning and Heating, "Natural Refrigerants Case Studies," p. 26, 2007.
- [24] O. Bamigbetan, T. M. Eikevik, P. Neksa, and M. Bantle, "Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids," *Int. J. Refrig.*, vol. 80, pp. 197–211, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021.
- [25] ASHRAE, "2013 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)," *2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals*, vol. 2013, no. 38, 2013.
- [26] R. J. Dossat, *Refrigeration and Vapour Compression System*, no. 1. Englewood Cliffs, N.J: Prentice Hall, 1997.

- [27] L. F. A. A. Bento, "Projecto de entreposto frigorífico a R-744/R-717 para produtos congelados," 2011, Accessed: Jan. 17, 2022. [Online]. Available: <https://repositorio.ipl.pt/handle/10400.21/1145>.
- [28] M. Almeida and C. Casaca, "Comparative Study on Coolbox/Waterloop and Natural Refrigerants Solutions for Commercial Refrigeration," *KnE Eng.*, 2020, doi: 10.18502/keg.v5i6.7080.
- [29] S. Nielsen, S. W. Christensen, R. S. Thorsen, and B. Elmegaard, "Comparison of heat pump design and performance for modern refrigerants," *Refrig. Sci. Technol.*, vol. 2018-June, pp. 294–301, 2018, doi: 10.18462/iir.gl.2018.1149.
- [30] M. R. R. de Almeida, "Desenvolvimento e implementação de instalações de refrigeração comercial com fluídos naturais," Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019.
- [31] F. J. R. Rodrigues, "HFCs e soluções alternativas viáveis," Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2015.
- [32] L. M. de Paiva Souza, "Avaliação experimental de um sistema de refrigeração em cascata utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante," Dec. 2016, doi: 10.14393/ufu.te.2016.108.
- [33] Danfoss, "Food Retail CO2 Refrigeration Systems. Designing subcritical and transcritical CO2 systems and selecting suitable Danfoss components," p. 48, 2009, [Online]. Available: [http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCEPAR1A102_The Food Retail CO2 application handbook_DILA.pdf](http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCEPAR1A102_The_Food_Retail_CO2_application_handbook_DILA.pdf).
- [34] X. Zhang and H. Yamaguchi, *Transcritical CO2 Heat Pump: Fundamentals and Applications*. Wiley, 2021.
- [35] N. P. Vestergaard, "CO2 refrigerant for Industrial Refrigeration," *Danfoss Refrig. Air Cond. Div.*, p. 24, 2011.
- [36] G. da Silva Pereira, "Análise de sistemas de refrigeração a CO2 em supermercados," Jan. 2010, Accessed: Dec. 21, 2021. [Online]. Available: <https://repositorio.ufpe.br/handle/123456789/4959>.
- [37] T. A. Jacobson, J. S. Kler, M. T. Hernke, R. K. Braun, K. C. Meyer, and W. E. Funk, "Direct human health risks of increased atmospheric carbon dioxide," *Nat. Sustain.*, vol. 2, no. 8, 2019, doi: 10.1038/s41893-019-0323-1.
- [38] Y. Cengel, R. Turner, and R. Smith, "Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 54, no. 6, 2001, doi: 10.1115/1.1421126.
- [39] C. C. Laranjeiras, "190 Anos do Ciclo de Carnot," *e-Boletim da Física*, vol. 3, no. 7, pp. 1–5, 2016, doi: 10.26512/e-bfis.v3i7.9820.
- [40] C. Afonso, *Refrigeração*. Porto, 2013.
- [41] M. Silva, *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. 2005.
- [42] A. F. da Costa, "Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases

- de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo,” p. 74, 2018, [Online]. Available: <http://www.monografias.ufop.br/handle/35400000/1640>.
- [43] J. K. O. Wada, J. L. M. Rodríguez, J. Cabral, and T. L. R. Carvajal, “Analysis of energy efficiency of air conditioning systems for Industrial Processes .,” *Int. J. Bus. Manag. Invent.*, vol. 5, no. 5, p. 8, 2016.
- [44] A. Dubey, S. Kumar, and G. Agrawal, “Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744–R1270) cascade system for cooling and heating applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 774–783, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.05.105.
- [45] R. U. Rony, H. Yang, S. Krishnan, and J. Song, *Recent advances in transcritical CO₂ (R744) heat pump system: A review*, vol. 12, no. 3. 2019.
- [46] J. Stene, “Integrated Co₂ Heat Pump Systems for Space Heating and Hot Water Heating in Low-Energy Houses and Passive Houses,” *Int. Energy Agency*, vol. 85, pp. 1–14, 2007.
- [47] R. A. S. Marques, “Estudo e otimização de bombas de calor transcíticas usando CO₂,” 2015, Accessed: Jan. 05, 2022. [Online]. Available: <https://ria.ua.pt/handle/10773/14924>.
- [48] B. T. Austin and K. Sumathy, “Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 4013–4029, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.021.
- [49] S. Taira, H. Nakayama, and E. Kumakura, “The Development of Heat Pump Water Heaters Using CO₂ Refrigerant,” *2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Technol.*, no. September 2002, pp. 1–8, 2010.
- [50] Carel, “Tudo para as aplicações de retalho CO₂,” 2015.
- [51] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, and J. Catalán-Gil, “Évaluation expérimentale d’une installation frigorifique transcritique au CO₂ avec un sous-refroidissement mécanique dédié,” *Int. J. Refrig.*, vol. 69, pp. 361–368, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.
- [52] Emerson, “Commercial CO₂ Refrigeration Systems,” *Clim. Technol.*, p. 44, 2015.
- [53] M.-H. Kim, J. Pettersen, and C. Bullard, “Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, pp. 119–174, 2004.
- [54] P. Neksa, “CO₂ heat pump systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 4, 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00033-0.
- [55] G. Lorentzen, “Revival of carbon dioxide as a refrigerant,” *Int. J. Refrig.*, vol. 17, no. 5, pp. 292–301, 1994, doi: 10.1016/0140-7007(94)90059-0.
- [56] V. Duddumpudi, “Transcritical CO₂ Air Source Heat Pump for Average UK Domestic Housing with High Temperature Hydronic Heat Distribution System,” university of strathclyde, 2010.

- [57] S. Wang, H. Tuo, F. Cao, and Z. Xing, "Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature," *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 3, pp. 701–716, 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011.
- [58] Y. Ma, B. Zhang, Y. H. Hwang, X. Y. Peng, and Z. W. Xing, "Research and development of a semi-hermetic reciprocating compressor for transcritical CO₂ refrigeration cycle," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 225, no. 1, pp. 101–113, 2011, doi: 10.1177/09576509JPE1070.
- [59] J. Wang, M. Belusko, M. Liu, M. Evans, Alemu, and F. Bruno, "Preliminary Study on a Novel Transcritical Co₂ High-Temperature Heat Pump," *6th Int. Semin. ORC Power Syst.*, no. Lorentzen 1994, p. 134, 2021, [Online]. Available: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1633140/1633140.pdf>.
- [60] Bitzer, "Ficha Técnica Compressor Alternativo CO₂." .
- [61] F. S. Gmbh and C. Puhl, "Refrigeration Oils for Natural Refrigerants Refrigeration Oils for Natural Refrigerants Content," 2019.
- [62] Y. Changru, N. Takata, K. Thu, and T. Miyazaki, "How lubricant plays a role in the heat pump system," *Evergreen*, vol. 8, no. 1, pp. 198–203, 2021, doi: 10.5109/4372279.
- [63] B. R. Report, "Refrigerant report 20," 2020.
- [64] C. Dang, "Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Cooled with Different Types of Lubricating Oil," 2010.
- [65] J. F. Zhang, Y. Qin, and C. C. Wang, "Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 50, pp. 1383–1391, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.05.083.
- [66] N. Tanaka and S. Kotoh, "The current status of and future trends in heat pump technologies with natural refrigerants," *Mitsubishi Electr. Adv.*, vol. 120, pp. 2–5, 2007.
- [67] P. Murray, "PERFORMANCE ANALYSIS OF A TRANSCRITICAL , CO₂ HEAT PUMP WATER HEATER INCORPORATING A BRAZED-PLATE GAS-COOLER By," 2014.
- [68] A. Zendehboudi, Z. Ye, A. Hafner, T. Andresen, and G. Skaugen, "Heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 178, 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121641.
- [69] F. Cao, Z. Ye, and Y. Wang, "Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 168, no. July 2019, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114855.
- [70] B. Hu, Y. He, S. Wang, F. Cao, and Z. Xing, "Field Evaluation for Air-source Transcritical CO₂ Heat Pump Water Heater with Optimal Pressure Control," *Int. Refrig. Air Cond. Conf*, p. paper 1483, 2014.
- [71] S. Maddah and M. R. Safaei, "Determination of the optimal discharge pressure of the transcritical CO₂ heat pump cycles for heating and cooling performances

- based on new correlation," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 145, no. 3, pp. 1537–1546, 2021, doi: 10.1007/s10973-021-10723-4.
- [72] A. Okasha and N. Müller, "Simulation and Performance Correlation for Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle Simulation and Performance Correlation for Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle," *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, 2018, [Online]. Available: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc>.
- [73] G. Mitsopoulos, E. Syngounas, D. Tsimpoukis, E. Bellos, C. Tzivanidis, and S. Anagnostatos, "Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant," *Energy Convers. Manag.* X, vol. 1, no. February, p. 100006, 2019, doi: 10.1016/j.ecmx.2019.100006.
- [74] IPMA, "Boletim Anual 2021," pp. 1–14, 2021.
- [75] M. J. Benoliel, M. A. Cavaco, and S. Gancho, "Características físicas e químicas da água aduzida a Lisboa - influência na qualidade da água distribuída," *4º Congr. da Água*, p. 16, 1998.
- [76] Bitzer, "Operating instructions kb-130-8." .
- [77] Y. Cengel and A. Ghajar, "Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications," in *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*, 2010.
- [78] ADENE, "Guia SCE – Avaliação de Requisitos (RECS)," 2020.
- [79] E. K. Scheme, H. P. Rev, H. P. K. Editorial, C. B. Clarification, and C. E. N. Cenelec, "Heat Pump KEYMARK," 2021.
- [80] P&R - ADENE, "Sistema de Certificação Energética dos Edifícios (SCE) - Perguntas & Respostas," *Adene*, p. 91, 2019, [Online]. Available: https://www.sce.pt/wp-content/uploads/2019/11/Perguntas_e_respostas_SCE-V4.Out_.2019.pdf.
- [81] "APIRAC." <http://www.apirac.pt/ons.php>.

ANEXOS

- 6.1 Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor
- 6.2 Ferramenta de cálculo da bomba de calor

6 ANEXOS

6.1 Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor

Tabela 27 - Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor [80]

Documentos normativos produzidos e atualmente em vigor	
NP EN 14624:2012	Desempenho de detetores portáteis e fixos de fluidos frigorigéneos halogenados
NP EN 378-1+A2	Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 1: Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha.
NP EN 378-2+A2	Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 2: Projeto, construção, ensaios, marcação e documentação.
NP EN 378-3+A1	Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 3: Montagem no local e proteção de pessoas.
NP EN 378-4+A1	Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 4: Funcionamento, manutenção, reparações e recuperação de fluidos.
NP EN 1861	Diagramas esquemáticos de sistemas, tubagens e aparelhos. Configuração e símbolos.
NP EN 12263	Diapositivos interruptores de segurança para limitação da pressão. Requisitos e ensaios.
NP EN 12178	Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Dispositivos indicadores de nível de líquido. Requisitos, ensaios e marcação.

NP EN 12284	Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Válvulas. Requisitos, ensaios e marcação.
NP EN 14276-2	Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Equipamentos sob pressão para sistemas frigoríficos e bombas de calor. Parte 2: Tubagens. Requisitos gerais.
NP EN 14511-1	Aparelhos de ar condicionado, de arrefecimento de líquidos e bombas de calor, com compressor acionado por motor elétrico, para aquecimento e arrefecimento. Parte 1: Termos e definições.
NP EN 14511-2	Aparelhos de ar condicionado, de arrefecimento de líquidos e bombas de calor, com compressor acionado por motor elétrico, para aquecimento e arrefecimento. Parte 2: Condições de ensaio.
NP EN 14511-3	Aparelhos de ar condicionado, de arrefecimento de líquidos e bombas de calor, com compressor acionado por motor elétrico, para aquecimento e arrefecimento. Parte 3: Métodos de ensaio.
NP EN 14511-4	Aparelhos de ar condicionado, de arrefecimento de líquidos e bombas de calor, com compressor acionado por motor elétrico, para aquecimento e arrefecimento. Parte 4: Requisitos.

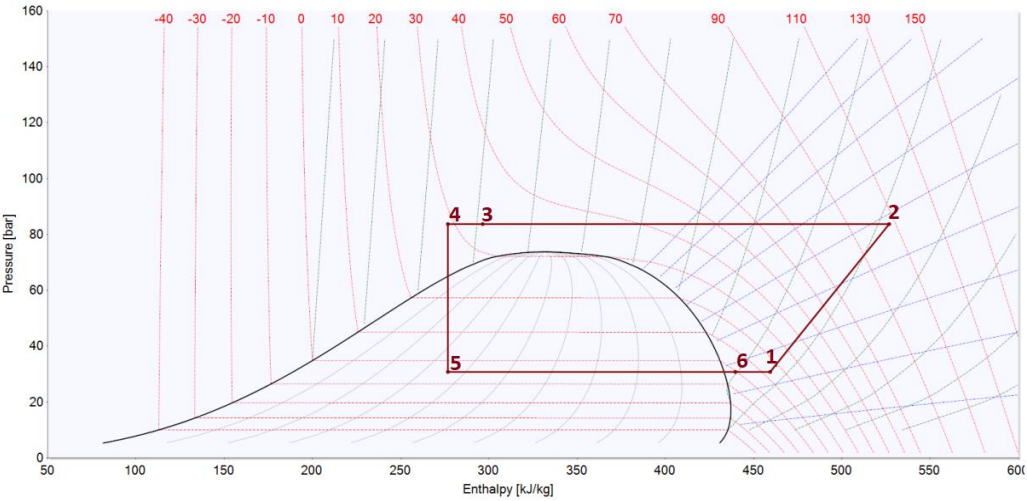
6.2 Ferramenta de cálculo da bomba de calor

Dados de entrada da Bomba de calor CO ₂						
Q _{gc} [kW]	50					
T _{ag,e} [°C]	10-15					
T _{ag,s} [°C]	55	60	70	80	90	
T _{amb} [°C]	-15	-5	5	15	25	35
ΔTev [K]	4					
Δh IHX [kJ/kg]	20					
Fornecedor	Bitzer					

Lista de símbolos	
T _{ag,e}	Temperatura de entrada da água
T _{ag,s}	Temperatura de saída da água
T _{amb}	Temperatura ambiente
P _{otm}	Pressão ótima de descarregar
T _{gc,s}	Temperatura de saída do <i>Gascooler</i>
Δt ev	Sobreaquecimento no evaporador
Δh IHX	Variação de entalpia no permutador interno
P _{eva}	Pressão de evaporação
T _{eva}	Temperatura de evaporação
ΔT IHX	Sobreaquecimento no permutador interno

P	Pressão no ponto
T	Temperatura no ponto
v	volume específico no ponto
s	entropia no ponto
h	entalpia no ponto
1	ponto 1
2	ponto 2
3	ponto 3
4	ponto 4
5	ponto 5
6	ponto 6

V _d	Volume deslocado
r	razão de compressão
η _{is}	rendimento isentropico
η _v	rendimento volumetrico
ṁ	caudal masscio
COP	coeficente de desempenho
Q _{gc}	Capacidade do <i>Gascooler</i>
W _c	Trabalho do compressor
Q _{ev}	Capacidade do evaporador



Ciclo transcrito

Ponto 2						
$P_{otm} P_2$					[bar]	
T_2					[kJ/kg.K]	
h_2					[kJ/kg]	
$T_{amb} [^{\circ}C]$	$T_{ag,s} [^{\circ}C]$					
	55	60	70	80	90	
-15	76,2	79,4	85,1	89,7	93,3	$P_{otm} P_2$
	132,6	137,5	Erro	Erro	Erro	T_2
	563,3	567,4	574,4	580,2	584,6	h_2
-5	76,6	80,7	88,3	95,2	101,5	$P_{otm} P_2$
	115,7	121,4	131,8	Erro	Erro	T_2
	542,4	547,0	555,4	562,9	569,3	h_2
5	78,4	83,1	92,2	100,9	109,3	$P_{otm} P_2$
	100,9	105,8	120,3	130,6	139,9	T_2
	522,2	525,2	538,3	546,5	554,1	h_2
15	81,6	86,7	96,8	106,8	116,8	$P_{otm} P_2$
	92,9	98,6	108,8	117,2	131,5	T_2
	508,8	512,6	519,4	524,3	538,4	h_2
25	86,1	91,5	102,2	113,0	123,8	$P_{otm} P_2$
	86,2	91,9	102,4	111,6	119,3	T_2
	495,0	498,9	505,9	511,7	516,1	h_2
35	92,1	97,5	108,4	119,3	130,3	$P_{otm} P_2$
	81,0	86,1	95,9	105,0	113,1	T_2
	481,0	483,9	490,4	496,3	501,5	h_2

Ponto 3						
$P_{otm} P_3$					[bar]	
$T_{gc} T_3$					[$^{\circ}C$]	
h_3					[kJ/kg]	
$T_{amb} [^{\circ}C]$	$T_{ag,s} [^{\circ}C]$					
	55	60	70	80	90	
-15	76,2	79,4	85,1	89,7	93,3	$P_{opt} P_3$
	30,1	31,3	33,5	35,3	36,6	$T_{gc,s} T_3$
	290,8	302,1	312,6	312,9	313,9	h_3
-5	76,6	80,7	88,3	95,2	101,5	$P_{opt} P_3$
	30,2	31,8	34,7	37,4	39,8	$T_{gc,s} T_3$
	292,4	304,3	313,7	313,7	310,6	h_3
5	78,4	83,1	92,2	100,9	109,3	$P_{opt} P_3$
	30,9	32,7	36,2	39,6	42,8	$T_{gc,s} T_3$
	298,7	309,8	313,7	310,3	317,9	h_3
15	81,6	86,7	96,8	106,8	116,8	$P_{opt} P_3$
	32,2	34,1	38,0	41,8	45,7	$T_{gc,s} T_3$
	306,7	313,6	312,9	316,4	323,1	h_3
25	86,1	91,5	102,2	113,0	123,8	$P_{opt} P_3$
	33,9	36,0	40,1	44,2	47,9	$T_{gc,s} T_3$
	313,4	313,5	311,1	320,8	324,6	h_3
35	92,1	97,5	108,4	119,3	130,3	$P_{opt} P_3$
	37,2	39,1	42,9	46,5	50,0	$T_{gc,s} T_3$
	319,9	316,4	319,9	323,2	325,8	h_3

Ponto 4						
$P_{otm} P_4$					[bar]	
T_4					[°C]	
h_4					[kJ/kg]	
$T_{amb} [°C]$	$T_{ag,s} [°C]$					
	55	60	70	80	90	
-15	76,2	79,4	85,1	89,7	93,3	$P_{otm} P_4$
	25,4	29,2	31,4	32,4	33,2	T_4
	270,8	282,1	292,6	292,9	293,9	h_4
-5	76,6	80,7	88,3	95,2	101,5	$P_{otm} P_4$
	25,9	30,1	32,1	33,7	34,8	T_4
	272,4	284,3	293,7	293,7	290,6	h_4
5	78,4	83,1	92,2	100,9	109,3	$P_{otm} P_4$
	28,0	30,8	33,0	34,7	38,5	T_4
	278,7	289,8	293,7	290,3	297,9	h_4
15	81,6	86,7	96,8	106,8	116,8	$P_{otm} P_4$
	30,3	31,7	34,0	37,4	41,1	T_4
	286,7	293,6	292,9	296,4	303,1	h_4
25	86,1	91,5	102,2	113,0	123,8	$P_{otm} P_4$
	31,6	32,8	35,1	40,1	42,7	T_4
	293,4	293,5	291,1	300,8	304,6	h_4
35	92,1	97,5	108,4	119,3	130,3	$P_{otm} P_4$
	34,0	34,9	38,8	41,6	44,2	T_4
	299,9	296,4	299,9	303,2	305,8	h_4

Ponto 5						
T_{amb} [°C]	-15	-5	5	15	25	35
T_5 T_{eva} [°C]	-20,0	-13,0	-6,0	1,0	8,0	15,0
P_5 P_{eva} [bar]	19,7	25,0	30,5	36,7	42,8	50,9
h_5						[kJ/kg]
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]					
	55	60	70	80	90	
-15	270,8	282,1	292,6	292,9	293,9	h_5
-5	272,4	284,3	293,7	293,7	290,6	h_5
5	278,7	289,8	293,7	290,3	297,9	h_5
15	286,7	293,6	292,9	296,4	303,1	h_5
25	293,4	293,5	291,1	300,8	304,6	h_5
35	299,9	296,4	299,9	303,2	305,8	h_5

Ponto 6						
$T_{amb} [°C]$	-15	-5	5	15	25	35
$T_6 [°C]$	-16,0	-9,0	-2,0	5,0	12,0	19,0
$P_6 P_{eva} [bar]$	19,7	25,0	30,5	36,7	42,8	50,9
h_6	441,8	441,2	439,7	436,9	432,6	426,3

Ponto 1						
$T_{amb} [°C]$	-15	-5	5	15	25	35
$P_1 P_{eva} [bar]$	19,7	25,0	30,5	36,7	42,8	50,9
$h_1 [kJ/kg]$	461,8	461,2	459,7	456,9	452,6	446,3
$T_1 [°C]$	1,2	6,9	12,5	18,0	23,2	28,2
$s_1 [kJ/kg.K]$	2,043	2,008	1,971	1,934	1,894	1,849
$\Delta T_{IHX} [K]$	17,2	15,9	14,5	13,0	11,2	9,2

Parâmetros do sistema

P_r η_{is} COP						
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]					
	55	60	70	80	90	
-15	3,9	4,0	4,3	4,6	4,7	r
	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	η_{is}
	2,68	2,51	2,32	2,26	2,20	COP
-5	3,1	3,2	3,5	3,8	4,1	r
	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	η_{is}
	3,08	2,83	2,56	2,45	2,39	COP
5	2,6	2,7	3,0	3,3	3,6	r
	0,7	0,8	0,7	0,7	0,7	η_{is}
	3,58	3,29	2,86	2,72	2,50	COP
15	2,2	2,4	2,6	2,9	3,2	r
	0,7	0,7	0,8	0,8	0,7	η_{is}
	3,90	3,57	3,31	3,09	2,64	COP
25	2,0	2,1	2,4	2,6	2,9	r
	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	η_{is}
	4,29	4,01	3,66	3,23	3,02	COP
35	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	r
	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	η_{is}
	4,63	4,45	3,87	3,46	3,18	COP

v_1 η_v $\dot{m}$						[m³/kg]
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]					[kg/s]
	55	60	70	80	90	
-15	0,0225	0,0225	0,0225	0,0225	0,0225	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
	0,135	0,133	0,130	0,129	0,127	
-5	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7	
	0,180	0,177	0,172	0,168	0,165	
5	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	
	0,236	0,232	0,224	0,218	0,212	
15	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	
	0,305	0,299	0,290	0,281	0,273	
25	0,0096	0,0096	0,0096	0,0096	0,0096	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	
	0,387	0,380	0,369	0,358	0,348	
35	0,0077	0,0077	0,0077	0,0077	0,0077	v_1 η_v $\dot{m}$
	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	
	0,495	0,488	0,475	0,462	0,450	

V_d (50 Hz) [m^3/h]	15
---------------------------	----

Q_{eva} [kW]						Q_{ev}
$\dot{W}_c$ [kW]						
Q_{gc} [kW]						
T_{amb} [°C]	$T_{ag,s}$ [°C]					
	55	60	70	80	90	
-15	23,0	21,2	19,4	19,2	18,8	Q_{ev}
	13,7	14,0	14,7	15,2	15,6	$\dot{W}_c$
	36,7	35,3	34,1	34,4	34,5	Q_{gc}
-5	30,4	27,8	25,4	24,8	24,8	Q_{ev}
	14,6	15,2	16,2	17,1	17,8	$\dot{W}_c$
	45,1	43,0	41,6	41,9	42,6	Q_{gc}
5	38,0	34,8	32,7	32,5	30,1	Q_{ev}
	14,8	15,2	17,6	18,9	20,0	$\dot{W}_c$
	52,8	50,0	50,4	51,5	50,1	Q_{gc}
15	45,8	42,9	41,7	39,5	36,6	Q_{ev}
	15,8	16,7	18,1	18,9	22,2	$\dot{W}_c$
	61,6	59,6	59,8	58,4	58,8	Q_{gc}
25	53,8	52,9	52,2	47,2	44,5	Q_{ev}
	16,4	17,6	19,6	21,2	22,1	$\dot{W}_c$
	70,2	70,5	71,8	68,4	66,6	Q_{gc}
35	62,5	63,4	60,0	56,9	54,2	Q_{ev}
	17,2	18,4	20,9	23,1	24,9	$\dot{W}_c$
	79,8	81,7	80,9	80,0	79,1	Q_{gc}

Q _{gc} [kW]		50				
Q _{eva}				[kW]		
Ẇ _c				[kW]		
ṁ				[Kg/s]		
T _{amb} [°C]	T _{ag,s} [°C]					
	55	60	70	80	90	
-15	31,4	30,1	28,5	27,8	27,3	Q _{ev}
	18,6	19,9	21,5	22,2	22,7	Ẇ _c
	0,184	0,188	0,191	0,187	0,185	ṁ
-5	33,8	32,3	30,5	29,6	29,1	Q _{ev}
	16,2	17,7	19,5	20,4	20,9	Ẇ _c
	0,200	0,206	0,207	0,201	0,193	ṁ
5	36,0	34,8	32,5	31,6	30,0	Q _{ev}
	14,0	15,2	17,5	18,4	20,0	Ẇ _c
	0,224	0,232	0,223	0,212	0,212	ṁ
15	37,2	36,0	34,9	33,8	31,1	Q _{ev}
	12,8	14,0	15,1	16,2	18,9	Ẇ _c
	0,247	0,251	0,242	0,241	0,232	ṁ
25	38,3	37,5	36,3	34,5	33,4	Q _{ev}
	11,7	12,5	13,7	15,5	16,6	Ẇ _c
	0,275	0,270	0,257	0,262	0,261	ṁ
35	39,2	38,8	37,1	35,5	34,3	Q _{ev}
	10,8	11,2	12,9	14,5	15,7	Ẇ _c
	0,310	0,299	0,293	0,289	0,285	ṁ