



# OTIMIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS DE CO<sub>2</sub> NO REGIME TRANSCRÍTICO

JOÃO PEDRO SOUSA TEIXEIRA

julho de 2021

# OTIMIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS DE CO<sub>2</sub> NO REGIME TRANSCRÍTICO

João Pedro Sousa Teixeira

1191215

**2020/2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# OTIMIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS DE CO<sub>2</sub> NO REGIME TRANSCRÍTICO

João Pedro Sousa Teixeira

1191215

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.

**2020/2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# JÚRI

## **Presidente**

Professor Doutor Leonardo Silva Ribeiro

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 Szabolcs Varga

Professor Auxiliar Convidado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



## AGRADECIMENTOS

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

À minha namorada, Beatriz Pinto, por todo o apoio, compreensão e motivação durante o período de desenvolvimento da presente dissertação.

À empresa onde laborei, RACE, pela oportunidade concebida de poder evoluir ao desenvolver a minha dissertação nas suas instalações. Com agradecimento a todos os colegas com quem colaborei diariamente.

Um especial agradecimento ao Engenheiro Vítor Nogueiro, orientador na empresa, pela partilha de conhecimentos e pelo contributo no desenvolvimento da presente dissertação.

À Engenheira Sandra Reis e ao Engenheiro Hugo Pinto, pelo apoio e contributo disponibilizado durante o desenvolvimento da presente dissertação.

À Professora Olga Castro, pelo apoio, atenção e orientação disponibilizada na execução da presente dissertação.

Um obrigado a todos os que tornaram esta dissertação possível.



## PALAVRAS CHAVE

Instalação frigorífica; Otimização; Dióxido de Carbono; Regime transcrito.

## RESUMO

O dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, como fluido frigorígeno, reúne todas condições impostas pela regulamentação para aplicações de refrigeração, no entanto, este fluido exige diversos cuidados na sua utilização, devido às elevadas pressões de operação.

Deste modo, o número de instalações frigoríficas com funcionamento a CO<sub>2</sub>, tem vindo a aumentar nos últimos anos, sendo que, em climas mediterrânicos como em Portugal, verifica-se, que o funcionamento mais eficiente ocorre no regime transcrito. A conceção e fabrico de centrais frigoríficas a operar com CO<sub>2</sub> têm vindo a ser desenvolvidas, com o objetivo de simplificar, aumentar a segurança e aumentar a eficiência energética.

Foi efetuado um estudo de otimização de quatro centrais frigoríficas existentes, aplicadas no setor de refrigeração comercial, que se focou na análise da viabilidade de substituição dos compressores e na melhoria do controlo de operação das mesmas. Tendo em consideração, dados reais de consumo elétrico anual dos compressores e os custos de investimento e de utilização. Assim, foi possível estimar o período de amortização do investimento e a respetiva economia anual, em função da temperatura de projeto e da temperatura média anual do local, sendo considerado constante o tempo de funcionamento dos compressores.

Verificou-se uma mais-valia na alteração para outro modelo de apenas dois compressores, em instalações com necessidades de refrigeração inferiores a 150 kW. Já para instalações frigoríficas com necessidades de refrigeração superiores a 150 kW, verificou-se como vantagem da substituição da totalidade dos compressores. Tendo sido estimados os tempos de amortização do investimento, que variam entre três e seis anos para a temperatura ambiente de projeto. No entanto, para uma temperatura ambiente média anual do local, os tempos de amortização foram, em média, superiores em três anos.

Relativamente à análise do controlo de operação das centrais frigoríficas, as alternativas estudadas resultaram em otimizações de construção, de seleção de componentes e de melhoria do design, permitindo obter uma redução do custo de 25%, em comparação com a solução atualmente utilizada nessas centrais frigoríficas.



**KEYWORDS**

*Refrigeration installation; Optimization; Carbon dioxide; Transcritical regime.*

**ABSTRACT**

*Carbon dioxide, CO<sub>2</sub>, as a refrigerant, meets all the conditions imposed by the refrigeration regulations, however it has several implications that should be taken into consideration, especially the high operating pressures.*

*Thus, the number of installations operating with CO<sub>2</sub> has been increasing in recent years and in Mediterranean climates, such as Portugal, it appears that the most efficient operation occurs in the transcritical regime. The design of refrigeration plants operating with CO<sub>2</sub> has been changing with the aim of simplifying, increasing the safety, and increasing the energy efficiency.*

*A study was carried out to optimize existing refrigeration plants for the commercial refrigeration sector. The focus was on analyzing the feasibility of changing the compressors and improving their operation control while taking into account actual data of annual electrical consumption of existing compressors, investment and operating costs. Therefore, it was possible to estimate the investment's payback period and the respective annual savings depending on the design temperature and the average annual temperature of the site.*

*There was an added value in the replacement of only two compressors, in installations with refrigeration capacities below 150 kW. For refrigeration installations above 150 kW, there was an advantage of replacing all the compressors. The investment payback times, between three and six years considering the design ambient temperature, were estimated. However, for local average annual ambient temperature, average payback times were, higher in three years.*

*Regarding the analysis of the operation control of the refrigeration plants, the studied alternatives resulted in construction optimizations in the selection of their components and in the improvement of their design, which led to a 25% cost reduction compared to the solution currently used in the refrigeration installations.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AP	Alta Pressão
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BP	Baixa Pressão
BT	Baixa Temperatura
CF1	Central Frigorífica 1
CF2	Central Frigorífica 2
CF3	Central Frigorífica 3
CF4	Central Frigorífica 4
CFC's	Clorofluocarbonetos
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
COP	Coeficiente de Performance
GWP	Global Warming Potencial
HCs	Hidrocarbonetos
HCFCs	Hidro-Clorofuocarbonetos
HFCs	Hidrofluorocarbonetos
LSPM	Line Start Permanente Magnet
M <sub>comp.</sub>	Modelo do compressor
MP	Média Pressão

MT	Média Temperatura
NH <sub>3</sub>	Amoníaco
ODP	Ozone depleting potential
RACE	Refrigeration & Air Conditioning Engineering;
UE	União Europeia

#### Lista de Unidades

°C	Grau centígrado
bar	Bar
Hz	Hertz
H	Hora
kg	Quilograma
kW	Quilowatt
kWh	Quilowatt hora
ppm	Partes por milhão
€	Euro

#### Lista de Símbolos

$C_E$	Preço unitário da eletricidade (€/kWh)
$Custo_{comp.}$	Custo de investimento nos compressores da série <i>ECOLINE</i> , instalados na central (€)
$Custo_{comp.}'$	Custo de investimento com a alteração dos compressores para a série <i>ECOLINE+</i> (€)
$h$	Entalpia específica (kJ/kg)

---

$P$	Pressão (bar)
$P_{comp.}$	Potência consumida por cada um dos compressores (kW)
$P_{comp.}'$	Potência consumida pelo compressor da série <i>ECOLINE+</i> (kW)
$\dot{Q}_E$	Potência Frigorífica (kW)
$s$	Entropia específica (kJ/(kg·K))
$T$	Temperatura (°C)
$T_{design}$	Temperatura ambiente de <i>design</i> (°C)
$T_{média}$	Temperatura ambiente média (°C)
$t$	Tempo de funcionamento anual do compressor (H/ano);
$t_a$	Tempo de amortização do investimento (ano)
$\dot{W}_{comp}$	Potência de compressão (kW)

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: LOGO DA EMPRESA COM CERTIFICADOS E SERVIÇOS DISPONIBILIZADOS [1].	34
FIGURA 2: SISTEMA TÍPICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR (ADAPTADO DE [5]).	38
FIGURA 3: ESQUEMA DE PRINCÍPIO E DIAGRAMA P-H DO CICLO DE CARNOT INVERTIDO (ADAPTADO DE [4]).	38
FIGURA 4: SISTEMA COMUM DE COMPRESSÃO DE VAPOR (ADAPTADO DE [4]).	39
FIGURA 5: A) DIAGRAMA P-H; B) DIAGRAMA T-S (ADAPTADO DE [4]).	39
FIGURA 6: COMPARAÇÃO ENTRE O DIAGRAMA P-H DE UM CICLO IDEAL E UM CICLO REAL [10].	41
FIGURA 7: EVOLUÇÃO DOS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS AO LONGO DOS ANOS (ADAPTADO DE [13]).	41
FIGURA 8: PERCENTAGEM DE HFCS QUE PODEM SER COLOCADOS NO MERCADO DE ACORDO COM O REGULAMENTO [20].	45
FIGURA 9: CLASSIFICAÇÃO, SEGUNDO A ASHRAE, DO NÍVEL DE TOXIDADE E INFLAMABILIDADE DE FLUIDO FRIGORIGÉNEO (ADAPTADO DE [31]).	46
FIGURA 10: COMPARAÇÃO DO PONTO TRIPLO E CRÍTICO DO R744 COM O R134A E R717(ADAPTADO DE [33]).	47
FIGURA 11: DIAGRAMA P-H DO CO <sub>2</sub> [33].	48
FIGURA 12: A)EXEMPLO DE UM SISTEMA SUBCRÍTICO; B) PROCESSO DE LIBERTAÇÃO DE CALOR PELO FLUIDO NO CONDENSADOR [40].	49
FIGURA 13: A)EXEMPLO DE UM SISTEMA TRANSCRÍTICO; B) PROCESSO DE LIBERTAÇÃO DE CALOR PELO FLUIDO NO GAS COOLER [40].	49
FIGURA 14: VARIAÇÃO DA PRESSÃO EM FUNÇÃO DE UMA TEMPERATURA FIXA DE SAÍDA DO GAS COOLER DE 35 °C (ADAPTADO DE [40]).	50
FIGURA 15: VARIAÇÃO DO COP E DA POTÊNCIA FRIGORÍFICA EM FUNÇÃO DO VALOR DE PRESSÃO (ADAPTADO DE [32]).	51
FIGURA 16: PREVISÃO DE AUMENTO DE INSTALAÇÃO DE SISTEMAS A CO <sub>2</sub> TRANSCRÍTICOS NA EUROPA ATÉ 2030, DE ACORDO COM UM CÉNARIO PESSIMISTA E OTIMISTA (ADAPTADO DE [50]).	52
FIGURA 17: SISTEMA EM CASCATA (ADAPTADO DE [4])	53
FIGURA 18: ESQUEMA DE PRINCÍPIO DE UM SISTEMA DE DUPLO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO A CO <sub>2</sub> NO REGIME TRANSCRÍTICO COM UTILIZAÇÃO DE VÁLVULA BY-PASS (ADAPTADO DE [52]).	54
FIGURA 19: DIAGRAMA P-H DE UM SISTEMA CO <sub>2</sub> TRANSCRÍTICO COM UTILIZAÇÃO DE VÁLVULA BY-PASS [52].	56

FIGURA 20: ESQUEMA DE PRINCÍPIO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE DUPLO ESTÁGIO A CO <sub>2</sub> NO REGIME TRANSCRÍTICO COM UTILIZAÇÃO DE COMPRESSOR EM PARALELO (ADAPTADO DE [52]).	57
FIGURA 21: DIAGRAMA P-H DE UM SISTEMA CO <sub>2</sub> TRANSCRÍTICO COM UTILIZAÇÃO DE COMPRESSOR EM PARALELO [52].	58
FIGURA 22: VARIAÇÃO DO COP DO SISTEMA DE ACORDO COM A TECNOLOGIA INSTALADA (ADAPTADO DE [56]).	58
FIGURA 23: ESQUEMA DE PRINCÍPIO SIMPLIFICADO DA CENTRAL DE REFRIGERAÇÃO (ADAPTADO DE [58]).	66
FIGURA 24: DIAGRAMA P-H REPRESENTATIVO DA CENTRAL (ADAPTADO DE [58]).	67
FIGURA 25: COMPARAÇÃO DO RENDIMENTO DOS DOIS MODELOS EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA CONSUMIDA (ADAPTADO DE [59]).	68
FIGURA 26: EXEMPLO DE UM <i>MANIFOLD</i>	71
FIGURA 27: SOLUÇÃO EXISTENTE NA CENTRAL FRIGORÍFICA.	72
FIGURA 28: CUSTO ACUMULADO ENTRE UTILIZAÇÃO DE COMPRESSORES <i>ECOLINE</i> E 1º COMPRESSOR <i>ECOLINE+</i> .	78
FIGURA 29: INTERVALO DE AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO, NO 1º ESTUDO, DA INSTALAÇÃO 1.	79
FIGURA 30: ANÁLISE DA VARIAÇÃO DO COP, EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE, NA INSTALAÇÃO COM O 1º ESTUDO	80
FIGURA 31: CUSTO ACUMULADO ENTRE UTILIZAÇÃO DE COMPRESSORES <i>ECOLINE</i> E TODOS OS COMPRESSORES <i>ECOLINE+</i> (2º ESTUDO).	82
FIGURA 32: INTERVALO DE AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO, NO 2º ESTUDO, DA INSTALAÇÃO 1.	83
FIGURA 33: ANÁLISE DA VARIAÇÃO DO COP, EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE, NA INSTALAÇÃO COM O 2º ESTUDO	84
FIGURA 34: INTERVALO PARA AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO PARA AS CENTRAIS EM ESTUDO.	90
FIGURA 35: ANÁLISE DA VARIAÇÃO DO COP DAS CENTRAIS NO 1º ESTUDO	91
FIGURA 36: INTERVALO PARA AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO PARA AS CENTRAIS EM ESTUDO	95
FIGURA 37: ANÁLISE DA VARIAÇÃO DO COP DAS CENTRAIS NO 2º ESTUDO	96
FIGURA 38: VARIAÇÃO DO PREÇO DO KWH PARA AMBOS OS ESTUDOS (APRESENTADA A TENDÊNCIA DA VARIAÇÃO).	98
FIGURA 39: INCLUSÃO DA 1ª ALTERNATIVA NA ESTRUTURA DA CENTRAL, OBTIDA COM O AUXÍLIO AO <i>SOFTWARE</i> INVENTOR.	101
FIGURA 40: INCLUSÃO DA 2ª ALTERNATIVA NA ESTRUTURA DA CENTRAL, OBTIDA COM O AUXÍLIO AO <i>SOFTWARE</i> INVENTOR.	102

---

FIGURA 41: INCLUSÃO DA 3ª ALTERNATIVA NA ESTRUTURA DA CENTRAL, OBTIDA COM O AUXÍLIO AO SOFTWARE INVENTOR. ....	104
FIGURA 42: ESQUEMATIZAÇÃO DA LIGAÇÃO DO MANÓMETRO AO DEPÓSITO DE LÍQUIDO.....	105
FIGURA 43: COMPARAÇÃO GRÁFICA DOS CUSTOS DAS TRÊS ALTERNATIVAS SEM <i>BACKUP</i> .....	106
FIGURA 44: COMPARAÇÃO GRÁFICA DOS CUSTOS DAS TRÊS ALTERNATIVAS COM <i>BACKUP</i> .....	107
FIGURA 45:COMPARAÇÃO GRÁFICA DA TERCEIRA ALTERNATIVA COM SOLUÇÃO INICIAL.....	108



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1: PROBLEMAS ASSOCIADOS AO AUMENTO DA CONCENTRAÇÃO DE CO <sub>2</sub> NUM ESPAÇO [33]. ...	46
TABELA 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	59
TABELA 3: COMPRESSORES INSTALADOS NA CENTRAL FRIGORÍFICA.....	66
TABELA 4: POTÊNCIA NOMINAL DOS COMPRESSORES E PREÇO DE AQUISIÇÃO.....	75
TABELA 5: TEMPO APROXIMADO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES. ....	76
TABELA 6: CONSUMO DE ENERGIA ANUAL POR CADA COMPRESSOR.....	76
TABELA 7: POTÊNCIA CONSUMIDA PELO COMPRESSORES E PREÇO DE AQUISIÇÃO.....	77
TABELA 8: CONSUMO DE ENERGIA ANUAL POR CADA COMPRESSOR.....	77
TABELA 9: COP DE <i>DESIGN</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 1 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE PARA O 1º ESTUDO.....	80
TABELA 10: POTÊNCIA CONSUMIDA PELOS COMPRESSORES E PREÇO DE AQUISIÇÃO (2º ESTUDO).....	81
TABELA 11: CONSUMO DE ELETRICIDADE ANUAL POR CADA COMPRESSOR (2º ESTUDO). ....	81
TABELA 12: COP DE <i>DESIGN</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 1 EM FUNÇÃO DO VALOR DA TEMPERATURA AMBIENTE PARA O 2º ESTUDO.....	83
TABELA 13: TEMPERATURAS CONSIDERADAS EM CADA CENTRAL FRIGORÍFICA EM ESTUDO.....	84
TABELA 14: MODELOS DOS COMPRESSORES UTILIZADOS EM CADA UMA DAS CENTRAIS. ....	85
TABELA 15: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA COMPRESSOR DA CENTRAL FRIGORÍFICA 2. ....	85
TABELA 16: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA COMPRESSOR DA CENTRAL FRIGORÍFICA 3. ....	86
TABELA 17: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA COMPRESSOR DA CENTRAL FRIGORÍFICA 4. ....	86
TABELA 18: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 2. ....	87
TABELA 19: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 3. ....	88
TABELA 20: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 4. ....	88
TABELA 21: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS AO ALTERAR-SE OS DOIS COMPRESSORES EM RELAÇÃO À SOLUÇÃO EXISTENTE NA CENTRAL. ....	89

TABELA 22: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 2....	92
TABELA 23: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA CENTRAL FRIGORÍFICA 3....	93
TABELA 24: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA ELÉTRICA ANUAL DE CADA COMPRESSOR NA CF4 (2º ESTUDO).....	93
TABELA 25: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM O 2º ESTUDO EM RELAÇÃO À SOLUÇÃO EXISTENTE NA CENTRAL.....	94
TABELA 26: VARIAÇÃO EM 30% DO CUSTO DA ELETRICIDADE NO ESTUDO DA ALTERAÇÃO APENAS DO 1º COMPRESSOR.....	97
TABELA 27: VARIAÇÃO EM 30% DO CUSTO DA ELETRICIDADE NO ESTUDO DA ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES.....	97
TABELA 28: TIPO DE ROSCA DAS SONDAS DE PRESSÃO EM FUNÇÃO DO FORNECEDOR.....	100
TABELA 29: CUSTO DA 1ª ALTERNATIVA EM FUNÇÃO DO FORNECEDOR DAS SONDAS DE PRESSÃO. ....	102
TABELA 30: CUSTO DA 2ª ALTERNATIVA EM FUNÇÃO DO FORNECEDOR DAS SONDAS DE PRESSÃO. ....	103
TABELA 31: CUSTO DA 3ª ALTERNATIVA EM FUNÇÃO DO FORNECEDOR DAS SONDAS DE PRESSÃO. ....	105
TABELA 32: COMPARAÇÃO DOS CUSTOS, EM EUROS, DAS TRÊS ALTERNATIVAS <i>SEM BACKUP</i> . ....	106
TABELA 33: COMPARAÇÃO DOS CUSTOS, EM EUROS, DAS TRÊS ALTERNATIVAS <i>COM BACKUP</i> .....	107
TABELA 34: EXCERTO DAS RESTRIÇÕES IMPOSTAS NO REGULAMENTO DO F-GAS PARA OS PRÓXIMOS ANOS [22].....	123
TABELA 35: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 1 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	125
TABELA 36: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 2 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	125
TABELA 37: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 3 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	126
TABELA 38: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 4 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	126
TABELA 39: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 1 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	127
TABELA 40: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 2 (T <sub>MÉDIA</sub> ). ....	127

---

TABELA 41: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 3 ( $T_{MÉDIA}$ ).	128
TABELA 42: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DO 1º COMPRESSOR PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 4 ( $T_{MÉDIA}$ ).	128
TABELA 43: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS AO ALTERAR-SE OS DOIS COMPRESSORES EM RELAÇÃO À SOLUÇÃO EXISTENTE NA INSTALAÇÃO ( $T_{MÉDIA}$ ).	129
TABELA 44: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 1 ( $T_{MÉDIA}$ ).	129
TABELA 45: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 2 ( $T_{MÉDIA}$ ).	130
TABELA 46: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 3 ( $T_{MÉDIA}$ ).	130
TABELA 47: TEMPO, CONSUMO E CUSTO DE FUNCIONAMENTO ANUAL DE CADA UM DOS COMPRESSORES COM ALTERAÇÃO DE TODOS OS COMPRESSORES PARA <i>ECOLINE+</i> DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA 4 ( $T_{MÉDIA}$ ).	131
TABELA 48: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS AO ALTERAR-SE TODOS OS COMPRESSORES EM RELAÇÃO À SOLUÇÃO EXISTENTE NA INSTALAÇÃO ( $T_{MÉDIA}$ ).	131



# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	31
1.1	Enquadramento .....	31
1.2	Objetivos .....	31
1.3	Metodologia .....	32
1.4	Estrutura .....	32
1.5	RACE .....	33
1.5.1	História .....	33
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E ESTADO DA ARTE .....	37
2.1	Refrigeração .....	37
2.1.1	Sistemas de refrigeração .....	37
2.1.1.1	Sistemas de compressão de vapor .....	37
2.1.1.1.1	Ciclo de Carnot Invertido .....	38
2.1.1.1.2	Ciclo ideal de compressão de vapor .....	39
2.1.1.1.3	Ciclo real de compressão de vapor .....	40
2.2	Fluidos frigorigéneos .....	41
2.2.1	História .....	42
2.2.2	Índice potencial de destruição da camada de Ozono (ODP) .....	43
2.2.3	Índice potencial de efeito de estufa (PAG) .....	43
2.2.4	Regulamento dos gases fluorados .....	44
2.3	Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> ) como fluido frigorigéneo .....	45
2.3.1	Características - CO <sub>2</sub> .....	45
2.3.2	Sistemas subcríticos .....	49
2.3.3	Sistemas transcíticos .....	49

---

2.3.4	Principais sistemas de refrigeração a operarem com CO <sub>2</sub> .....	52
2.3.4.1	Sistemas de refrigeração em cascata.....	52
2.3.4.2	Sistemas de refrigeração de duplo estágio.....	54
2.3.4.2.1	Sistemas de compressão de duplo estágio .....	54
2.3.4.2.2	Sistema de compressão duplo estágio com compressor paralelo .....	57
2.4	Estado da arte .....	59
3	METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO DA CENTRAL TRANSCRÍTICA.....	65
3.1	Apresentação da central frigorífica de referência .....	65
3.2	Otimização do funcionamento da central frigorífica .....	67
3.2.1	Estudo da viabilidade de implementação de compressores ECOLINE+ .....	68
3.2.2	Monitorização de operação em instalações frigoríficas.....	70
3.2.2.1	Descrição do método atual da central frigorífica .....	71
4	RESULTADOS .....	75
4.1	Resultados da implementação de compressores <i>ECOLINE+</i> .....	75
4.1.1	Estudo sobre a central frigorífica 1 .....	75
4.1.1.1	1º estudo - Alteração apenas de dois compressores.....	76
4.1.1.2	2º estudo - Alteração de todos os compressores .....	81
4.1.2	Estudo de implementação em outras centrais.....	84
4.1.2.1	1º estudo - Alteração apenas de dois compressores.....	87
4.1.2.2	2º estudo - Alteração de todos os compressores .....	92
4.1.3	Análise da variação do custo da eletricidade sobre o período de amortização .....	96
4.1.4	Ferramenta para análise de sustentabilidade de uma central .....	98
4.2	Análise das alternativas sobre a monitorização de operação.....	99
4.2.1	Apresentação de alternativas.....	99
4.2.1.1	1ª alternativa - <i>Manifolds</i> do fornecedor 4 .....	101
4.2.1.2	2ª alternativa - <i>Manifolds</i> do fornecedor 5 .....	102
4.2.1.3	3ª alternativa - Painel de instrumentação .....	103

---

4.2.1.4	Comparação de resultados .....	106
5	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....	111
5.1	CONCLUSÕES.....	111
5.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	113
6	REFERÊNCIAS E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO .....	117
	ANEXO 1 - RESTRIÇÕES – REGULAMENTO F-GAS .....	123
	ANEXO 2 - RESULTADOS OBTIDO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE MÉDIA	125



# INTRODUÇÃO

- 1.1 Enquadramento
- 1.2 Objetivos
- 1.3 Metodologia
- 1.4 Estrutura
- 1.5 RACE



# 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). A dissertação resulta de um estágio curricular realizado no departamento de engenharia da empresa RACE, que opera no setor AVAC&R (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração).

O tema desta dissertação baseia-se na otimização do funcionamento de uma central frigorífica, no regime transcrito, desenvolvida pela empresa, que opera com o fluido frigorígeno R744, Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>).

## 1.1 Enquadramento

Desde os primórdios da refrigeração eram utilizados fluidos naturais como fluido frigorígeno, porém, com a evolução da ciência, foram desenvolvidos fluidos sintéticos com menos restrições para a sua utilização. Com o passar dos anos, com a descoberta dos efeitos prejudiciais que estes tinham sobre o ambiente, nomeadamente: destruição da camada do Ozono e aumento do efeito de estufa, foi necessário encontrar alternativas sustentáveis, ou seja, com menor impacto sobre o ambiente. Assim, os fluidos naturais voltaram a ter importância acrescida entre os fluidos frigorígenos, devido a estes satisfazerem as restrições impostas pela regulamentação. Entre eles, o CO<sub>2</sub>, apesar dos diversos cuidados necessários na sua utilização, reúne condições atrativas para a sua aplicação.

Deste modo, o número de instalações frigoríficas com funcionamento a CO<sub>2</sub> tem vindo a aumentar ao longo dos últimos anos, sendo necessária investigação para otimizar o funcionamento das instalações. Assim, com o objetivo de simplificar e aumentar a segurança de funcionamento é importante o desenvolvimento sobre a conceção e fabrico destas instalações.

## 1.2 Objetivos

O principal objetivo desta dissertação foi a análise das condições funcionamento de instalações frigoríficas existentes, que operam com CO<sub>2</sub> no regime transcrito, de modo a identificar medidas de melhoria de eficiência energética e económicas, que tenham impacto na sustentabilidade do setor da refrigeração comercial.

Foram identificados os pontos das instalações em estudo a otimizar e estudadas alternativas, para melhorar a eficiência, facilitar a montagem e reduzir o custo de operação, sem comprometer a fiabilidade de funcionamento das instalações. Sendo desenvolvia uma ferramenta, em Excel, para analisar a sustentabilidade das alterações sugeridas. Identificadas as mais-valias das alterações sugeridas em comparação com a solução inicial, analisando os períodos de amortização em alternativas com custos superiores, com a demonstração da viabilidade de implementação.

### 1.3 Metodologia

A elaboração da presente dissertação seguiu a metodologia descrita:

- Estudo sobre o setor da refrigeração;
- Análise dos diversos sistemas de refrigeração existentes;
- Caracterização do CO<sub>2</sub> como fluido frigorigéneo;
- Análise do funcionamento e componentes de sistemas a operar com CO<sub>2</sub>;
- Seleção de quatro centrais frigoríficas existentes, com diferentes necessidades, instaladas em locais distintos;
- Simulação das centrais frigoríficas no *software* de dimensionamento da BITZER;
- Identificação de medidas de melhoria;
- Desenvolvimento de uma ferramenta para análise da sustentabilidade da alteração dos compressores;
- Análise energética e económica da alteração dos compressores;
- Identificação da otimização económica e construtiva sobre o controlo de operação nas centrais.

### 1.4 Estrutura

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

No primeiro capítulo é apresentado o enquadramento do projeto em execução, os objetivos a desenvolver, uma estrutura que segmenta a organização da dissertação e, por último, a apresentação da empresa que acolheu o estágio para a realização da presente dissertação.

Ao longo do segundo capítulo são expostos os conceitos teóricos necessários para entender o caso em estudo. Inicialmente é feita uma abordagem teórica à refrigeração, prosseguindo para uma abordagem sobre os fluidos frigorigéneos e, por último, abordam-se os sistemas de refrigeração com utilização do CO<sub>2</sub> como fluido frigorigéneo.

No terceiro capítulo são apresentados todos os procedimentos realizados, com vista à otimização económica e energética, contabilizando a economia proporcionada pelas alternativas propostas e as alterações necessárias para garantir a viabilidade da sua implementação.

Por fim, no último capítulo são apresentadas as conclusões obtidas na realização da presente dissertação e, também, algumas das dificuldades encontradas ao longo do desenvolvimento da mesma.

## 1.5 RACE

O nome da empresa é um acrónimo que representa as principais áreas de atividade da empresa, nomeadamente *Refrigeration & Air Conditioning Engineering*. A sua atividade recai sobre cinco áreas: refrigeração, AVAC, *Building Efficiency*, *Manufacturing* e pós-venda, como é possível verificar na Figura 1 [1].

### 1.5.1 História

Em 1985 inicia o legado desta empresa com a criação da Selfrio S.A. com a missão de prestar serviços de assistência técnica, conceção, fabrico e construção de instalações de refrigeração.

Com a evolução dos serviços e com vista no crescimento, em 1992, foi criada a Sistavac S.A, com o intuito de introduzir a área de AVAC. Pretendeu-se com esta mudança a conceção/construção de instalações de climatização, hidráulicas e gestão técnica centralizada.

Aumentando o número de obras realizadas, em 1996, foi criada a SMP S.A., na área da manutenção, com o objetivo de prestar serviços de manutenção geral em diversos setores do mercado. Em 1998, ocorreu a primeira internacionalização do grupo, sendo realizadas as primeiras obras fora do país, nomeadamente no Brasil e em Espanha.

Após alguns anos de funcionamento das três empresas, de forma separada, em 2011, fundem-se todas numa única empresa, a SISTAVAC S.A.

Com o percurso e experiência adquirida ao longo dos anos, em 2014, deu-se a reformulação do modelo de negócio, reforçando a aposta nas áreas *core* da empresa: Refrigeração, AVAC e *Building Efficiency*.

Em 2017, a designação foi alterada para RACE, uma empresa que visa ser referência no que respeita à refrigeração e ar condicionado. Para tal, dispõe uma diversificada gama de produtos, realizando desde o projeto à instalação e manutenção no serviço pós-venda [1].



Figura 1: Logo da empresa com certificados e serviços disponibilizados [1].

# FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E ESTADO DA ARTE

- 2.1 Refrigeração
- 2.2 Fluidos frigorigéneos
- 2.3 Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido frigorigéneo
- 2.4 Estado da arte



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E ESTADO DA ARTE

De forma introdutória e de modo a enquadrar o tema, foi realizado este capítulo para expor de forma detalhada os conceitos essenciais que serão abordados, e concluindo com um resumo sobre o estado da arte da refrigeração.

### 2.1 Refrigeração

A refrigeração é a ação de remover calor de um espaço ou corpo, com o objetivo de diminuir a sua temperatura. A remoção de calor de um determinado espaço ou corpo é realizada por meio de um sistema de refrigeração, que fornece uma superfície próxima do espaço ou corpo que é refrigerado. Dado que o calor flui de uma temperatura mais elevada para uma temperatura mais baixa, a superfície fria fornecida pelo sistema de refrigeração deve ser menor do que a temperatura do espaço ou corpo, a refrigerar [2]. A refrigeração tem inúmeras aplicações práticas, as mais comuns no setor doméstico, comercial e industrial. A indústria alimentar é um dos setores na qual a refrigeração tem maior impacto, pois sem ela não seria possível o armazenamento e conservação dos alimentos [3].

Neste capítulo serão abordados os sistemas de refrigeração e os seus principais componentes, com foco nos sistemas de compressão de vapor.

#### 2.1.1 Sistemas de refrigeração

Um sistema de refrigeração é composto por vários componentes autónomos, conectados entre si, através de tubagens onde circula um fluido frigorífero, e que através do funcionamento em ciclos frigoríficos, tornam possível a obtenção de uma superfície fria que recebe calor do espaço ou corpo a ser refrigerado. Existem distintos sistemas de refrigeração, tais como os baseados em ciclos de compressão de vapor e os que são baseados em sistemas de absorção, sendo que, os referidos primeiramente são os mais utilizados [4].

##### 2.1.1.1 Sistemas de compressão de vapor

Os sistemas de compressão de vapor são normalmente compostos por quatro componentes principais (ver Figura 2): um evaporador, um compressor, um condensador e um dispositivo de expansão.

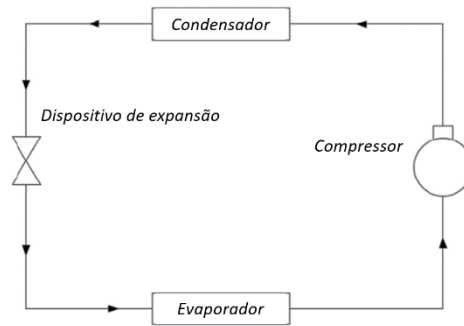


Figura 2: Sistema típico de compressão de vapor (adaptado de [5]).

### 2.1.1.1.1 Ciclo de Carnot Invertido

O ciclo de Carnot invertido é um ciclo totalmente reversível, no qual ocorrem dois processos isotérmicos e dois isentrópicos, como apresentado na Figura 3. Este ciclo apresenta o rendimento máximo, dependendo apenas das temperaturas da fonte quente e da fonte fria[6].

Na Figura 3 representa-se o funcionamento do ciclo de Carnot invertido num diagrama T-s (temperatura em função da entropia), podendo observar-se que do ponto 2 para o ponto 3, com a passagem do fluido frigorigéneo pelo compressor é atingido o estado de vapor saturado, devido ao aumento da pressão (consequente do aumento da temperatura causado pela existência de uma compressão isentrópica do fluido frigorigéneo). Após o ponto 3, e até ao ponto 4, ocorre uma rejeição de calor isotérmica pelo sistema. Esta acontece através do condensador, no qual ocorre a mudança de estado de vapor saturado para líquido saturado. A partir do ponto 4, ocorre uma expansão isentrópica através da turbina. Esta acontece até ao ponto 1, sendo que a partir deste existe a passagem pelo evaporador, onde o fluido frigorigéneo absorve calor isotermicamente de uma fonte com temperatura superior [4].

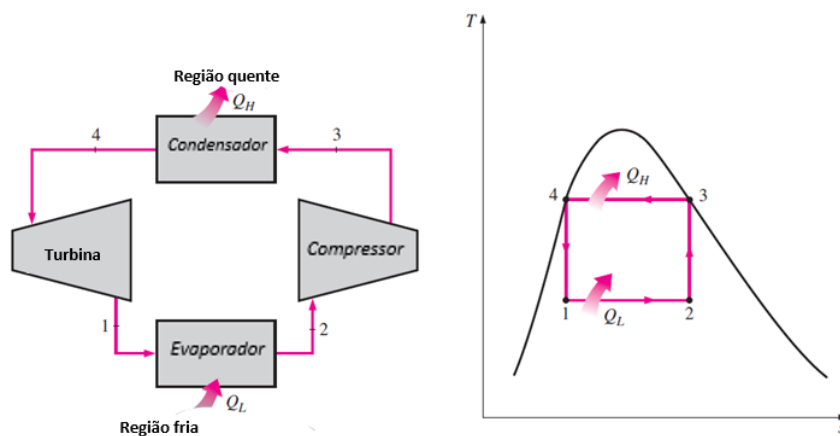


Figura 3: Esquema de princípio e diagrama P-h do Ciclo de Carnot invertido (adaptado de [4]).

### 2.1.1.1.2 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, ilustrado na Figura 4.

A principal diferença deste ciclo relativamente ao ciclo de Carnot invertido é o facto de ocorrer a vaporização completa do fluido frigorigéneo na passagem pelo evaporador, o que permite a ausência de líquido à entrada do compressor, visto que este chega no estado de vapor saturado. Considera-se este facto uma vantagem uma vez que proporciona um melhor funcionamento e maior durabilidade do compressor. Outra alteração perante o sistema ideal é a substituição da turbina por um dispositivo de expansão, normalmente uma válvula de expansão ou tubo capilar [4].

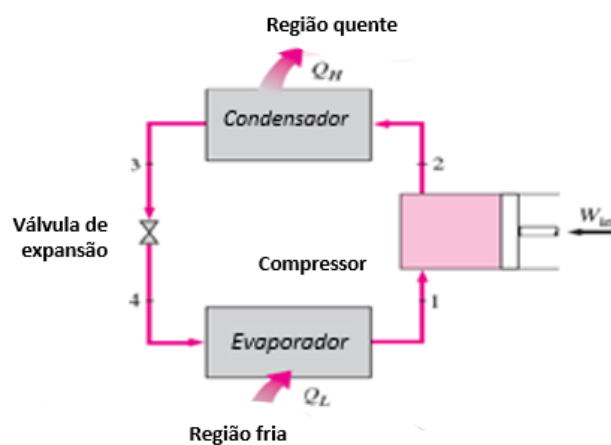


Figura 4: Sistema comum de compressão de vapor (adaptado de [4]).

De forma a compreender melhor o funcionamento do ciclo ideal de compressão de vapor, representa-se o mesmo no diagrama P-h (pressão em função da entalpia) e no diagrama T-s, ambos explícitos na Figura 5.

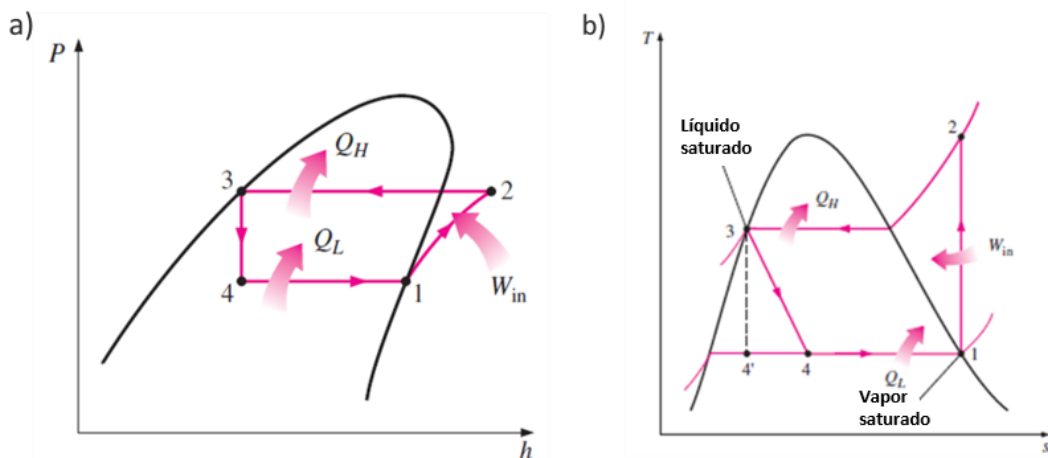


Figura 5: a) Diagrama P-h; b) Diagrama T-s (adaptado de [4]).

Na Figura 5, pode observar-se os vários processos que ocorrem ao longo do ciclo ideal. De uma forma pormenorizada o funcionamento do ciclo ideal de compressão de vapor, é composto por quatro transformações no fluido frigorífero ao longo do ciclo, nomeadamente duas transformações isobáricas, de 2-3 e 4-1, uma transformação isentálpica de 3-4 e uma transformação isentrópica de 1-2 [7].

No ponto 1, onde o fluido frigorífero encontra-se no estado de vapor saturado e entra no compressor, onde é submetido a uma compressão isentrópica até ao ponto 2, originando um aumento da pressão e da temperatura, levando a que o fluido atinja o estado de vapor sobreaquecido.

Entre o ponto 2 e o ponto 3 ocorre a passagem pelo condensador, na qual existe uma dissipação de calor isobárica, originando uma mudança de estado para líquido saturado. A partir do ponto 3, até ao ponto 4, existe uma transformação isentálpica com a passagem pelo dispositivo de expansão, nomeadamente pela válvula de expansão, ocorrendo uma diminuição da pressão e temperatura do fluido. Do ponto 4 para o ponto 1, com a passagem pelo evaporador a pressão e temperatura constantes, existe uma absorção de calor pelo fluido frigorífero atingindo o estado de vapor saturado [4].

#### 2.1.1.1.3 Ciclo real de compressão de vapor

Os ciclos reais de compressão de vapor comparativamente com os ciclos ideais apresentam algumas diferenças, identificadas na Figura 6, nomeadamente:

- A existência de uma queda de pressão do fluido na passagem pelo condensador e pelo evaporador. Isto ocorre devido às perdas de carga existente nas tubagens onde circula o fluido frigorífero, concretamente, nas serpentinas destes permutadores de calor;
- A ocorrência de um subarrefecimento do fluido frigorífero à saída do condensador, para se garantir que todo o fluido está no estado líquido no momento da entrada para a válvula de expansão;
- A existência de um sobreaquecimento do fluido frigorífero à saída do evaporador, com o objetivo de garantir que o fluido encontra-se todo no estado de vapor [8];
- Nos ciclos ideais, ao contrário dos sistemas reais, as tubagens que conectam os vários componentes do sistema são consideradas bem isoladas, desprezando desta forma a transferência de calor existente com o meio envolvente [9].

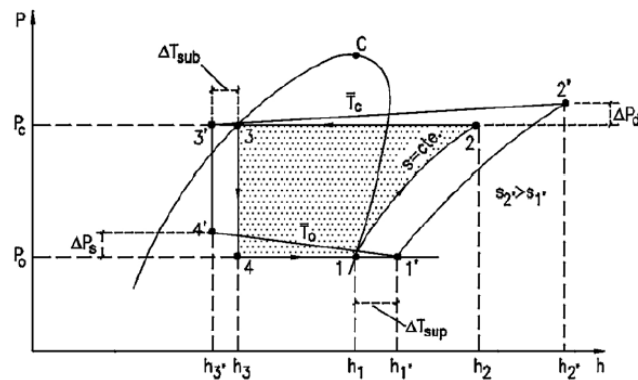


Figura 6: Comparação entre o diagrama P-h de um ciclo ideal e um ciclo real [10].

## 2.2 Fluidos frigoríficos

Os fluidos frigoríficos são utilizados como fluido de trabalho nos sistemas de refrigeração permitindo trocas de calor entre corpos e espaços, absorvendo o calor na fonte fria e libertando na fonte quente [11].

A utilização destes fluidos exige numerosos cuidados, como a análise da toxicidade, inflamabilidade, potencial de destruição da camada do ozono e contribuição para o efeito de estufa. Estes são alguns aspetos a ter em conta quando da seleção do fluido frigorífico para uma determinada aplicação de refrigeração, existindo outras características relevantes como as propriedades termodinâmicas, pressões de funcionamento, o preço por quilograma (kg) e disponibilidade de fluido.

Por isso, desde os primórdios da sua utilização até aos dias de hoje, existiram alterações sobre a seleção dos fluidos frigoríficos, como se pode constatar na Figura 7 [2, 12].

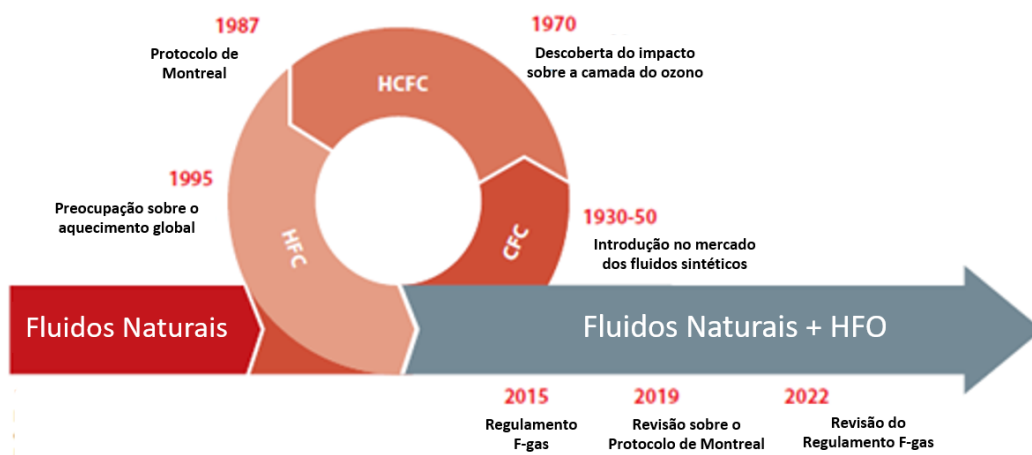


Figura 7: Evolução dos fluidos frigoríficos ao longo dos anos (adaptado de [13]).

### 2.2.1 História

A utilização de fluidos frigoríficos iniciou-se em meados dos anos 30, do século XIX, num sistema de refrigeração mecânica de compressão de vapor, com a utilização de fluidos naturais, como o amoníaco ( $\text{NH}_3$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e hidrocarbonetos (HCs), nomeadamente o propano e o isobutano [14].

A utilização dos fluidos naturais permaneceu até meados do século XX. Em meados de 1930 ocorre uma diminuição da utilização destes fluidos devido à introdução dos fluidos sintéticos no mercado, os quais apresentam menor complexidade de operação. São exemplo destes os clorofluorcarbonetos (CFCs), dos quais se destaca o R12 que foi durante muitos anos aplicado em sistemas de refrigeração, apesar de terem um elevado impacto na destruição da camada de ozono e uma elevada contribuição para o efeito de estufa [13].

Em meados dos anos 50, surgiram no mercado os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), que têm uma menor percentagem de cloro na sua composição, comparativamente aos CFCs. Tendo representado, desta forma, um menor impacto no que respeita ao índice de potencial de destruição da camada de ozono, apesar de manterem um valor elevado sobre o índice potencial de efeito de estufa [15, 16].

Em meados de 1970 com a descoberta do impacto que estes fluidos sintéticos tinham na destruição da camada do ozono, a sua utilização passou a ser questionada. Assim, em 1987, com o Protocolo de Montreal foi implementada uma estratégia que visou diminuir gradualmente as substâncias responsáveis pela destruição da camada de ozono, ou seja, com elevado valor de ODP [6, 17].

Em resposta ao Protocolo de Montreal, em meados dos anos 90, surgiram os hidrofluorcarbonetos (HFCs) que, sendo um fluido isento de cloro na sua constituição não contribuem para a destruição da camada de ozono, ou seja, tem um valor nulo de ODP.

Embora fossem uma ótima solução para a diminuição da destruição da camada de ozono, com o passar do tempo teve de ser repensada dado que mantinham um valor relativamente alto de GWP, contribuindo de forma significativa para o efeito de estufa. Desta forma, em 1997, no Protocolo de Kyoto foram estabelecidas metas para a diminuição de utilização dos fluidos com potencial de efeito de estufa [18].

Com todas as preocupações existentes com a camada de ozono e o aquecimento global, as restrições impostas aos fluidos sintéticos ao longo dos anos foram cada vez superiores e, desta forma foi necessário investir na investigação de fluidos alternativos que apresentassem baixo ODP e baixo GWP. Esta investigação recaiu novamente sobre os fluidos naturais outrora utilizados, assim como na criação de novos fluidos sintéticos, com impacto nulo no ambiente [19].

As últimas restrições e metas impostas para os fluidos sintéticos com elevado ODP e GWP foram estabelecidas pela União Europeia (UE) no Regulamento F-gas N.º 517/2014, tendo entrado em vigor em janeiro de 2015 [18].

### 2.2.2 Índice potencial de destruição da camada de Ozono (ODP)

A camada de ozono assume um papel importante na proteção contra a radiação ultravioleta sendo importante a sua preservação. Quando esta é destruída permite a passagem da radiação o que revela um impacto negativo no que respeita à saúde [20].

Com vista a contabilizar o impacto de cada fluido frigorífero na destruição da camada de ozono é definido o índice ODP, proveniente do inglês *Ozone Depletion Potential*. Este índice caracteriza o grau de destruição da camada de ozono comparando o impacto causado pelo R-11 com os outros fluidos frigoríferos. Assume um valor de referência de ODP igual a 1 para este CFC [19].

Quanto maior for o valor de ODP maior é o impacto na destruição da camada de ozono, ou seja, o fluido ideal deve ter um valor de ODP nulo para não apresentar potencial de destruição da camada de ozono [21].

Sabendo que os CFCs são os fluidos frigoríferos que têm o maior impacto para a destruição da camada do ozono (ODP elevado) e tendo em conta o estipulado no Protocolo de Montreal quanto à restrição da sua utilização, surgem inicialmente os HCFCs como uma melhor alternativa visto que apresentam um menor valor de ODP. Posteriormente, evoluem para HFCs como a melhor opção para minimizar a destruição da camada de ozono, tendo um valor de ODP nulo [7].

### 2.2.3 Índice potencial de efeito de estufa (PAG)

O índice *Global Warming Potential* (GWP), também denominado em português por PAG (Potencial de Aquecimento Global) representa a contribuição de cada fluido para o aquecimento global tendo como referência o CO<sub>2</sub>, com um valor de PAG igual a 1. Desta forma, é possível estimar de forma equivalente a contribuição que cada fluido apresenta para o aquecimento global comparativamente com o CO<sub>2</sub> [7].

Salienta-se a importância deste índice, uma vez que o aquecimento global é um problema preocupante para a sociedade devido aos efeitos que este contribui para as alterações climáticas. Os gases com elevada contribuição para o efeito de estufa representam um dos meios responsáveis pelo aquecimento global, uma vez que formam no limite da atmosfera uma camada que retém o calor [20].

#### 2.2.4 Regulamento dos gases fluorados

A preocupação contínua para a diminuição do efeito de estufa e do aquecimento global originou, a implementação de metas para a redução da utilização de fluidos que apresentem impacto sobre estes efeitos.

Em 16 de abril de 2014, com a aprovação da Portaria Nº 517/2014, foram impostas medidas para diminuição de utilização deste tipo de fluidos com entrada em vigor a partir de dia 1 de janeiro de 2015. Quando a aprovação da portaria, foi decidido que a forma mais simples e com menos custos associados para a redução a longo prazo das emissões de HFCs reside na redução gradual de equipamentos ou produtos, que contenham essas substâncias e que possam ser colocados no mercado [22].

Na Tabela 34, do Anexo 1 desta dissertação, são apresentadas as restrições aplicadas a partir do ano 2020 de acordo com o regulamento da UE Nº 517/2014.

Em aplicações domésticas, como frigoríficos e congeladores, as limitações foram definidas logo aquando da entrada em vigor do regulamento, ou seja, a partir de 1 de janeiro de 2015 deixou de ser permitida a venda de equipamentos que utilizassem fluidos frigorigéneos com GWP superior a 150 [22].

As medidas implementadas no regulamento, em aplicações industriais, foram definidas de uma forma progressiva, ou seja, foram definidas datas mais restritas para utilizações de HFCs com valor de GWP superior a 2500 (1 de janeiro de 2020), e um prazo mais alargado para aplicações com HFCs com valor de GWP superior a 150 (1 de janeiro de 2022) [22, 23].

De forma a garantir a segurança de funcionamento em certas aplicações, podem existir exceções na aplicação de certos gases, caso a tecnologia para a sua substituição, por fluidos que cumpram a legislação, não esteja totalmente desenvolvida e não seja possível assegurar o seu correto funcionamento e segurança na aplicação. Nestes casos, é necessária aprovação por parte da comissão [22].

A Figura 8 mostra as restrições impostas pelo regulamento Nº 517/2014 de produtos que podem ser introduzidos no mercado desde 2015. Sendo em 2015, antes da entrada do regulamento em vigor, quantificado em 100% a percentagem de novos equipamentos com utilização de HFCs no mercado e, em 2030 estima-se que apenas 21% de equipamento com HFCs possam ser colocados no mercado, desta forma, estimando-se que até 2030 haja uma diminuição de, aproximadamente, 80% dos equipamentos que utilizam HFCs no mercado.

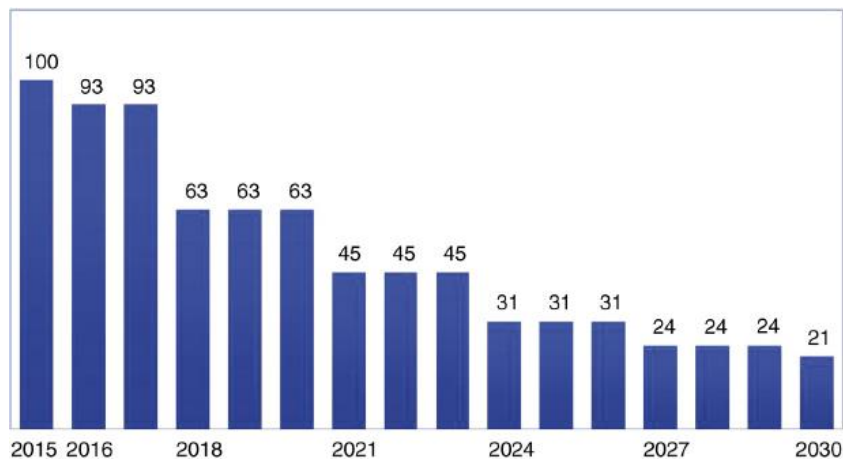


Figura 8: Percentagem de HFCs que podem ser colocados no mercado de acordo com o regulamento [20].

### 2.3 Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido frigorígeno

Os fluidos naturais foram os primeiros fluidos frigorígenos a serem utilizados em sistemas de refrigeração, sendo que, com o desenvolvimento dos fluidos sintéticos, a sua utilização viu-se reduzir, devido à simplicidade e segurança proporcionada pela utilização dos fluidos sintéticos. Com o passar dos anos e com o aumento das restrições sobre fluidos com impactos elevados sobre o ambiente, existiu a necessidade de recorrer novamente aos fluidos naturais [24, 25].

Como já referido no capítulo 2.2, existem restrições para a utilização de fluidos com elevado valor de ODP e GWP, deste modo, a utilização de fluido sintéticos tem tendência a diminuir, sendo necessário encontrar soluções para a sua substituição [26, 27].

Dentro dos fluidos naturais mais utilizados em refrigeração, o amoníaco é tóxico, os hidrocarbonetos são inflamáveis, no entanto, o CO<sub>2</sub> não é tóxico nem inflamável. Desta forma, o CO<sub>2</sub> devido às suas vantajosas características físicas e termodinâmicas tem vindo, ao longo dos últimos anos, a revelar-se como o futuro para instalações de refrigeração e ar condicionado a nível comercial [28, 29].

#### 2.3.1 Características - CO<sub>2</sub>

O CO<sub>2</sub> é considerado um fluido não tóxico e não inflamável, deste modo, de acordo com a classificação para os fluidos frigorígenos definida pela *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)*, é classificado como A1. Na Figura 9, são apresentados os grupos a que os fluidos frigorígenos podem pertencer, de acordo com o seu índice de inflamabilidade e toxicidade, sendo os índices A e B representativos quanto à toxicidade e a numeração de um a três referentes ao nível de

inflamabilidade. O índice A representa o menor nível de toxicidade e o número um indicativo de menor inflamabilidade [11, 30].

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

Figura 9: Classificação, segundo a ASHRAE, do nível de toxicidade e inflamabilidade de fluido refrigerante (adaptado de [31]).

Apesar do CO<sub>2</sub> ser um fluido não tóxico e não inflamável, é necessária uma elevada atenção para os seus níveis de concentração num espaço, visto ser uma substância inodora não é detetada rapidamente caso exista uma fuga.

Neste sentido, é necessário instalar um equipamento de deteção de níveis de concentração de CO<sub>2</sub> para garantir a segurança de todos os ocupantes presentes no espaço [32].

A concentração máxima de CO<sub>2</sub> num espaço tem o valor de 5000 ppm correspondentes a 0.5% dos gases num espaço. Concentrações superiores a este valor resultam em consequências graves para a saúde, sendo identificadas na Tabela 1 em função do nível de concentração [33].

Tabela 1: Problemas associados ao aumento da concentração de CO<sub>2</sub> num espaço [33].

Concentração de CO <sub>2</sub> [%]	Problemas associados
2	Aumento de 50% na frequência respiratória
3	Aumento de 100% na frequência respiratória
5	Aumento de 300% na frequência respiratória
8-10	A respiração normal é interrompida, tornando-se quase impossível; Dor de cabeça; tonturas, sonolência.
> 10	Pode levar à perda de consciência e morte.
> 30	Leva rapidamente à morte.

As principais características do CO<sub>2</sub> (R744) comparativamente a outros fluidos frigoríficos utilizados são: a elevada pressão de funcionamento para uma dada temperatura, uma pressão muito elevada no ponto triplo e uma temperatura muito baixa no ponto crítico. Estas diferenças estão apresentadas na Figura 10, sendo assim mais intuitiva a sua análise em comparação com os valores do Tetrafluoroetano (R134a) e do amoníaco (R717) [33, 34].

Outras vantagens do CO<sub>2</sub> relativamente aos outros frigoríficos é o menor custo, boa disponibilidade e a necessidade de tubagens de menores dimensões para o transporte da mesma potência, visto que apresenta um calor latente de vaporização superior [35, 36].

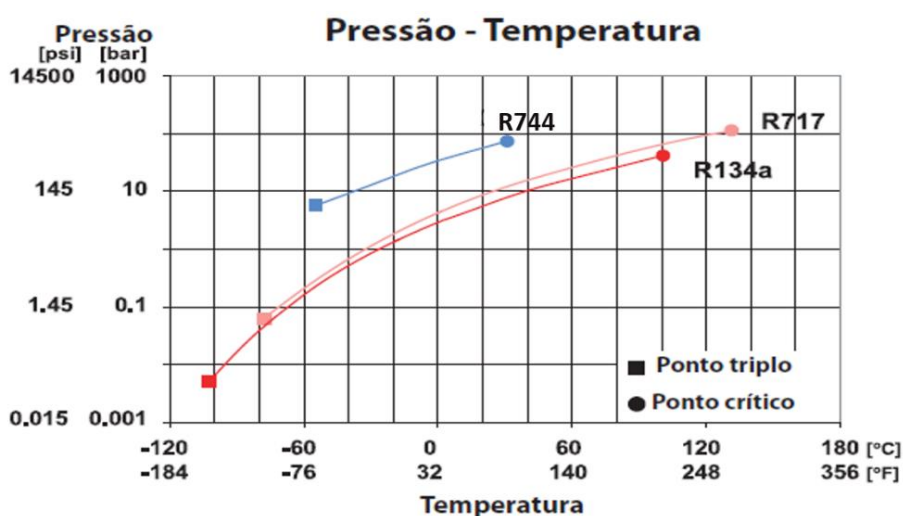


Figura 10: Comparação do ponto triplo e crítico do R744 com o R134a e R717(adaptado de [33]).

A partir do diagrama P-h do CO<sub>2</sub>, representado na Figura 11, é possível constatar os pontos crítico e triplo do CO<sub>2</sub>. O primeiro é definido por uma temperatura de aproximadamente 31°C, a uma pressão de 73,6 bar. Acima deste, o CO<sub>2</sub> encontra-se no estado supercrítico e são necessários muitos cuidados na sua utilização para se garantir um funcionamento correto e seguro.

Já o ponto triplo é definido a uma temperatura de  $-50,6^{\circ}\text{C}$ , a uma pressão de 5,2 bar, tendo de existir bastante cuidado para não atingir pressões inferiores a este ponto de modo a evitar a formação de gelo seco. A formação de gelo seco consiste na alteração do estado físico do  $\text{CO}_2$  para sólido. [37, 38].

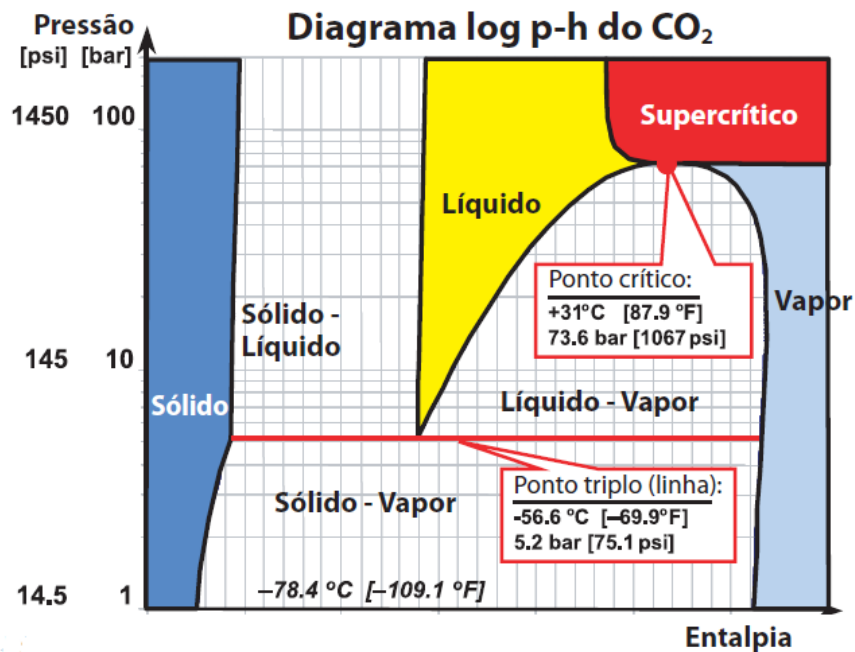


Figura 11: Diagrama P-h do  $\text{CO}_2$  [33].

Em centrais de refrigeração a formação de gelo seco é um problema que tem de ser evitado, devido às consequências que este processo proporciona, como o entupimento das tubagens. Um dos componentes mais sensível para a ocorrência deste fenómeno é na válvula de segurança. Uma vez que o  $\text{CO}_2$  está a ser libertado, ocorre uma queda de pressão no sistema, e se esta diminui abaixo do ponto triplo origina-se a formação de  $\text{CO}_2$  sólido que pode causar o entupimento e bloquear a passagem do fluido [39].

Os sistemas de refrigeração, com a utilização de  $\text{CO}_2$  podem ser dividido em dois grupos distintos: os sistemas subcríticos (capítulo 2.3.2) e os sistemas transcíticos (capítulo 2.3.3) [35].

### 2.3.2 Sistemas subcríticos

Os sistemas a CO<sub>2</sub> subcríticos representam os sistemas de refrigeração, em que a pressão de operação não ultrapassa o ponto crítico, como é possível analisar através da Figura 12 a). O fluido à saída do compressor, no estado de vapor sobreaquecido, tem uma temperatura/pressão inferior à do ponto crítico, deste modo com a passagem pelo condensador, o CO<sub>2</sub> condensa, passando ao estado líquido como é possível visualizar na Figura 12 b) [24].

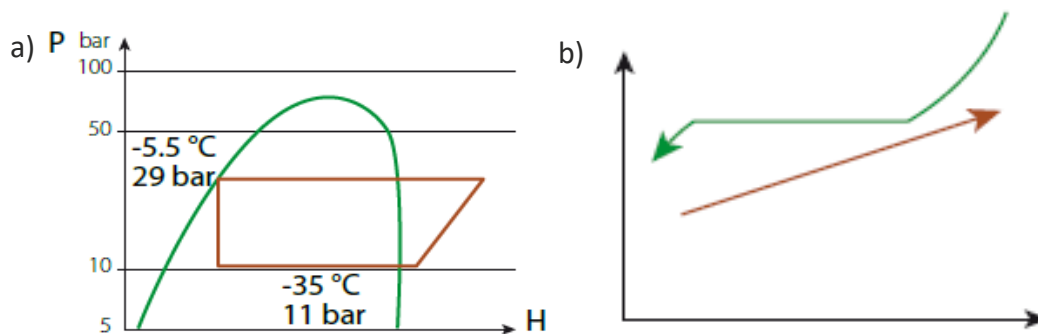


Figura 12: a) Exemplo de um sistema subcrítico; b) Processo de libertação de calor pelo fluido no condensador [40].

O sistema a CO<sub>2</sub> subcrítico é utilizado normalmente para o estágio de baixa temperatura (BT), num sistema em cascata, sendo utilizado para o estágio de média temperatura (MT) outro fluido [41].

### 2.3.3 Sistemas transcíticos

Os sistemas a CO<sub>2</sub> transcíticos, ao contrário dos sistemas subcríticos, operam com pressão e temperatura superiores à do ponto crítico, como se pode verificar na Figura 13 a).

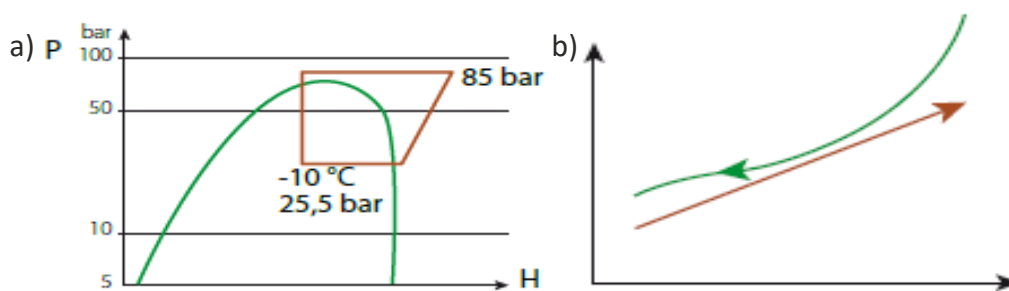


Figura 13: a) Exemplo de um sistema transcítico; b) Processo de libertação de calor pelo fluido no gas cooler [40].

Um permutador de calor (*Gas Cooler*), arrefece o CO<sub>2</sub> na fase gasosa sem mudança de fase, ou seja, existe uma troca de calor do fluido com o ambiente exterior, após a saída do compressor. O fluido apenas diminui a sua temperatura não chegando a condensar, como é possível verificar na Figura 13 b). O fluido só condensa quando a pressão diminui para um valor inferior à pressão do ponto crítico [24, 40].

A principal desvantagem dos sistemas transcíticos é a dependência significativa do rendimento do ciclo com a temperatura ambiente e da pressão no *gas cooler* [42].

O rendimento de um sistema ou *Coefficiente of Performance* (COP), é definido pela razão entre a potência frigorífica ( $\dot{Q}_E$ ) e trabalho de compressão ( $\dot{W}_{comp}$ ), como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} \quad \text{Eq.(1)}$$

O controlo do rendimento do sistema é feito pela pressão ótima de funcionamento de acordo com a temperatura de saída do *gas cooler*. Na Figura 14, é apresentado um exemplo para uma temperatura fixa de saída do *gas cooler*, representando a variação da eficiência do sistema com variação da pressão máxima [42, 43].

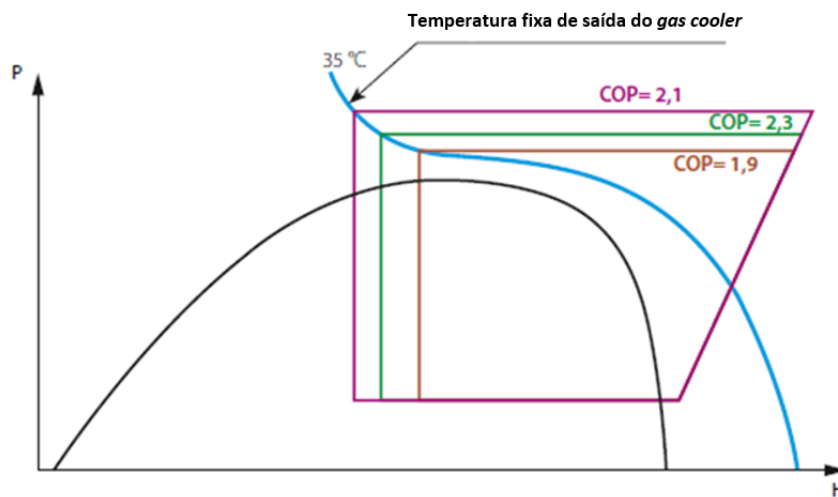


Figura 14: Variação da pressão em função de uma temperatura fixa de saída do *gas cooler* de 35°C (adaptado de [40]).

É possível verificar, a partir da Figura 14, que o aumento da pressão máxima para uma dada temperatura de saída do *gas cooler* origine um aumento de rendimento do sistema. Ou seja, apesar de originar uma potência frigorífica superior, também origina um trabalho de compressão superior, o que, dependendo do valor da pressão, pode originar um valor de eficiência superior ou inferior.

Com o objetivo de maximizar o COP, o valor da pressão é controlado de forma a ser atingido o ponto ótimo, de acordo com o valor da temperatura de saída do *gas cooler*, como se pode constatar na Figura 15 [42, 44].

Os resultados de COP e  $\dot{Q}_E$ , referentes a um valor fixo de 35°C para a temperatura de saída do *gas cooler*, em função da pressão de saída do mesmo são apresentados na Figura 15. Pode-se constatar que, o rendimento do sistema não aumenta com o aumento da pressão, atingindo-se o rendimento máximo de um sistema num ponto ideal de equilíbrio entre temperatura e pressão de saída do *gas cooler* [32, 40].

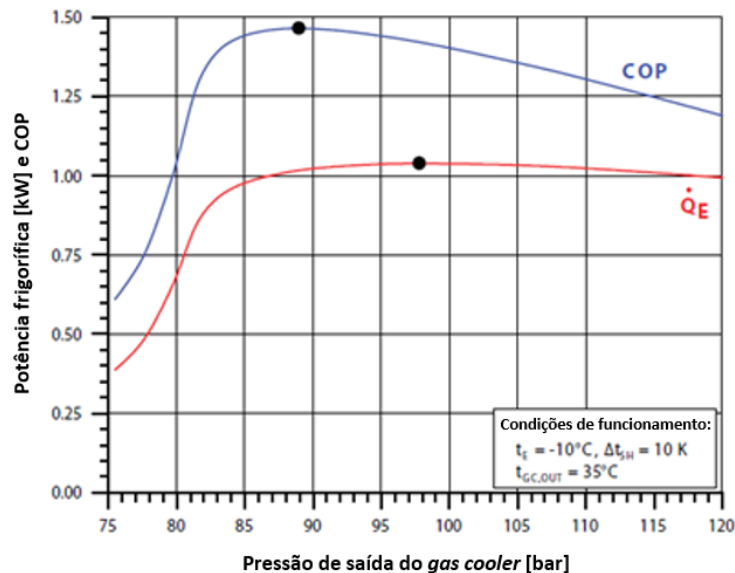


Figura 15: Variação do COP e da potência frigorífica em função do valor de pressão (adaptado de [32]).

Inicialmente a utilização do CO<sub>2</sub> em sistemas de refrigeração era considerada mais atrativa para aplicações em climas mais frios. Com o passar dos anos e desenvolvimento das tecnologias, os sistemas têm vindo a demonstrar uma elevada eficiência para os diversos climas. [45, 46].

O rendimento destes sistemas tem um aumento significativo, em climas mais quentes, com a utilização de sistemas de compressão paralela e sistemas de ejetores. Um estudo realizado por Huang, Z. et al [47], para uma temperatura ambiente de 35°C, demonstra o aumento de 11% do COP do sistema, com a implementação de um ejetor ao sistema convencional [45, 47].

Segundo um estudo realizado por Sawalha, S. et al. [49] a diferentes supermercados na Suécia, com o objetivo de comparar as diferenças do rendimento do sistema com a utilização de HFCs ou CO<sub>2</sub> com fluido de trabalho, concluiu que para as mesmas condições de operação os sistemas de CO<sub>2</sub> têm uma redução de 20% do consumo de energia em comparação com os sistemas de HFCs [48, 49].

Desta forma, o CO<sub>2</sub> é considerado como o fluido frigorigéneo mais promissor para sistemas de refrigeração de baixas temperaturas, principalmente em aplicações comerciais e industriais.

Devido às restrições impostas pela regulamentação para fluidos com elevado impacto sobre o ambiente, o número de aplicações deste tipo de sistemas em supermercados tem vindo a aumentar nos últimos anos. Estima-se um aumento exponencial de instalações de sistemas transcíticos na União Europeia até 2030, mesmo para um cenário pessimista, como é possível visualizar através da Figura 16 [50, 51].

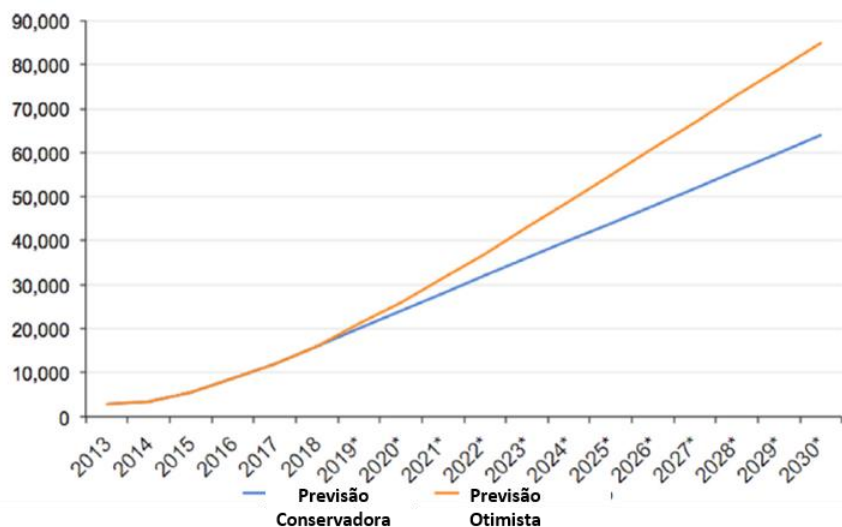


Figura 16: Previsão de aumento de instalação de sistemas a CO<sub>2</sub> transcíticos na Europa até 2030, de acordo com um cenário pessimista e otimista (adaptado de [50]).

Desta forma, os sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> no regime transcítico têm vindo a demonstrar ser a melhor solução para aplicação em supermercados devido à elevada eficiência em aplicações de baixa temperatura, havendo ainda possibilidade da recuperação de calor aproveitando-o para a climatização do espaço.

#### 2.3.4 Principais sistemas de refrigeração a operarem com CO<sub>2</sub>

Até este ponto foram explicados de uma forma geral os sistemas transcíticos e subcríticos. Em seguida serão abordados os sistemas em cascata e os sistemas de compressão de duplo estágio. Sendo que o sistema mais utilizado em centrais de refrigeração a CO<sub>2</sub> no regime transcítico é o sistema de compressão de duplo estágio, este é descrito com maior detalhe na secção 2.3.4.2 [40, 42].

##### 2.3.4.1 Sistemas de refrigeração em cascata

Nos sistemas em cascata usualmente utilizam-se dois fluidos distintos a circular em cada um dos dois estágios de compressão. Neste tipo de sistemas, o CO<sub>2</sub> é utilizado normalmente para o estágio BT, em funcionamento no regime subcrítico e, no estágio de MT é normalmente utilizado outro fluido com condições de ponto crítico superiores.[41].

Na Figura 17, pode-se notar que o calor libertado durante a condensação do CO<sub>2</sub> no ciclo de BT é absorvido, através da passagem por um permutador de calor, pelo refrigerante utilizado no estágio de média temperatura [40].

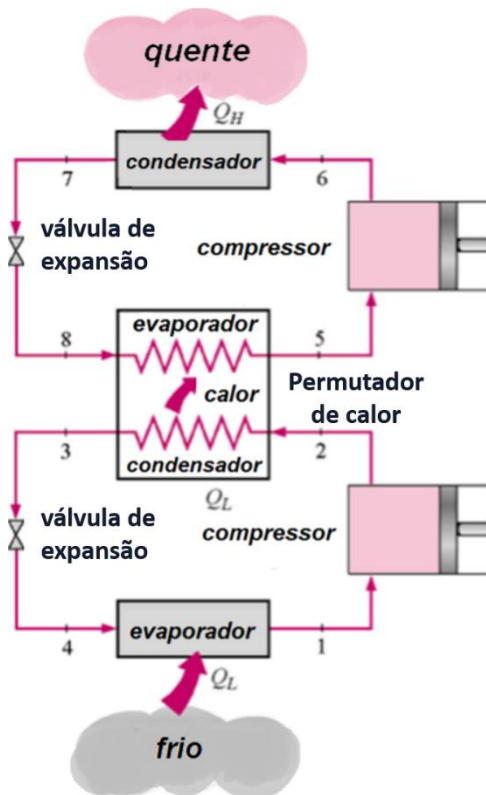


Figura 17: Sistema em cascata (adaptado de [4])

De acordo com a numeração presente na Figura 17, analisa-se de forma mais detalhada as transformações existentes no ciclo:

- 1-2: Compressão do fluido no compressor de BT;
- 2-3: Passagem do fluido de BT no permutador de calor, libertando calor, exercendo a função de um condensador;
- 3-4: Ocorre a queda de pressão do fluido devido a expansão do mesmo na válvula de expansão;
- 4-1: Representa a passagem pelo evaporador de BT;
- 5-6: Compressão do fluido no compressor de MT;
- 6-7: Representa a passagem pelo condensador de MT;
- 7-8: Ocorre a queda de pressão do fluido devido a expansão do mesmo na válvula de expansão;
- 8-5: Passagem do fluido de MT no permutador de calor, absorvendo o calor libertado entre a transformação dois e três, exercendo a função de um evaporador.

### 2.3.4.2 Sistemas de refrigeração de duplo estágio

#### 2.3.4.2.1 Sistemas de compressão de duplo estágio

Os sistemas de duplo estágio, também denominados por sistemas *booster* definem-se por dois estágios de compressão utilizando o mesmo fluido frigorígeno, onde este, após passar pelos compressores de BT é direcionado para a aspiração dos compressores de MT [40].

Na Figura 18, é apresentado um ciclo com compressão de duplo estágio típico de CO<sub>2</sub> no regime transcrito.

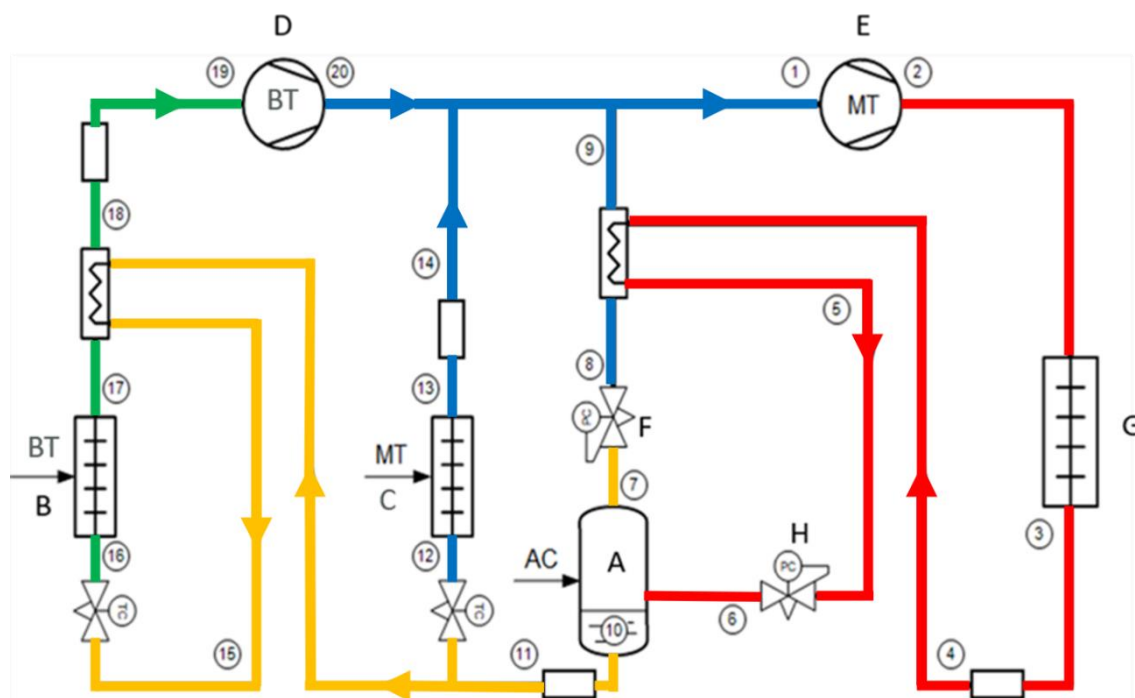


Figura 18: Esquema de princípio de um sistema de duplo estágio de compressão a CO<sub>2</sub> no regime transcrito com utilização de válvula *by-pass* (adaptado de [52]).

Os principais componentes (A a G), na Figura 18, correspondem respetivamente:

- A – Depósito de líquido;
- B – Evaporador de BT;
- C – Evaporador de MT;
- D – Compressor de BT;
- E – Compressor de MT;
- F – Válvula de *by-pass*;
- G – *Gas cooler*;
- H – Válvula de expansão transcrito.

Neste sistema, o CO<sub>2</sub> após saída do depósito de líquido (A), no estado de líquido saturado é direcionado para os evaporadores de BT (B) e MT (C). Após a passagem pelo evaporador de BT, o fluido é submetido a uma compressão aquando da passagem pelo compressor de BT (D). Posteriormente, é encaminhado para a aspiração do compressor de MT. No percurso até à aspiração do compressor de MT (E) o fluxo é misturado com o proveniente do evaporador de MT e pelo fluxo de vapor proveniente do depósito intermédio, controlado pela válvula *flash gas* (F), também denominada por válvula de *by-pass*.

Após a passagem pelos compressores de MT o fluido é direcionado para o *gas cooler* (G), no qual é arrefecido. A temperatura de saída do *gas cooler* é controlada por ação da válvula transcritical (H) que ajusta o fluxo de acordo com a pressão existente no interior do depósito [33, 53].

Durante a passagem pela válvula transcritical há uma redução acentuada da pressão, onde ocorre condensação parcial do CO<sub>2</sub> e de seguida armazenado no depósito intermédio. Desta forma, dentro do mesmo, existe uma mistura de CO<sub>2</sub> líquido e vapor, ocorrendo a separação destes, em que apenas o líquido segue em direção aos evaporadores [54].

O vapor no depósito intermédio, denominado em refrigeração como *flash gas*, representa o caudal que não pode ser utilizado para a refrigeração, ou seja não pode passar pelos evaporadores. Assim, o vapor é desviado pela válvula *flash gas* (sendo posteriormente sobreaquecido na passagem por um permutador de calor com o fluido proveniente do *gas cooler* que apresenta uma temperatura superior) e é injetado na linha de aspiração dos compressores de MT, não passando pelos evaporadores, juntando-se, assim, com o caudal proveniente dos evaporadores de BT e MT. Este processo pode-se verificar na Figura 18 entre os pontos 7 e 9 [54].

No esquema presente na Figura 18, não se encontram representados todos os constituintes de um sistema real, sendo, deste modo, importante realçar dois outros componentes com papel importante no correto funcionamento das centrais, nomeadamente: o separador de óleo e o depósito de óleo.

A função do separador de óleo é, como o próprio nome indica, realizar a separação do óleo contido no fluido frigorigéneo. O depósito de óleo serve para armazenar o óleo proveniente do separador e fazê-lo retornar aos compressores para garantir uma boa lubrificação dos mesmos.

Na Figura 19, encontra-se representado o diagrama P-h, de um sistema-exemplo obtido através do *software* da Danfoss, *Cool Selector 2*, que tem por base o esquema de princípio representado na Figura 18.

Na Figura 18 e Figura 19 estão identificados os quatro níveis de pressão existentes num ciclo de compressão de duplo estágio no regime transcritical, correspondendo: a cor

verde à baixa pressão, a cor azul à pressão média, a cor laranja à pressão do depósito de líquido e a cor vermelha à alta pressão.

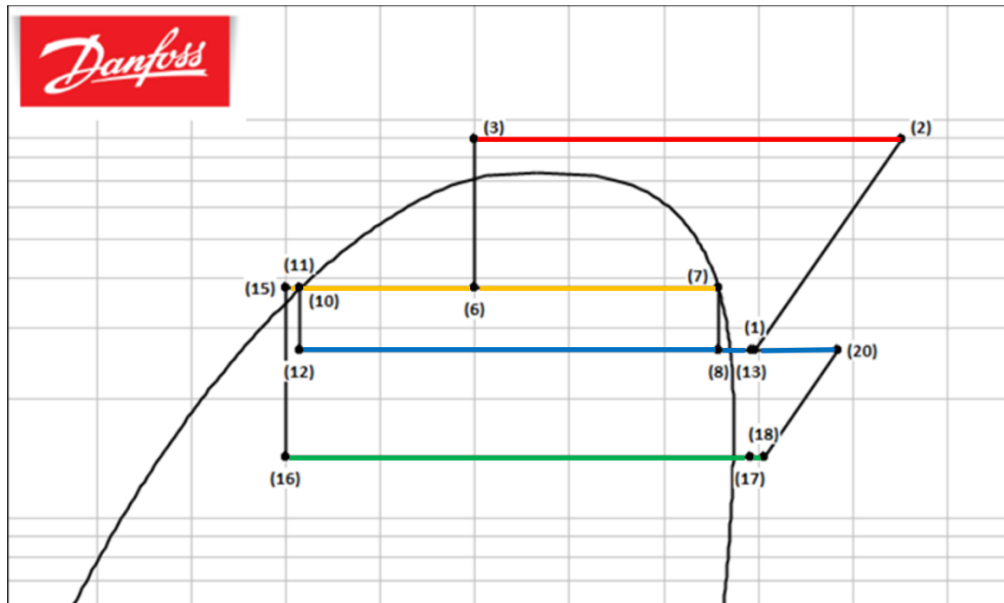


Figura 19: Diagrama P-h de um sistema CO<sub>2</sub> transcrito com utilização de válvula *by-pass* [52].

De acordo com a numeração presente do diagrama P-h, analisa-se de forma mais detalhada as transformações existentes:

- 1-2: Compressão do fluido no compressor de MT;
- 2-3: Passagem pelo *gas cooler*, onde o fluido troca calor com o ar ambiente;
- 3-6: Queda de pressão do fluido na válvula transcrito;
- 6-7: Separação no interior do depósito intermédio do líquido e vapor, identificando neste caso o processo de separação do *flash-gas*;
- 7-8: Queda de pressão do fluido na válvula *flash-gas*;
- 6-10: Separação no interior do depósito intermédio do líquido e vapor, identificando neste caso o processo de condensação do líquido;
- 11-15: O ponto 11 representa a saída do líquido saturado do depósito intermédio, passando por um permutador de calor que causa o subarrefecimento do líquido até ao ponto 15;
- 15-16: Ocorre a queda de pressão do fluido devido a expansão do mesmo;
- 16-17: Representa a passagem pelo evaporador de BT;
- 17-18: Ocorre o sobreaquecimento do fluido com a passagem por um permutador de calor, aproveitando o calor libertado no subarrefecimento de 11 para 15;
- 18-20: Compressão do fluido no compressor de BT;
- 10-12: Queda de pressão do fluido devido a expansão do mesmo;
- 12-8: Representa a passagem pelo evaporador de MT;
- 8-13: Representa a mistura do fluxo proveniente dos evaporadores de MT, da válvula *flash-gas* e, da descarga dos compressores de BT.

### 2.3.4.2.2 Sistema de compressão duplo estágio com compressor paralelo

Comparativamente ao sistema de compressão de duplo estágio standard de CO<sub>2</sub> transcrito, a implementação de um compressor em paralelo (IT) com a válvula *flash-gas* é uma opção para otimizar de forma significativa o rendimento do sistema em climas mais quente [40].

Na Figura 20, encontra-se representado um esquema de princípio do ciclo de compressão de duplo estágio de CO<sub>2</sub> no regime transcrito com a utilização de um compressor em paralelo, sendo o mesmo identificado pela letra I no sistema entre os pontos 10 e 11.

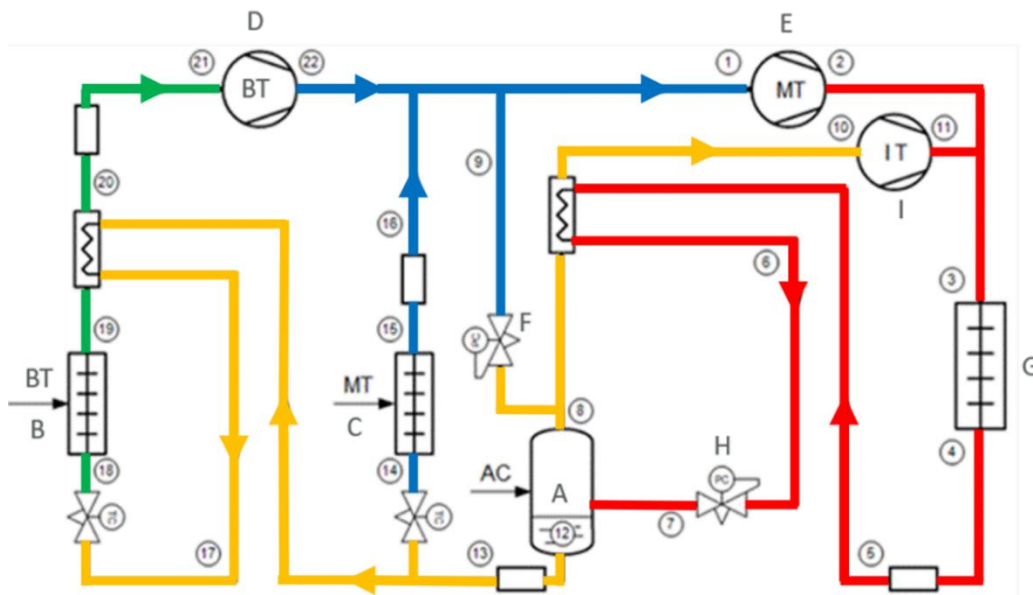


Figura 20: Esquema de princípio de um ciclo de compressão de duplo estágio a CO<sub>2</sub> no regime transcrito com utilização de compressor em paralelo (adaptado de [52]).

Em climas mais quentes, devido ao maior valor da temperatura ambiente, existe a necessidade de pressões superiores, à entrada do *gas cooler*, acompanhado pela formação de maior quantidade de *flash gas*. Desta forma, com o compressor paralelo é possível ejetar o vapor a pressão superior, reduzindo, desta forma, o trabalho de compressão (W) de MT e aumentando a pressão à entrada do *gas cooler*. Favorece-se, deste modo, a eficiência do sistema devido ao menor trabalho de compressão necessário [54, 55].

A sua instalação é feita em paralelo com a válvula *flash gas* (F) para que, caso exista um fluxo de vapor muito elevado, o compressor IT entre em funcionamento, evitando, assim, o aumento de pressão excessivo no depósito intermédio.

A principal vantagem da utilização do compressor em paralelo é o aumento da eficiência do sistema, mas também a simplicidade da sua implementação, uma vez que não é necessário nenhum outro ajuste da instalação, a não ser o acréscimo do compressor em paralelo [54].

Na Figura 21, encontra-se representado o diagrama P-h, de um sistema-exemplo obtido através do *software* da Danfoss, *Cool Selector 2*, tendo em conta o esquema de princípio representado na Figura 20.

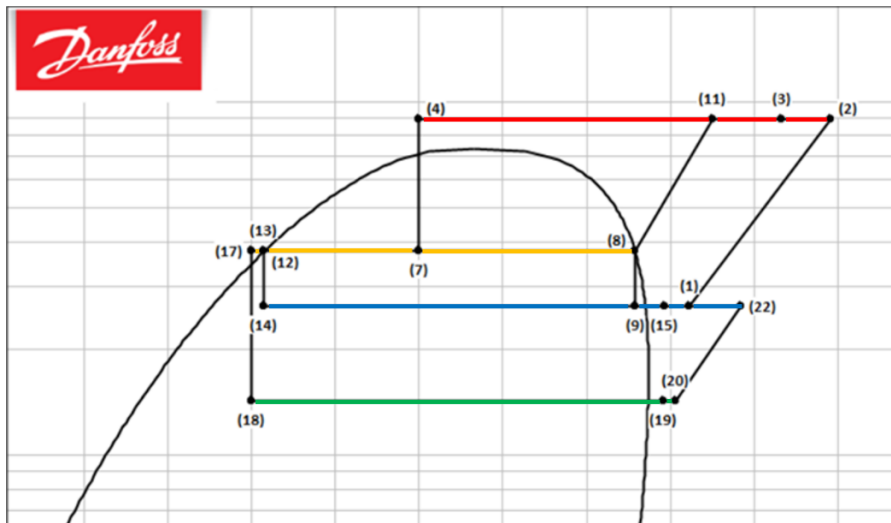


Figura 21: Diagrama P-h de um sistema CO2 transcrito com utilização de compressor em paralelo [52].

A partir da numeração presente no diagrama P-h (ver Figura 21), é possível salientar que a única diferença comparativamente ao diagrama presente na Figura 19 é a transformação existente entre o ponto 8 e o ponto 11, que representa a compressão realizada pelo compressor em paralelo.

Na Figura 22, verifica-se que com a aplicação do compressor em paralelo favorece um aumento do valor do COP em climas mais quentes, ou seja, para temperaturas exteriores superiores a 18°C, aproximadamente [56].

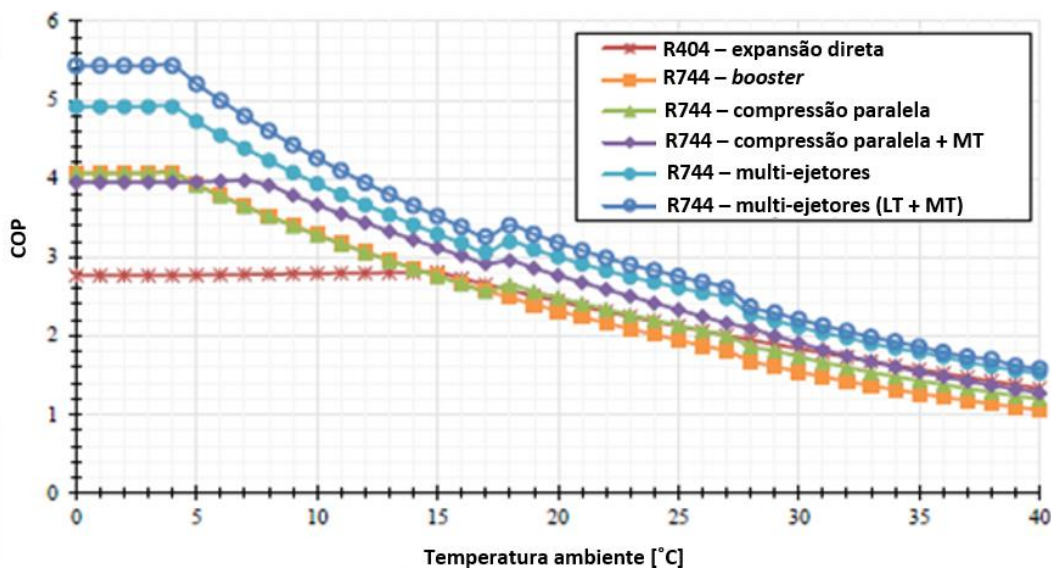


Figura 22: Variação do COP do sistema de acordo com a tecnologia instalada (adaptado de [56]).

Através da Figura 22, verifica-se que a utilização de tecnologias como o sistema de ejetores permite aumentar de forma significativa a eficiência do sistema de refrigeração. Com a utilização desta tecnologia, de acordo com os dados presentes na Figura 22, obtém-se um aumento até 25% de eficiência do sistema, comparativamente com o sistema *booster* [57].

## 2.4 Estado da arte

Ao longo dos anos a refrigeração tem sido alvo de progressos devido às restrições impostas pela regulamentação sobre os fluidos frigoríficos, com o objetivo de minimizar o impacto que estes têm sobre o ambiente. Desta forma, são apresentados na Tabela 2, diversos artigos que representam estudos atuais sobre a refrigeração e o tipo de sistemas mais utilizados, como o intuito de responder às restrições impostas.

Tabela 2: Revisão bibliográfica

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	DESCRIÇÃO DO TRABALHO
(Barta, R.B., E.A. Groll, & D. Ziviani, 2020)	Este artigo retrata os motivos e vantagens da utilização do CO <sub>2</sub> como fluido frigorífico em refrigeração, bem como as restrições e cuidados na sua aplicação. Dando especial atenção nas características necessárias dos sistemas para otimizar a eficiência em climas com temperaturas ambiente superiores, são ainda apresentados os componentes com maior relevo e influência na alteração da eficiência do sistema. Além disso, apresenta uma investigação económica da viabilidade do uso de CO <sub>2</sub> como frigorífico, bem como uma perspetiva de utilização no futuro.
(Roy, Zunipa. & Gopinath Halder, 2020 )	É estabelecida, neste artigo, a preocupação com a destruição da camada de ozono e com o aquecimento global, apresentando relação direta com a quantidade de fluidos frigoríficos libertados para o ambiente. São identificados os obstáculos relativamente aos fluidos sintéticos e analisados os desenvolvimentos das últimas décadas para a escolha de fluidos substitutos, para ser possível respeitar os aspetos ambientais.
(Tsimpoukis, D., et al, 2020)	Este retrata a influência dos sistemas de refrigeração e ar condicionado no consumo anual de eletricidade, tendo em atenção os tipos de frigoríficos utilizados devido ao impacto que estes causam sobre o ambiente. Focando na procura por fluidos mais eficientes, o artigo procura o melhor tipo de sistema em

---

	termos de eficiência energética e impacto ambiental, comparando várias aplicações de diferentes sistemas de um supermercado.
(Maalem, Y., et al, 2020)	São identificados os problemas na seleção do tipo de fluidos para a indústria da refrigeração devido às restrições implementadas pela legislação. São apresentadas soluções e uma análise de diversos tipos de sistemas para verificar qual proporcionará melhor eficiência na sua utilização, concluindo através dos estudos realizados qual o tipo de sistema mais eficiente.
(Skačanová, K.Z. and M. Battesti, 2019)	Neste artigo são apresentadas as principais tendências de evolução no mercado dos sistemas de refrigeração com utilização de CO <sub>2</sub> . A nível da refrigeração comercial, apresenta o elevado crescimento da utilização de centrais a CO <sub>2</sub> transcrito, realçando através de uma previsão pessimista e otimista o número de instalações deste tipo de sistemas até o ano de 2030. Refere, ainda, o elevado custo atual da tecnologia para a implementação deste tipo de sistemas, mas existe uma previsão para a diminuição do custo com o maior número de aplicações no futuro, tornando a utilização desta tecnologia mais atrativa.
(Ciconkov, R., 2018)	O artigo descreve a história dos fluidos frigoríficos e dá ênfase aos acordos que estabelecem metas para a redução de utilização de determinados fluidos. São apresentados diversos fluidos naturais e os novos fluidos sintéticos descrevendo as suas vantagens e desvantagens relativamente aos fluidos sintéticos utilizados nos primórdios. É ainda realizada uma análise descritiva dos sistemas de refrigeração em regime transcrito com utilização de CO <sub>2</sub> como fluido frigorífico. Para além disto, descrevem as diversas melhorias que os sistemas de refrigeração podem ter com a instalação de compressores em paralelo e ejetores.
(Mohanraj M., Jayaraj S. & Muraleedharan C, 2009)	Este artigo salienta a relação que existe entre os custos e a demora da atualização dos fluidos frigoríficos na refrigeração, por parte dos países em desenvolvimento. Retrata vários estudos experimentais e teóricos realizados em todo o mundo de modo a concluir quais serão as alternativas mais promissoras a longo prazo. Referem, também, os principais problemas associados à utilização de todos os fluidos.

---

---

(Calm, J. M., 2008)

O artigo analisa a progressão dos fluidos frigorigéneos, desde as primeiras utilizações até à data da realização do estudo. É descrita a história dos fluidos frigorigéneos dividida em quatro gerações e apresentados alguns destes como soluções às restrições imposta pela regulamentação, como os Protocolos de Montreal e Kyoto.

---



# METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO DA CENTRAL TRANSCRÍTICA

- 3.1 Apresentação da central frigorífica de referência
- 3.2 Otimização do funcionamento da central frigorífica



### 3 METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO DA CENTRAL TRANSCRÍTICA

O presente capítulo, descreve a metodologia que foi seguida com vista à otimização do funcionamento de uma central de refrigeração no regime transcrito. A otimização focou-se ao nível da configuração e da sustentabilidade, tendo em conta os aspetos de eficiência energética, investimento e custo de exploração. Foi realizada uma análise técnica e económica em quatro centrais frigoríficas, a operarem no regime transcrito, com necessidades distintas e localizadas em diferentes zonas do país, de forma a analisar as economias possíveis com as soluções propostas, apresentadas vantagens e desvantagens da sua alteração para distintas condições de funcionamento.

#### 3.1 Apresentação da central frigorífica de referência

Foi selecionada uma das quatro centrais frigoríficas em estudo para realizar um estudo mais pormenorizado, sendo selecionada como referência, um central frigorífica no interior norte de Portugal, identificada durante o estudo por central frigorífica 1.

As condições do projeto da referida central no estágio de média temperatura, ou seja, para alimentar os móveis frigoríficos, são: 120 kW e temperatura de evaporação de  $-10^{\circ}\text{C}$ . Já para os móveis de congelados, ou seja, no circuito para alimentação da baixa temperatura, existe uma necessidade de 27 kW e temperatura de evaporação de  $-30^{\circ}\text{C}$ . Além disto, a referida instalação está situada numa localização com a temperatura ambiente de projeto de  $39^{\circ}\text{C}$ , correspondendo à temperatura exterior onde o *gas cooler* é instalado.

O ponto fulcral no projeto de uma instalação frigorífica é a seleção dos compressores, uma vez que fornecem a energia necessária para sustentar o ciclo. Assim, é necessário definir a quantidade e o tipo de compressores a utilizar para o estágio de baixa e média temperatura e, ainda, a necessidade da existência de compressor em paralelo.

Uma vez que a temperatura ambiente nos meses de verão é relativamente alta em Portugal, a solução com instalação de compressor em paralelo é considerada a mais vantajosa, dado que aumenta o rendimento da instalação.

Assim, a instalação é composta por três compressores de BT, três compressores de MT e um compressor em paralelo (todos do mesmo fornecedores). Por opção, foram utilizados compressores alternativos semi-herméticos da série *ECOLINE*, visto serem a gama de compressores mais indicada para o funcionamento com R744.

Na Tabela 3, são apresentados os modelos e respetivas quantidades dos compressores instalados na central. Para o estágio de BT foram selecionados dois modelos de dois cilindros, nomeadamente, um compressor 2HSL-3K e dois compressores 2GSL-3K. No segundo estágio de compressão, para o regime de MT foram selecionados um compressor 4FTE-30K e dois compressores 4FTE-20K, ambos de quatro cilindros. Já para o compressor em paralelo, o modelo selecionado foi o modelo 4HTE-20K.

Tabela 3: Compressores instalados na central frigorífica

-	Compressores de BT		Compressores de MT		Compressores de IT
Modelo	2HSL-3K	2GSL-3K	4FTE-30K	4FTE-20K	4HTE-20K
Quantidade	1	2	1	2	1

Na Figura 23, é apresentado o esquema de princípio da central implementada, obtido com o auxílio ao *software* da BITZER.

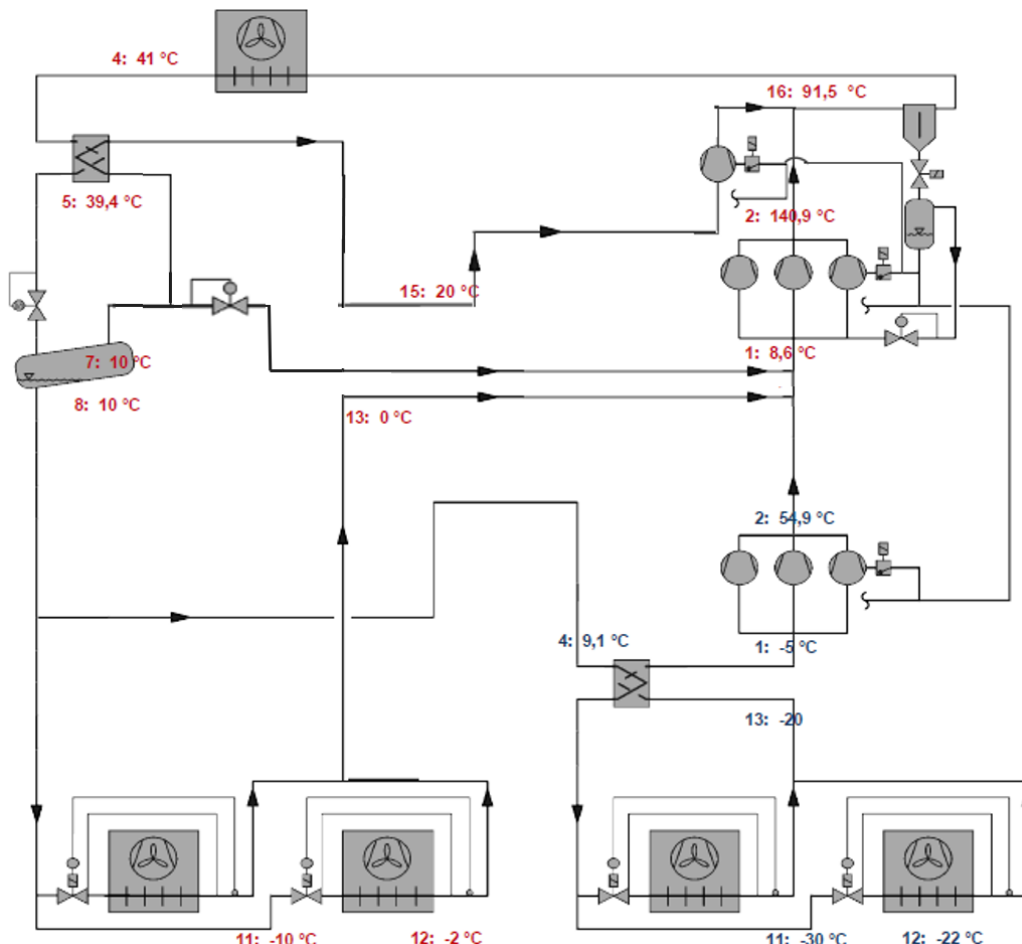


Figura 23: Esquema de princípio simplificado da central de refrigeração (adaptado de [58]).

Este *software* permite o dimensionamento dos compressores para centrais frigoríficas de acordo com as necessidades de potência e temperaturas definidas. O esquema de princípio simplificado obtido, não descreve determinados pormenores existentes num sistema real.

Por exemplo, não é contabilizado o número exato de evaporadores necessários. Isto deve-se ao facto de este *software* ter como vertente principal o dimensionamento de compressores para as instalações frigoríficas.

No entanto, descreve minuciosamente as condições do fluido no diagrama P-h, apresentado na Figura 24, disponibilizando as propriedades do fluido para cada um dos pontos, o que permite realizar uma análise sobre a pressão e temperatura de funcionamento, em cada um dos elementos da central.

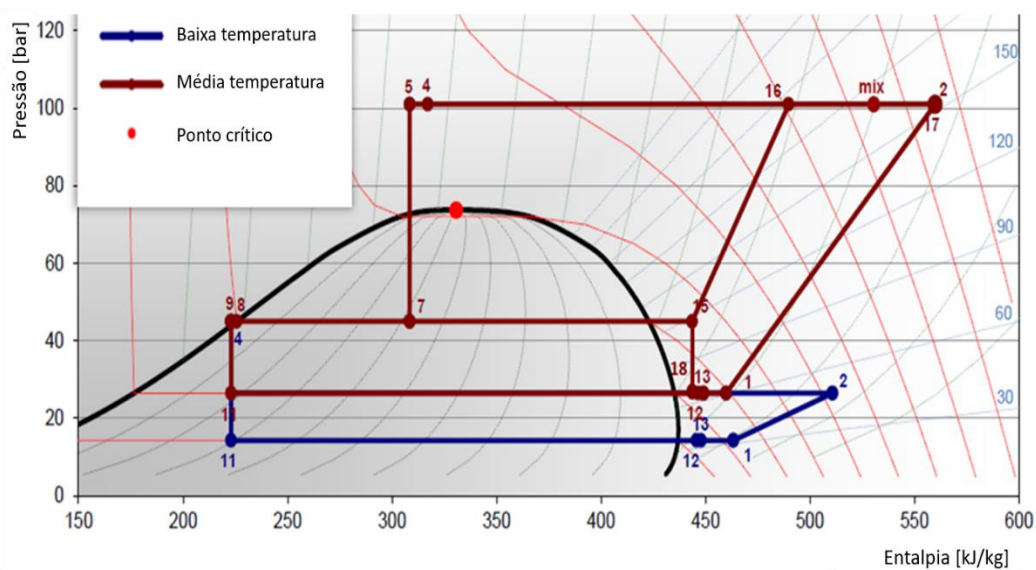


Figura 24: Diagrama P-h representativo da central (adaptado de [58]).

O *software* permite ainda calcular o rendimento da compressão, em função das restrições impostas, essas, impostas para satisfazer as necessidades da central em estudo. O rendimento total de compressão, da central em funcionamento, traduz-se por um valor de COP de design de 1,51 para as condições de funcionamento descritas.

### 3.2 Otimização do funcionamento da central frigorífica

Para a otimização do funcionamento das instalações frigoríficas, foi necessário identificar as medidas de melhoria que apresentavam um impacto significativo no rendimento da instalação. Desta forma, o estudo focou-se na alteração dos compressores existentes, devido ao impacto dos mesmos no rendimento da instalação, e no aprimoramento do controlo de operação das mesmas, o que representa um aumento da segurança de funcionamento e facilidade de montagem das instalações.

### 3.2.1 Estudo da viabilidade de implementação de compressores ECOLINE+

Ao longo dos últimos anos, os fabricantes de compressores têm realizados diversos testes e pesquisas com o objetivo de encontrar sistemas mais eficientes, que permitiram o lançamento para o mercado de uma nova série de compressores alternativos, denominada de *ECOLINE+*. Esta nova série de compressores difere dos compressores *ECOLINE* visto que, incorpora uma tecnologia de motor de arranque direto com íman permanente, identificado por LSPM, do inglês *Line Start Permanente Magnet*. Esta tecnologia permite explorar o elevado poder de compressão com um menor consumo de energia, aumentando assim o rendimento.

Segundo o fabricante, compressores com esta tecnologia permitem um aumento de até 14% do valor de eficiência sazonal (SEER). Tendo isto em conta, estes modelos, apesar de terem um custo mais elevado, tornam-se uma boa opção para este estudo já que apresentam um rendimento superior.

Na Figura 25, é apresentado um gráfico que traduz a diferença de eficiência de compressão entre os dois modelos para uma dada potência consumida (em percentagem), sendo possível analisar o aumento da eficiência da compressão com a utilização dos compressores com a tecnologia LSPM.

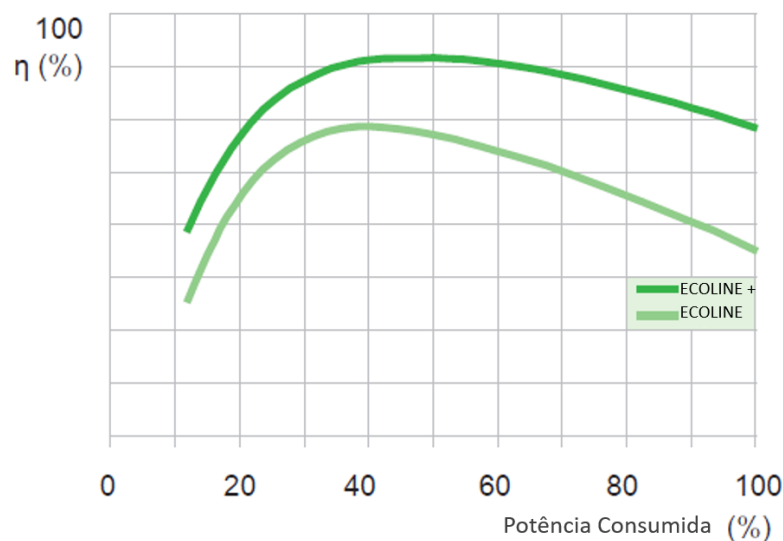


Figura 25: Comparação do rendimento dos dois modelos em função da potência consumida (adaptado de [59]).

De notar, que esta tecnologia apenas está disponível em compressores de maiores dimensões, nomeadamente de quatro ou seis cilindros e aplicam-se no segundo estágio de compressão, ou seja, nos compressores de MT e IT. Assim realizou-se os estudos apenas para o segundo estágio de compressão, desta forma alterando apenas os compressores de MT e IT.

Assim, para a central em estudo realizaram-se duas abordagens distintas com vista à otimização dos compressores, nos quais serão analisados vários indicadores: COP da

instalação frigorífica, os custos de investimento e de operação e o período de amortização do investimento.

Para a seleção dos estudos a realizar foi tido em conta o impacto do consumo de cada compressor sobre o consumo total da central frigorífica, deste modo, analisou-se a maior contribuição do primeiro compressor de MT e de IT, visto serem equipados com um variador de velocidade que represente um consumo acrescido. Assim, analisou-se inicialmente a alteração para a série mais eficiente, apenas destes compressores e após isso analisou-se a substituição de todos os compressores.

No primeiro estudo, foi substituído apenas dois compressores, um de MT e um de IT, para *ECOLINE+*, mantendo os outros compressores da série *ECOLINE*, no qual o compressor a alterar é o compressor equipado com variador de velocidade. Já no segundo estudo, foram alterados todos os compressores de MT e IT para *ECOLINE+*, funcionando a central apenas com os compressores de BT da série *ECOLINE*.

Para a realização do estudo foi necessário considerar um preço da energia elétrica para se calcular o custo de operação das centrais frigoríficas. Assim, de acordo com os dados disponibilizados pela Pordata, o preço da eletricidade para utilizadores industriais em Portugal, teve um valor médio de 0,1371 €/kWh em 2020 [60].

O tempo de amortização foi calculado para duas condições de funcionamento das centrais, para o funcionamento de acordo com a temperatura ambiente de *design* (correspondente ao ponto de maior necessidade da central) e para uma temperatura ambiente média da zona em que a instalação se encontra em funcionamento. Os resultados obtidos de forma detalhada, em função da temperatura ambiente de *design*,  $T_{design}$ , são apresentados ao longo do presente documento, enquanto que, os resultados detalhados em função da temperatura ambiente média,  $T_{média}$ , podem ser consultados no Anexo 2.

Serve de nota que, o tempo de vida de uma central de refrigeração pode variar de 12 a 20 anos, estando, no entanto, dependente de diversos fatores como: cuidados de utilização, manutenção, quantidades de correções e otimizações efetuadas durante o funcionamento que podem aumentar a durabilidade da central. Assim, para analisar as mais-valias as alterações propostas durante o estudo considerando-se um tempo de vida útil de 15 anos para a central. Sendo considerado o custo de energia e condições de utilização constantes ao longo de todo o estudo.

O tempo de amortização ( $t_a$ ) do investimento com a alteração dos compressores, foi calculado a partir da equação seguinte:

$$t_a = \frac{\sum Custo_{comp.} - \sum Custo_{comp.}'}{\sum ((P_{comp.} \times t) \times C_E) - \sum ((P_{comp.}' \times t) \times C_E)} \quad \text{Eq.(2)}$$

Na qual:

$t_a$ : Tempo de amortização do investimento com a alteração dos compressores, em anos;

$C_{\text{comp}}$ : Custo de investimento nos compressores da série *ECOLINE*, instalados na central;

$C'_{\text{comp}}$ : Custo de investimento com a alteração dos compressores para a série *ECOLINE+*;

$P_{\text{comp}}$ : Potência consumida por cada um dos compressores (kW);

$P'_{\text{comp}}$ : Potência consumida pelo compressor da série *ECOLINE+* (kW);

$t$ : Tempo de funcionamento anual do compressor (H/ano);

$C_E$ : Preço unitário da eletricidade (€/kWh).

### 3.2.2 Monitorização de operação em instalações frigoríficas

Para controlar uma central de refrigeração, ou seja, verificar se as condições de funcionamento estão de acordo com o definido em projeto, é necessário efetuar picagens nas tubagens para permitir ligar os acessórios necessários à obtenção dos dados desejados, nomeadamente a pressão.

Por norma, nas centrais de refrigeração no regime transcrito, estas picagens são feitas em quatro pontos distintos nas tubagens de cada linha que se pretende controlar. Esses pontos de picagem são efetuados na linha de baixa pressão, BP, (antes da aspiração dos compressores de BT), linha de média pressão, MP, (antes da aspiração dos compressores de MT), na linha de alta pressão, AP, (antes da entrada para o *gas cooler*) e no depósito de líquido.

Os acessórios necessários para a realização deste controlo em cada uma das linhas são uma sonda de pressão, para realizar o registo da pressão a cada instante, um manómetro, para a verificação instantânea do valor de pressão. Pode existir ainda, no caso de o cliente pretender *backup* no controlo, a necessidade de instalar outra sonda de pressão e um pressostato.

A função do pressostato é fazer a alteração automática da leitura da sonda principal para a sonda de *backup* quando necessário, por motivos de avaria ou manutenção. No entanto, para a linha de alta pressão, o pressostato existe mesmo que não exista a sonda de *backup* porque este serve também como segurança do sistema, ou seja, quando o sistema atinge uma pressão pré-definida, o pressostato induz um controlo para a paragem dos compressores até que a pressão baixe até ao nível correto, evitando assim a abertura das válvulas de segurança que iriam libertar o CO<sub>2</sub> para o ar envolvente.

O mesmo acontece no controlo do depósito de líquido que mesmo sem a existência de sonda de *backup* e caso exista grupo de emergência, existe um pressostato presente.

Este, para além deste controlo, efetua também o controlo para a ativação do grupo de emergência caso o depósito de líquido atinja um valor de pressão máximo definido. Como este pressostato é fixo próximo ao grupo de emergência e não conectado aos acessórios em otimização, não foi considerado para o estudo.

No funcionamento de uma instalação frigorífica no regime transcrito, é muito importante o máximo controlo para garantir o correto funcionamento e segurança, no entanto, apesar da sua menor importância, no momento de projeto também é importante ter em conta os custos de produção e qualidade/*design* de construção da mesma. Deste modo, é apresentado neste capítulo as alterações de construção e de seleção de componentes para otimizar o custo de produção e o design dos pontos de controlo das instalações frigoríficas, sem comprometer o correto funcionamento.

### 3.2.2.1 Descrição do método atual da central frigorífica

No caso da central em estudo, por opção do cliente existe *backup* no controlo, ou seja, existem duas sondas de pressão em vez de uma. Deste modo é necessário existir ligação para quatro acessórios. Para reduzir o número de picagens nas tubagens, foram utilizados *manifolds* (ver Figura 26), sendo, desta forma, necessária apenas uma picagem, onde seria soldada uma válvula, que posteriormente, por meio de uma mangueira flexível, é ligado ao *manifold*. Esta válvula tem como principal função bloquear o fluxo para os *manifolds* em caso de manutenção ou substituição de algum acessório.



Figura 26: Exemplo de um *manifold*

Na Figura 27, é apresentada a solução presente na instalação frigorífica. Nesta, optou-se pela utilização de *manifolds* fixados por meio de duas barras aparafusadas à estrutura com o acréscimo de um suporte para a fixação dos pressostatos das linhas de média e baixa pressão. Na instalação, foram utilizadas sondas de pressão de fornecedores distintos para a sonda principal e para a de *backup*, como se pode analisar na Figura 27.

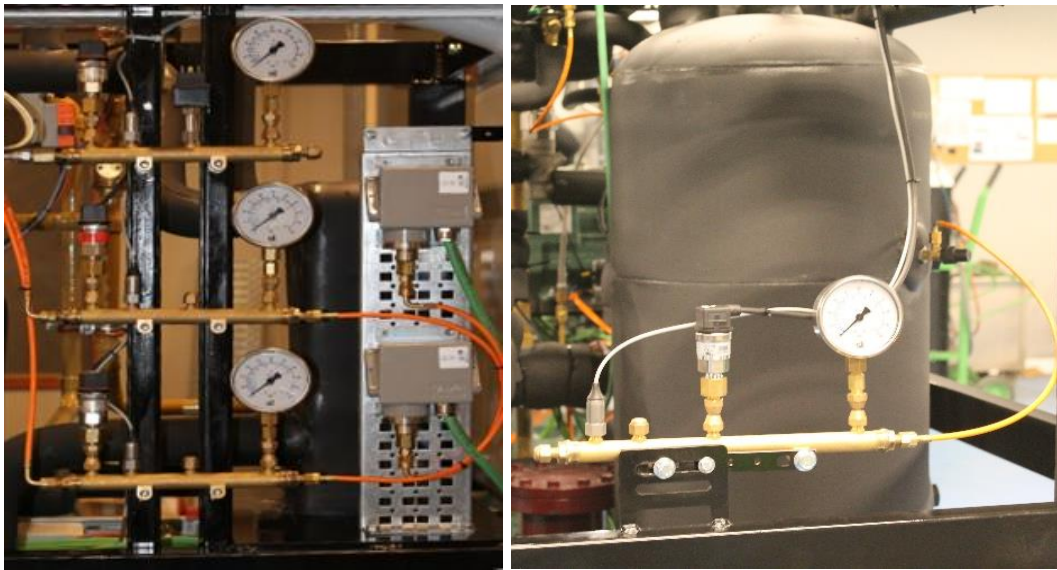


Figura 27: Solução existente na central frigorífica.

Esta solução, com os 4 pontos de instrumentação (incluindo todos os conectores necessários), apresenta um custo de 6 306 €. Um dos problemas desta opção, no local que se encontra fixa, é o facto do conjunto dos *manifolds* estar saliente à estrutura da central, ou seja, é um entrave caso se pretenda colocar painéis para a fechar. Sendo que, neste local não é possível o recuo dos mesmos para o interior da estrutura, foi necessário estudar alternativas para resolver este problema.

# RESULTADOS

- 4.1 Resultados da implementação de compressores ECOLINE+
- 4.2 Análise das alternativas sobre a monitorização de operação



## 4 RESULTADOS

Neste capítulo, são descritos os resultados das melhorias apresentadas no Capítulo 3. As melhorias foram estudadas em quatro centrais frigoríficas com distintas necessidades de refrigeração e localizadas em zonas distintas. Para cada melhoria proposta foi especificado o aumento do COP, custo de investimento e período de amortização.

### 4.1 Resultados da implementação de compressores *ECOLINE+*

Relativamente à melhoria em que se alteram os compressores, foram efetuados dois estudos distintos para cada central frigorífica em função de duas temperaturas de funcionamento distintas. O primeiro estudo, reflete a alteração apenas dos compressores com variador de velocidade, já o segundo estudo, traduz a substituição de todos os compressores.

#### 4.1.1 Estudo sobre a central frigorífica 1

Para se conseguir calcular o aumento de rendimento associado à alteração do tipo de compressores, é necessário conhecer os consumos e custo associados aos compressores da série *ECOLINE* atualmente instalados na central.

Para isso, recorrendo aos dados do fabricante, para a temperatura de *design*, foram obtidos para condições de operação de 50 Hz e nos compressores com variador de velocidade para 60 Hz a potência consumida por cada um deles, assim como, o seu custo, ambos apresentados na Tabela 4.

Tabela 4: Potência nominal dos compressores e preço de aquisição.

Modelo do compressor ( $M_{comp.}$ )	Quantidade	$P_{comp.}$ [kW]	Custo <sub>comp.</sub> [€]
4FTE-30K	1	26,17	11 280
4FTE-20K	2	22,08	10 425
4HTE-20K	1	17,85	9 303
Total	4	88,18	41 433

De acordo com os registos de funcionamento da central frigorífica (obtidos através de dados de monitorização), foi possível saber o tempo de funcionamento anual de cada um dos compressores instalados (Tabela 5).

Tabela 5: Tempo aproximado de funcionamento anual de cada um dos compressores.

	$M_{comp.}$	Quantidade	t [H/ano]
MT <sub>1</sub> -	4FTE-30K	1	6779,55
MT <sub>2</sub> -	4FTE-20K	1	1985,93
MT <sub>3</sub> -	4FTE-20K	1	1369,61
IT <sub>1</sub> -	4HTE-20K	1	342,4

Calculando a energia consumida durante um ano ( $E_{anual}$ ) e o custo de funcionamento anual (C) de cada um dos compressores (sem contabilizar custo de manutenção) obtêm-se os valores apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Consumo de energia anual por cada compressor.

	$M_{comp.}$	$E_{anual}$ [kWh]	$C_E$ [€]	C [€]
MT <sub>1</sub>	4FTE-30K	177 421	0,1371	24 324
MT <sub>2</sub>	4FTE-20K	43 849		6 012
MT <sub>3</sub>	4FTE-20K	30 241		4 146
IT <sub>1</sub>	4HTE-20K	6 112		838
Total		257 622	-	35 320

Sendo o consumo total de eletricidade, no conjunto dos quatro compressores instalados na central, de 257 622 kWh, este perfaz um custo anual de 35 320 € (Tabela 6). Contabilizando o custo de investimento inicial da aquisição dos compressores no total de 41 433 € (Tabela 4), no final do primeiro ano de funcionamento apresenta-se um custo total de 76 753 €.

#### 4.1.1.1 1º estudo - Alteração apenas de dois compressores

Para as mesmas condições de funcionamento, alterando-se apenas um compressor para *ECOLINE+* a central em estudo ficaria com os seguintes modelos de compressores: um

4FTEU-30LK, dois 4FTE-20K e um 4HTEU-20LK, sendo apresentado o seu consumo assim como o seu custo na Tabela 7.

Tabela 7: Potência consumida pelo compressores e preço de aquisição.

$M_{comp.}$	Quantidade	$P_{comp.}$ [kW]	Custo <sub>comp.</sub> [€]
<b>4FTEU-30LK</b>	1	24,42	14 666
4FTE-20K	2	22,08	10 425
<b>4HTEU-20LK</b>	1	16,60	12 095
Total	4	85,18	47 611

Considerando um cenário conservativo relativamente ao tempo de funcionamento dos compressores, considerou-se constante o tempo de funcionamento anual, apresentado no estudo anterior (Tabela 5). Na Tabela 8 é possível identificar o consumo anual, assim como o custo de utilização para cada um dos compressores.

Tabela 8: Consumo de energia anual por cada compressor.

$M_{comp}$	t [H/ano]	$E_{anual}$ [kWh]	$C_E$ [€]	C [€]
MT <sub>1</sub> <b>4FTEU-30LK</b>	6779,55	165 557	0,1371	22 698
MT <sub>2</sub> 4FTE-20K	1985,93	43 849		6 012
MT <sub>3</sub> 4FTE-20K	1369,61	30 241		4 146
IT <sub>1</sub> <b>4HTEU-20LK</b>	342,4	5 684		779
Total	-	245 331	-	33 635

Sendo o consumo total de eletricidade, no conjunto dos quatro compressores instalados na central, de 245 331 kWh, este perfaz um custo anual de 33 635 € (Tabela 8). Contabilizando o custo de investimento inicial da aquisição dos compressores no total de 47 611 € (Tabela 7), no final do primeiro ano de funcionamento apresenta-se um custo total de 81 246 €.

Considerando o tempo de funcionamento anual constante, calculou-se qual seria o período de amortização do investimento em comparação com o investimento ao final de um ano de utilização da central em estudo, de acordo com a Equação (2).

Na Figura 28, é apresentado o custo acumulado desde o primeiro ano em que foi efetuado o investimento até ao final do décimo ano de utilização com os compressores

atualmente instalados na central, em comparação com uma central com alteração do compressor com variador de velocidade para a série *ECOLINE+*(1º estudo).

É apresentado a diferença entre o investimento da solução presente na instalação (compressores *ECOLINE*) apresentado pela barra a azul-claro e o investimento sobre a alteração proposta, apresentado pela barra de cor laranja-claro. Sendo perceptível visualizar o custo acrescido no investimento da solução proposta.

Apresenta ainda, o período de amortização do investimento para as duas situações de funcionamento distintas, para uma temperatura ambiente de *design* (barras a azul-escuro e laranjas) e, para uma temperatura ambiente média da zona em que a instalação se encontra em funcionamento (barras verdes e amarelas), para apresentar o período de recuperação em forma de intervalo em vez de um valor exato, pois este irá variar de acordo com as condições de funcionamento da instalação.

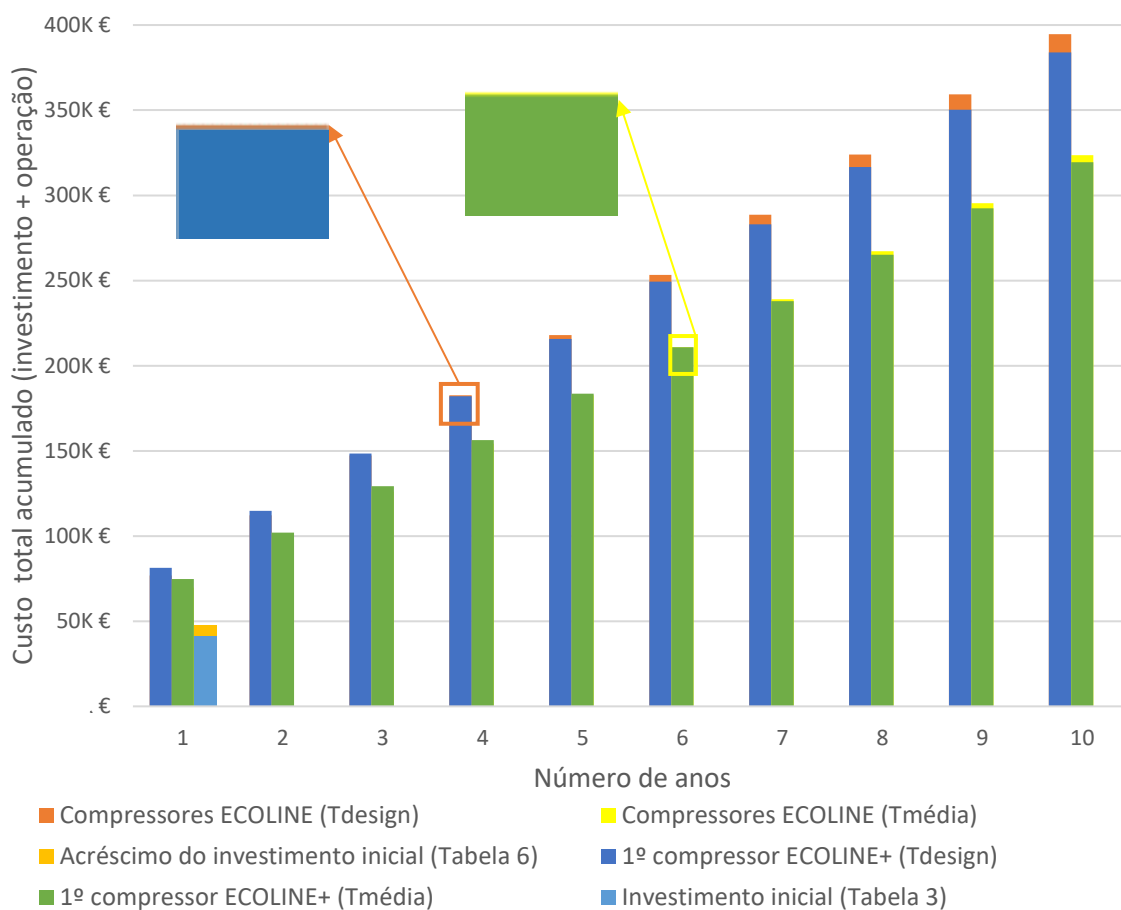


Figura 28: Custo acumulado entre utilização de compressores *ECOLINE* e 1º compressor *ECOLINE+*.

Pela análise da Figura 28, para uma temperatura ambiente de *design* analisa-se que até ao terceiro ano de utilização, o funcionamento com a solução existente na central (com compressores *ECOLINE*) apresenta menor custo de funcionamento. A partir do quarto ano, existe uma inversão do cenário (quando as barras ultrapassam uma à outra), na

qual a solução com alteração dos compressores para a série *ECOLINE+* torna-se mais económica, e permite a partir desse período uma redução de 5% no custo anual de energia. No entanto, para uma temperatura ambiente média, o período de amortização é superior, como se pode verificar na Figura 28, apenas no sexto ano existe a inversão do cenário, correspondente ao período de recuperação do investimento.

Na Figura 29, são apresentados os dados presente na Figura 28 de uma forma diferente, para permitir fazer uma comparação entre o período de amortização para ambas as situações em estudo.

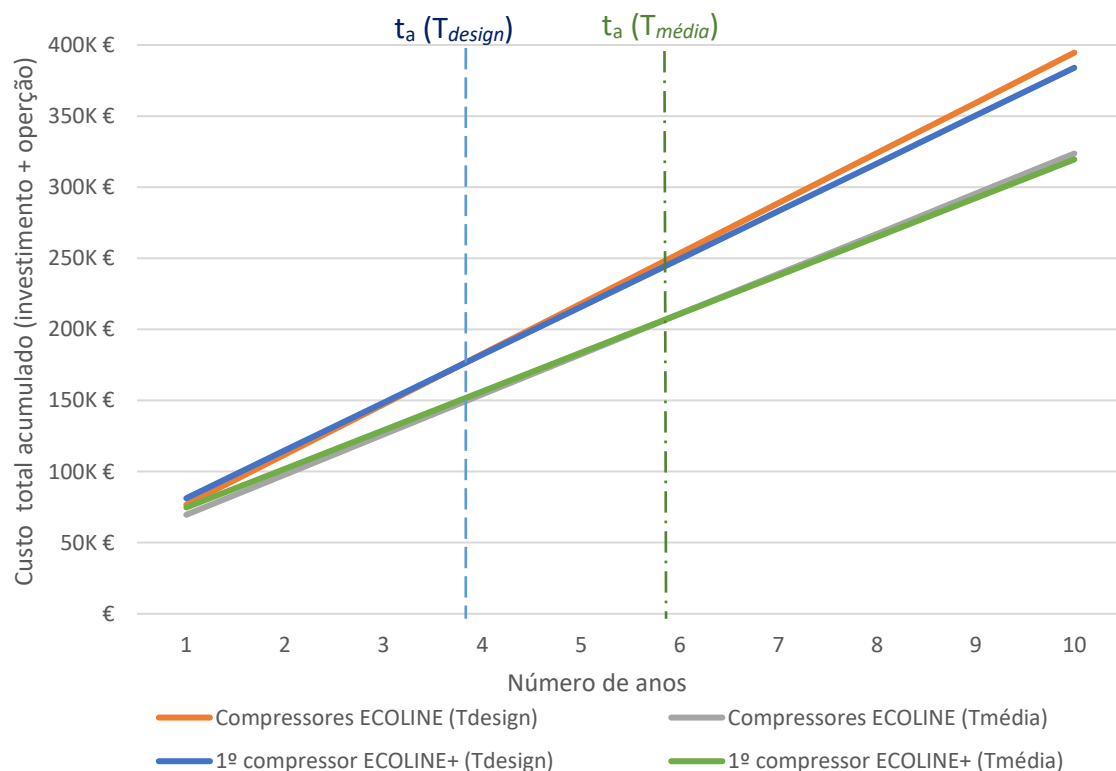


Figura 29: Intervalo de amortização do investimento, no 1º estudo, da instalação 1.

Os pontos de cruzamento das linhas, presentes na Figura 29, representam o momento em que é recuperada a diferença de custo dos compressores. Assim, para um período anual de 365 dias, a amortização da diferença de investimento, de acordo com a temperatura ambiente de *design* ocorre no final do terceiro ano de utilização. Porém para uma temperatura ambiente média a amortização da diferença de custo dos compressores apenas é atingida no final do quinto ano.

De acordo com estas duas situações distintas de funcionamento, é possível visualizar um intervalo aproximado entre o quarto e sexto anos para a amortização do investimento nesta instalação. Ao considerar-se um tempo de vida útil de 15 anos para a instalação, a recuperação da diferença de investimento no intervalo entre o quarto e sexto ano revela-se atrativo, visto que, durante aproximadamente 10 anos o cliente irá beneficiar

de uma economia anual sobre o consumo de energia, podendo este valor variar de acordo com as condições de funcionamento da instalação.

Na Tabela 9, são apresentados os COP de *design* para o 1º estudo, obtidos com o auxílio ao *software* de dimensionamento da BITZER, para as duas temperaturas ambientes de funcionamento em estudo.

Tabela 9: COP de *design* da central frigorífica 1 em função da temperatura ambiente para o 1º estudo

Temperatura ambiente [°C]	COP	
$T_{\text{design}}$	39	1,56
$T_{\text{média}}$	13,9	3

Os dados presentes na Tabela 9 são apresentados em gráfico na Figura 30, na qual, ilustra uma linha tendência (obtida através de uma aproximação matemática no Excel) para a variação do COP em função da temperatura ambiente de operação da instalação.

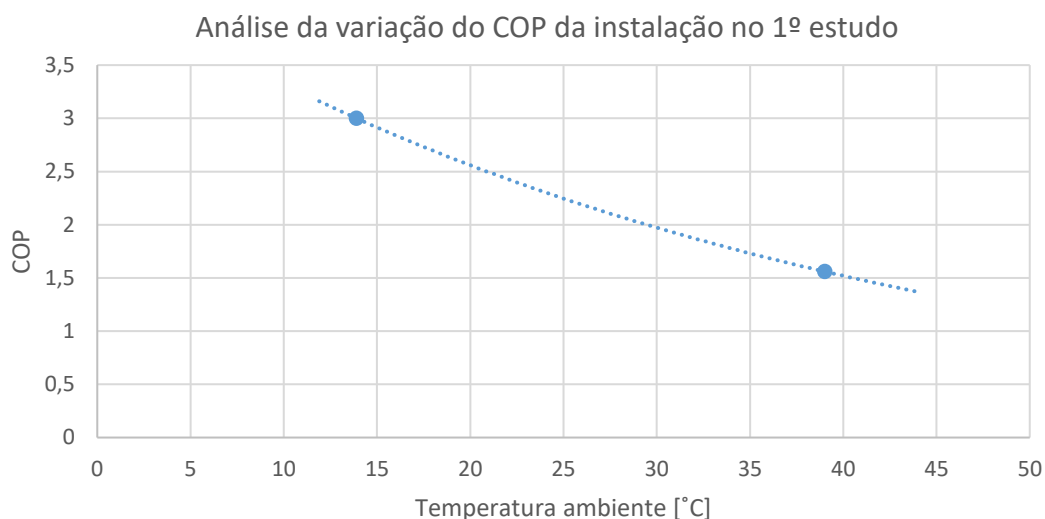


Figura 30: Análise da variação do COP, em função da temperatura ambiente, na instalação com o 1º estudo

Pela análise da Figura 30 é possível observar que quanto superior é a temperatura ambiente em que a instalação se encontra em funcionamento, menor é o valor do COP. Visto que, quanto maior for a temperatura ambiente maior serão as necessidades de funcionamento dos compressores, ou seja, a uma maior potência necessária, traduzida por um maior consumo de energia para satisfazer as mesmas necessidades.

#### 4.1.1.2 2º estudo - Alteração de todos os compressores

Alterando-se apenas um compressor para *ECOLINE+* a central em estudo ficaria com os seguintes modelos de compressores: um 4FTEU-30LK, dois 4FTEU-20LK e um 4HTEU-20LK, sendo apresentados os consumos e custos na Tabela 10.

Tabela 10: Potência consumida pelos compressores e preço de aquisição (2º estudo).

$M_{comp.}$	Quantidade	$P_{comp.}$ [kW]	$Custo_{comp.}$ [€]
<b>4FTEU-30LK</b>	1	24,42	14 666
<b>4FTEU-20LK</b>	2	20,46	13 553
<b>4HTEU-20LK</b>	1	16,60	12 095
Total	4	81,94	53 867

Considerando o tempo de funcionamento anual o mesmo, na Tabela 11 são apresentados os resultados do consumo e seu custo de operação anual para cada um dos compressores.

Tabela 11: Consumo de eletricidade anual por cada compressor (2º estudo).

$M_{comp}$	T [H]	$E_{anual}$ [kWh]	$C_E$ [€]	C [€]
MT <sub>1</sub> <b>4FTEU-30LK</b>	6779,55	165 557	0,1371	22 698
MT <sub>2</sub> <b>4FTEU-20LK</b>	1985,93	40 632		5 571
MT <sub>3</sub> <b>4FTEU-20LK</b>	1369,61	28 022		3 842
IT <sub>1</sub> <b>4HTEU-20LK</b>	342,4	5 684		779
Total	-	239 895	-	32 890

Sendo o consumo total de eletricidade, no conjunto dos quatro compressores instalados na central, de 239 895 kWh, o que perfaz um custo anual de 32 890 € (Tabela 11). Contabilizando o custo de investimento inicial da aquisição dos compressores um total de 53 867 € (Tabela 10), no final do primeiro ano de funcionamento apresenta-se um custo total de 86 757 €.

Na Figura 31, é apresentado para ambas as situações de funcionamento em estudo, o custo acumulado desde o investimento até ao final do décimo ano de utilização com os

compressores atualmente instalados na central em comparação com a alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+*.

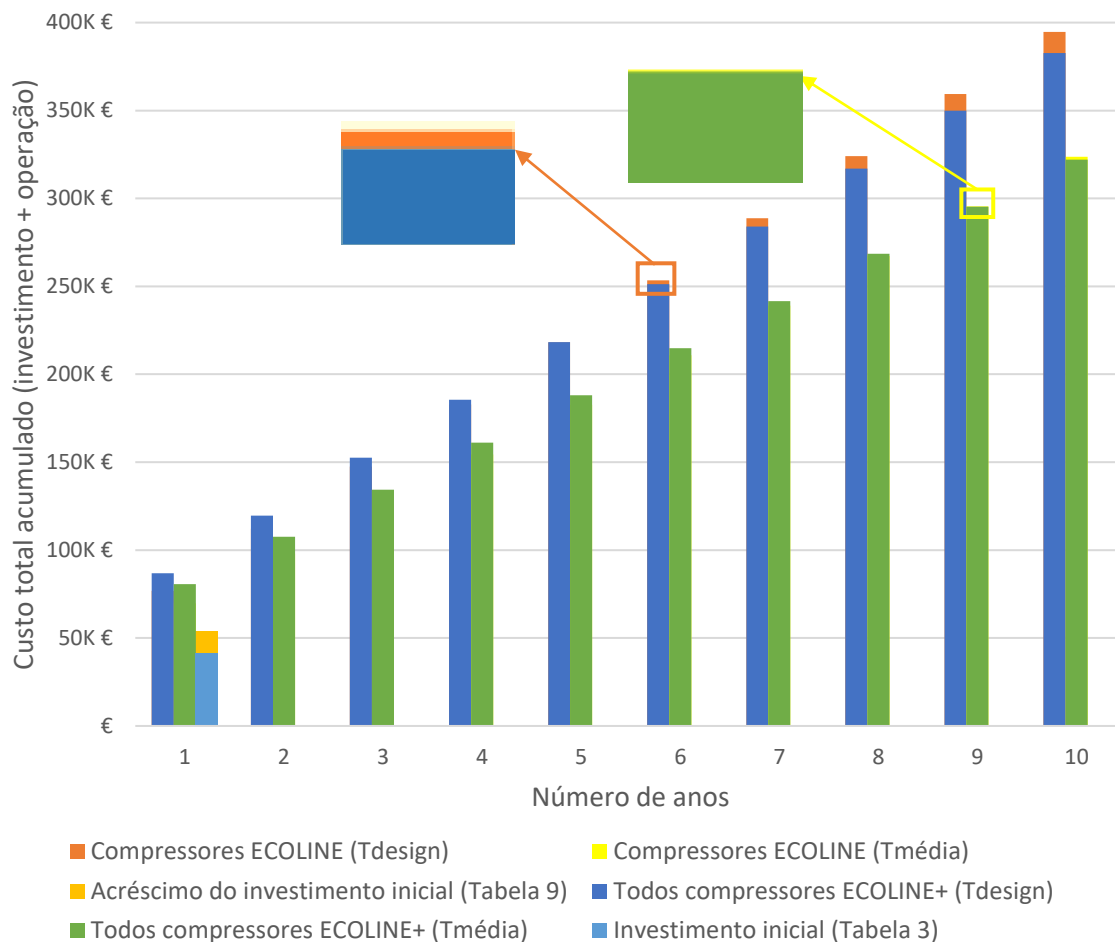


Figura 31: Custo acumulado entre utilização de compressores *ECOLINE* e todos os compressores *ECOLINE+* (2º estudo).

Pela análise da Figura 31, para uma temperatura ambiente de *design*, verifica-se que até ao quinto ano de utilização, a solução mais económica é a utilização dos compressores da série *ECOLINE*, mas após o quinto ano de utilização ocorre uma inversão, refletida pela eficiência superior dos compressores da série *ECOLINE+*. Nesta situação a amortização da diferença de custo dos compressores ocorre ao final de cinco anos e um mês de utilização.

Porém, para uma temperatura ambiente média, a inversão do cenário apenas mais tarde, acontece apenas após o oitavo ano. Mais precisamente, a amortização da diferença de custo dos compressores acontece ao fim de oito anos e onze meses de utilização.

Na Figura 32 são apresentados os dados presente na Figura 31 de uma forma distinta, para simplificar a comparação entre o período de amortização para ambas as situações

em estudo. Estabelecendo um intervalo para o período de amortização de acordo com as duas situações.

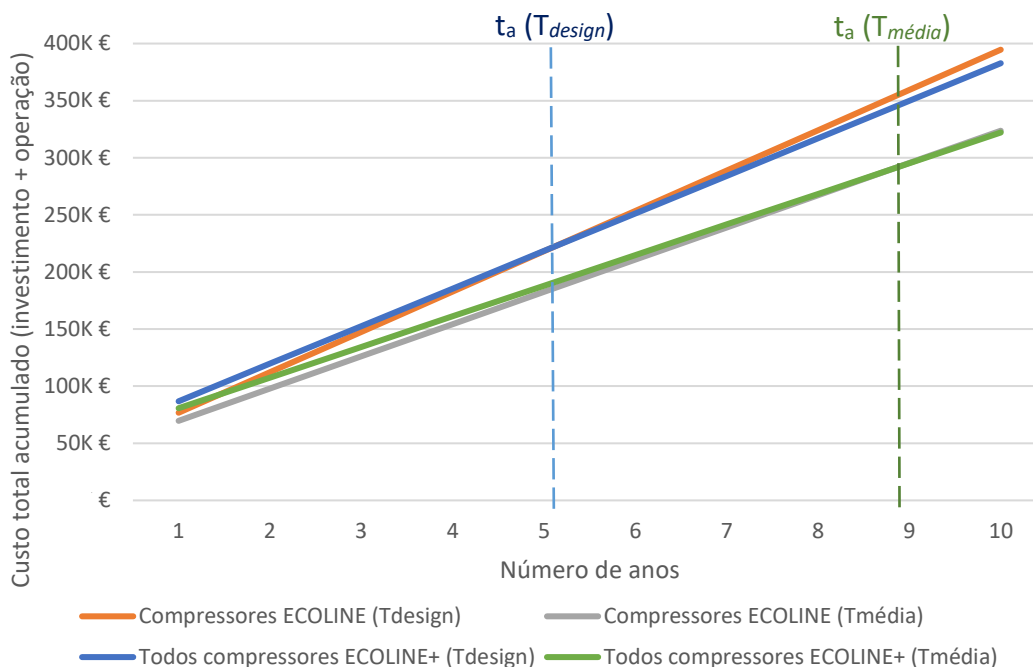


Figura 32: Intervalo de amortização do investimento, no 2º estudo, da instalação 1.

Pela análise da Figura 32, é possível definir um intervalo aproximado para o período de amortização do investimento, ocorrendo este aproximadamente entre o quinto e o nono ano de funcionamento de acordo com as condições de funcionamento da central. Portanto, ao considerar-se um tempo de vida útil de 15 anos para a instalação, este intervalo para a recuperação do investimento torna-se menos atrativo em relação ao primeiro estudo, isto é, disponibilizar de uma solução em que pode chegar a nove anos para amortizar a diferença de investimento traduz-se num período menor em que o cliente terá economia após a amortização.

Com o auxílio ao *software* da BITZER, na Tabela 12, são apresentados os COP de *design* para o 2º estudo, para as duas temperaturas ambientes de operação.

Tabela 12: COP de *design* da central frigorífica 1 em função do valor da temperatura ambiente para o 2º estudo

Temperatura ambiente [°C]	COP
T <sub>design</sub>	1,63
T <sub>média</sub>	3,11

Os resultados presentes na Tabela 12 são descritos graficamente na Figura 33, onde é representada uma linha tendência para a variação do COP em função da temperatura ambiente de funcionamento.

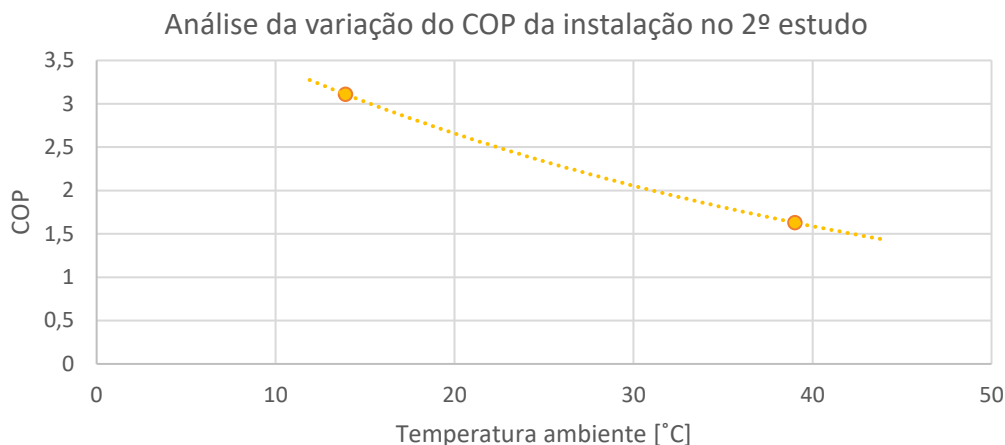


Figura 33: Análise da variação do COP, em função da temperatura ambiente, na instalação com o 2º estudo

Na Figura 33, de igual forma que se mostrou no 1º estudo, verifica-se que quanto superior é a temperatura ambiente de funcionamento, menor é o valor do COP de *design*. Devido a, quanto maior for a temperatura, maior serão as necessidades dos compressores, isto é, existe uma maior potência necessária, refletida por um maior consumo de energia para satisfazer as mesmas necessidades.

#### 4.1.2 Estudo de implementação em outras centrais

De forma a complementar o estudo realizado sobre a central frigorífica 1 (CF1), efetuou-se o mesmo estudo para outras três instalações em funcionamento em diferentes zonas do país, nomeadamente uma da zona centro (identificada por CF2) e outras duas localizadas na zona litoral norte (identificadas por CF3 e CF4). São apresentadas, na Tabela 13, as temperaturas consideradas para o projeto de cada instalação em estudo, sendo possível visualizar que em todas as instalações foi considerada a mesma temperatura ambiente de *design*.

Tabela 13: Temperaturas consideradas em cada central frigorífica em estudo

Instalação:	CF1	CF2	CF3	CF4
Temperatura ambiente de <i>design</i> [°C]	39			
Temperatura ambiente média [°C]	13,9	16,9	15,9	14,9

Na Tabela 14, são apresentados os respetivos modelos dos compressores que equipam cada uma das centrais, notando que em todas elas o primeiro compressor do regime de MT e o compressor paralelo (IT), são equipados com um variador de velocidade.

Tabela 14: Modelos dos compressores utilizados em cada uma das centrais.

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	4FTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4HTE-20K	4FTE-30K
CF3	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	-	4MTE-10K	-
CF4	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	-	4MTE-10K	-

Para obter o tempo de amortização com a alteração dos compressores, é necessário conhecer inicialmente qual o custo ao final de um ano de utilização das centrais nas condições que se encontram em funcionamento.

Os dados recolhidos da monitorização, com registos dos tempos anuais de operação de cada compressor das centrais em estudo, sendo assim possível calcular o consumo anual de eletricidade, bem como o custo correspondente para cada uma das centrais. Os resultados são apresentados na Tabela 15, Tabela 16 e Tabela 17.

Tabela 15: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada compressor da central frigorífica 2.

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	4FTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4HTE-20K	4FTE-30K
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
P <sub>comp.</sub> [kW]	26,17	33,51	33,51	33,51	17,85	21,7
Custo <sub>comp.</sub> [€]	11 280	12 485	12 485	12 485	9 303	11 280
E <sub>anual</sub> [kWh]	224 754	82 226	99 357	10 278	10 928	11 120
C [€]	30 814	11 273	13 622	1 409	1 498	1 525

De acordo com os dados presentes na Tabela 15, referentes à central frigorífica 2, o consumo total anual de eletricidade, pelos cinco compressores instalado, é de 438 663

kWh, perfazendo um custo anual de 60 141 €. Os modelos de compressores utilizados nesta central, totalizam um custo de investimento inicial de 69 318 €, o que no final do primeiro ano de funcionamento representa um custo total de 129 459 €.

Tabela 16: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada compressor da central frigorífica 3.

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
P <sub>comp.</sub> [kW]	17,85	14,81	14,81	9,95
Custo <sub>comp.</sub> [€]	9 303	9 303	9 303	7 645
E <sub>anual</sub> [kWh]	148 266	38 662	12 653	8 973
C [€]	20 327	5 301	1 735	1 230

Na central frigorífica 3, de acordo com os dados apresentados na Tabela 16, o consumo total anual de eletricidade, é de 208 555 kWh, correspondente a um custo anual de 28 593 €. O custo de aquisição dos compressores instalados na central perfaz um investimento inicial de 35 554 €, o que na totalidade representa no final do primeiro ano de funcionamento um custo de 64 147 €.

Tabela 17: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada compressor da central frigorífica 4.

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
P <sub>comp.</sub> [kW]	17,85	14,81	14,81	9,95
Custo <sub>comp.</sub> [€]	9 303	9 303	9 303	7 645
E <sub>anual</sub> [kWh]	154 248	28 652	3 820	7 700
C [€]	21 147	3 928	524	1 056

No entanto, na Tabela 17, referente à central frigorífica 4, é apresentado um consumo total anual de eletricidade, de 194 420 kWh, traduzido por um custo de 26 655 €. Considerando o custo de aquisição dos compressores no valor de 35 554 €, totaliza no final do primeiro ano de funcionamento um custo de 64 147 €.

#### 4.1.2.1 1º estudo - Alteração apenas de dois compressores

De igual forma ao estudo realizado para a central frigorífica 1, estudou-se a alteração apenas dos compressores com variador de velocidade para a série *ECOLINE+*, ou seja, analisou-se a alteração do primeiro compressor de MT e o primeiro compressor de IT. Os resultados desta alteração para cada uma das instalações em análise são apresentados na Tabela 18, Tabela 19 e Tabela 20.

Na Tabela 18, referente à central frigorífica 2, de notar que ao alterar estes dois compressores o custo total de aquisição tem o valor de 75 496 €, um aumento de 6 178 € em relação à utilização de todos os compressores da serie *ECOLINE*, sendo também calculado qual o período de amortização deste valor devido ao aumento de eficiência da compressão. É ainda possível analisar o consumo de energia total anual tendo um valor de 422 869 kWh o que traduz um custo total de eletricidade de 57 975 €.

Tabela 18: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da central frigorífica 2.

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	<b>4FTEU- 30LK</b>	4CTE- 30K	4CTE- 30K	4CTE- 30K	<b>4HTEU- 20LK</b>	4FTE- 30K
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
P <sub>comp.</sub> [kW]	24,42	33,51	33,51	33,51	16,6	21,7
Custo <sub>comp.</sub> [€]	14 666	12 485	12 485	12 485	12 095	11 280
E <sub>anual</sub> [kWh]	209 725	82 226	99 357	10 278	10 163	11 120
C [€]	28 753	11 273	13 622	1 409	1 393	1 525

Na Tabela 19 são apresentados os resultados da alteração dos dois compressores na central frigorífica 3.

Tabela 19: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da central frigorífica 3.

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	<b>4HTEU-20LK</b>	4HTE-20K	4HTE-20K	<b>4MTEU-10LK</b>
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
P <sub>comp.</sub> [kW]	16,60	14,81	14,81	9,56
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	9 303	9 303	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	137 884	38 662	12 653	8 621
C [€]	18 904	5 301	1 735	1 182

De igual forma, na Tabela 20 são apresentados os resultados da alteração para a central frigorífica 4.

Tabela 20: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da central frigorífica 4.

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	<b>4HTEU-20LK</b>	4HTE-20K	4HTE-20K	<b>4MTEU-10LK</b>
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
P <sub>comp.</sub> [kW]	16,60	14,81	14,81	9,56
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	9 303	9 303	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	143 446	28 652	3 820	7 398
C [€]	19 666	3 928	524	1 014

Para comparar os resultados obtidos com a alteração dos dois compressores, em relação aos instalados em funcionamento em cada central, os resultados são resumidos na

Tabela 21, onde também é apresentado o período de amortização para ambas as situações em estudo, ou seja, de acordo com o funcionamento a uma temperatura ambiente de *design* (valores apresentados até ao momento) e para uma temperatura ambiente média de acordo com a zona em que a central se encontra em funcionamento (valores no Anexo 2).

Tabela 21: Comparação dos resultados obtidos ao alterar-se os dois compressores em relação à solução existente na central.

Instalação:	CF2	CF3	CF4	
<b>Compressores <i>ECOLINE</i></b>				
Consumo de energia anual [kWh]	438 663	208 555	194 420	
Custo anual da eletricidade consumida [€]	60 141	28 593	26 655	
Custo do primeiro ano incluindo investimento [€]	129 459	64 147	62 209	
<b>Um Compressor <i>ECOLINE+</i></b>				
Consumo de energia anual [kWh]	422 869	197 820	183 316	
Custo anual da eletricidade consumida [€]	57 975	27 121	25 133	
Custo do primeiro ano incluindo investimento [€]	133 471	67 760	65 772	
$t_a$ [anos]	Temperatura ambiente de <i>design</i>	2,9	3,5	3,3
	Temperatura ambiente média	4,7	7,1	6,8

Com os resultados presentes na Tabela 21, é possível fazer uma análise das vantagens e desvantagens na alteração dos dois compressores para a série *ECOLINE+* em cada uma das centrais, nomeadamente uma comparação entre o consumo de energia anual associado a um custo e ainda a alteração do custo de aquisição dos compressores.

Para a central frigorífica 2, pode-se verificar que ao alterar os dois compressores acresce 6 178 € na aquisição dos mesmos, tornando-se este ponto uma desvantagem no momento de aquisição por parte do cliente. No entanto, uma vantagem desta alteração, é a redução do consumo anual de eletricidade, o que irá representar uma poupança anual sobre a eletricidade.

Nas instalações frigoríficas 3 e 4, sendo que estão instalados os mesmos compressores nas centrais, ao efetuar-se a alteração proposta, implica o mesmo aumento sobre o custo de aquisição dos compressores, ou seja, um aumento de 5 085 € em relação à

solução instalada na central com todos os compressores da série *ECOLINE*. Porém, a nível de poupança anual sobre o valor da eletricidade consumida é diferente para as duas centrais, visto que apresentam diferentes tempos de funcionamento dos compressores.

Na Figura 34, são apresentados os períodos de amortização do investimento para cada instalação em estudo, considerando o consumo de energia anual constante. É apresentado o período de amortização de acordo com os resultados obtidos para uma temperatura ambiente de *design* e para os resultados de acordo com a temperatura ambiente média em que cada central se encontra em funcionamento. Estabelecendo deste modo um intervalo de recuperação do investimento para cada instalação, definidos por uma situação de consumos mínimos e outra situação de consumos máximos de energia.

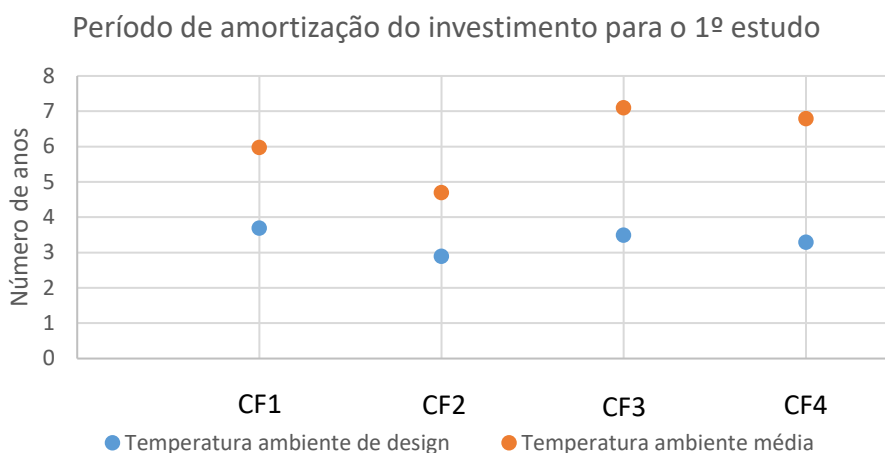


Figura 34: Intervalo para amortização do investimento para as centrais em estudo.

Para a central frigorífica 2, de acordo com uma temperatura ambiente de *design*, é possível estimar o período de amortização desta alteração em relação à solução em funcionamento da central, sendo este de aproximadamente três anos. No entanto para uma temperatura ambiente média de funcionamento o período de amortização aumenta para 4 anos e oito meses, devido às menores necessidades de compressão, traduzindo-se por um menor consumo dos compressores. Assim, de acordo com as condições de funcionamento da instalação, como visível na Figura 34, fica estabelecido um intervalo para a amortização do investimento entre o final do segundo ano e o final do quarto ano de utilização.

Com esta alteração, na central frigorífica 3, de acordo com a temperatura ambiente de *design*, estima-se o período de amortização desta alteração em três anos e meio de funcionamento, aproximadamente. Porém, para uma temperatura ambiente média de funcionamento o período de amortização aumenta, estabelecendo-se em 7 anos e um mês de utilização. Em suma, como apresentado na Figura 34, o intervalo para a

amortização do investimento ocorre entre o meio do terceiro ano e o início do sétimo ano de utilização.

Na central frigorífica 4, tendo características muito semelhantes às da central frigorífica 3, o período de amortização também é semelhante. Apesar de instalados os mesmos compressores, existe diferenças no consumo de eletricidade anual, devido à diferente utilização que origina um diferente tempo de funcionamento dos compressores. Assim, de acordo com uma temperatura ambiente de design, a amortização do investimento ocorre após três anos e quatro meses de utilização. Já, de acordo com uma temperatura ambiente média de funcionamento, a amortização do investimento será mais tardia, ocorrendo apenas no final do sexto ano de utilização, em concreto no final de seis anos e dez meses. Estabelecendo-se o intervalo entre o início do terceiro ano e o final do sexto ano, para a amortização do investimento, representado na Figura 34.

Na Figura 35, é apresentada a variação do COP de *design* para as várias centrais em estudo em função temperatura ambiente de funcionamento.

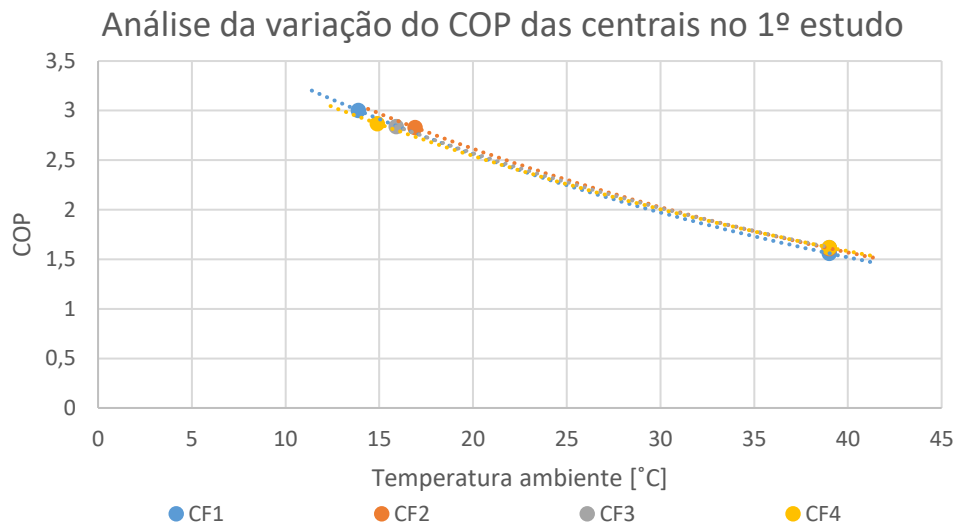


Figura 35: Análise da variação do COP das centrais no 1º estudo

É possível visualizar através da Figura 35, todas as centrais seguem a tendência já apresentada para a central frigorífica 1, o aumento da temperatura ambiente induz uma redução no rendimento da instalação, representado por um COP de *design* inferior.

#### 4.1.2.2 2º estudo - Alteração de todos os compressores

Ao efetuar-se a alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+*, o consumo de eletricidade por parte dos mesmos vai alterar de forma significativa, estando apresentados os resultados desta alteração para cada instalação em análise na Tabela 22, Tabela 23 e Tabela 24.

Na Tabela 22, são apresentados os resultados da alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+* da central frigorífica 2. Com esta alteração o custo total de aquisição tem o valor de 90 114 €, ou seja, um aumento de 20 796 € em relação à solução inicial. O acréscimo do custo de aquisição dos compressores representa uma desvantagem, mas é necessário ter atenção na redução no consumo de energia que esta alteração irá proporcionar.

Tabela 22: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para *ECOLINE+* da central frigorífica 2.

Central	Compressores					
	Compressores de MT			Compressores IT		
CF2	<b>4FTEU-30LK</b>	<b>4CTEU-30LK</b>	<b>4CTEU-30LK</b>	<b>4CTEU-30LK</b>	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4FTEU-30LK</b>
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
P <sub>comp.</sub> [kW]	24,42	31,41	31,41	31,41	16,6	20,25
Custo <sub>comp.</sub> [€]	14 666	16 229	16 229	16 229	12 095	14 666
E <sub>anual</sub> [kWh]	209 725	77 073	93 130	9 634	10 163	10 377
C [€]	28 753	10 567	12 768	1 321	1 393	1 423

Nas instalações frigoríficas 2 e 3, existem os mesmos compressores instalados, pelo que o investimento inicial é igual. No entanto, devido à diferente localização das centrais e diferentes condições de operação, os tempos de funcionamento serão diferentes, o que representará tempos de retorno diferentes. Posto isto, na Tabela 23 são apresentados os consumos de eletricidade e custos anuais de energia da central frigorífica 3 e, na Tabela 24, são identificados os mesmos fatores para a central frigorífica 4.

Tabela 23: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para *ECOLINE+* da central frigorífica 3.

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4MTEU-10LK</b>
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
P <sub>comp.</sub> [kW]	16,60	13,76	13,76	9,56
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	12 095	12 095	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	137 884	35 921	11 756	8 621
C [€]	18 904	4 925	1 612	1 182

Tabela 24: Tempo, consumo e custo de energia elétrica anual de cada compressor na CF4 (2º estudo).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4HTEU-20LK</b>	<b>4MTEU-10LK</b>
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
P <sub>comp.</sub> [kW]	16,60	13,76	13,76	9,56
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	12 095	12 095	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	143 446	26 621	3 549	7 398
C [€]	19 666	3 650	487	1 014

Na Tabela 25, são apresentados os resultados da alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+* em cada instalação, comparando-se, para uma temperatura ambiente de *design*, o consumo de energia anual, custo de funcionamento e ainda a alteração do custo de aquisição dos compressores em comparação com a solução inicial. São ainda, apresentados os tempos de amortização da diferença de investimento para as duas situações em estudo, de acordo com a temperatura ambiente de *design* e média.

Tabela 25: Comparação dos resultados obtidos com o 2º estudo em relação à solução existente na central.

Instalação:	CF2	CF3	CF4
<b>Compressores <i>ECOLINE</i></b>			
Consumo de energia anual [kWh]	438 663	208 555	194 420
Custo anual da eletricidade consumida [€]	60 141	28 593	26 655
Custo do primeiro ano incluindo investimento [€]	129 459	64 147	62 209
<b>Todos Compressores <i>ECOLINE+</i></b>			
Consumo de energia anual [kWh]	410 102	194 182	181 014
Custo anual da eletricidade consumida [€]	56 225	26 622	24 817
Custo do primeiro ano incluindo investimento [€]	146 339	72 845	71 040
$t_a$ [anos]      Temperatura ambiente de <i>design</i>	5,3	5,4	5,8
$t_a$ [anos]      Temperatura ambiente média	9	11	11,8

Relativamente à central frigorífica 2, o custo total de aquisição dos compressores tem um aumento de 30%, mas permite, para uma temperatura ambiente de *design*, uma redução no consumo anual de eletricidade de 7%.

Como já referido na secção 3.2.1 do Capítulo 3, as instalações 3 e 4 têm contextos muito semelhantes. Assim, nestas duas instalações, ao alterar-se todos os compressores para a série *ECOLINE+* traduz um aumento de custo equiparado aquando da aquisição dos compressores, correspondente a um aumento de 10 669 €. No entanto, como têm tempos de funcionamento diferentes, deverá existir uma diferença no consumo de eletricidade anual, o que se traduz num período de amortização diferente para as duas centrais.

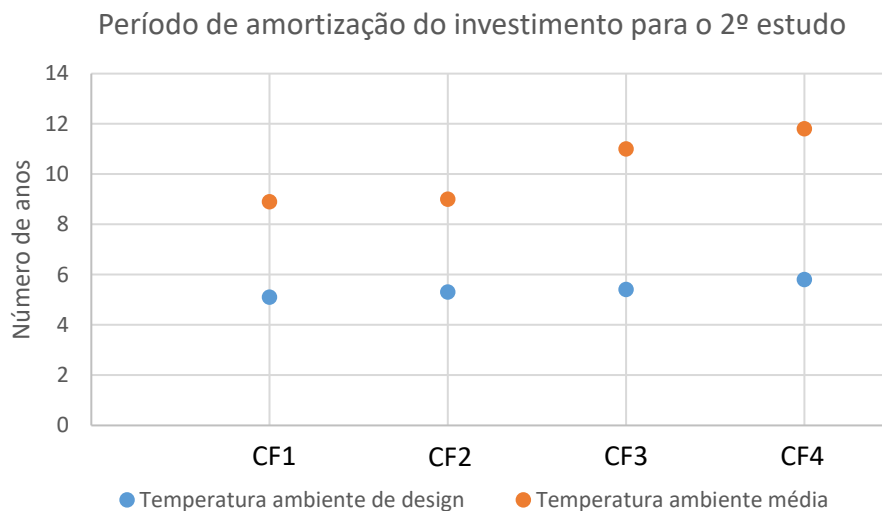


Figura 36: Intervalo para amortização do investimento para as centrais em estudo

Na central frigorífica 2, para condições de funcionamento a uma temperatura ambiente de *design*, permite a amortização do investimento em cinco anos aproximadamente, aproximadamente. No entanto, para o funcionamento de acordo com uma temperatura ambiente média, o período de amortização aumenta para nove anos. Apresentado na Figura 36, em função das condições de funcionamento consideradas, estabelece-se um intervalo entre o início do quinto ano e o nono ano para a amortização do investimento.

Com esta solução, alterando-se todos os compressores para a série *ECOLINE+*, para uma temperatura ambiente de *design*, na central frigorífica 3 origina uma redução no consumo de eletricidade anual o que permite ao cliente recuperar a diferença do investimento dos compressores num período de cinco anos e cinco meses. Porém, para uma temperatura ambiente média, o período para amortizar a diferença do investimento é superior, atingido apenas após onze anos de utilização. Entre as duas situações de funcionamento estudadas existe um intervalo entre o meio do quinto ano e o décimo primeiro ano de utilização, como apresentado na Figura 36.

A central frigorífica 4, como referido anteriormente, é muito semelhante à central frigorífica 3, assim sendo, irá ter um período de amortização muito semelhante. Sendo este, para uma temperatura ambiente de *design* estabelecido após o final do quinto ano. Este período aumenta para os resultados obtidos de acordo com uma temperatura ambiente média, passando a acontecer a amortização apenas após onze anos e dez meses. Para esta instalação o intervalo para amortização do investimento entre as duas situações (visível na Figura 36), define-se entre o final do quinto ano e o final do décimo primeiro ano.

Na Figura 37, é apresentada para as várias centrais em tudo, de acordo com os resultados obtidos no 2º estudo, a variação do COP de *design* com a temperatura ambiente de funcionamento.

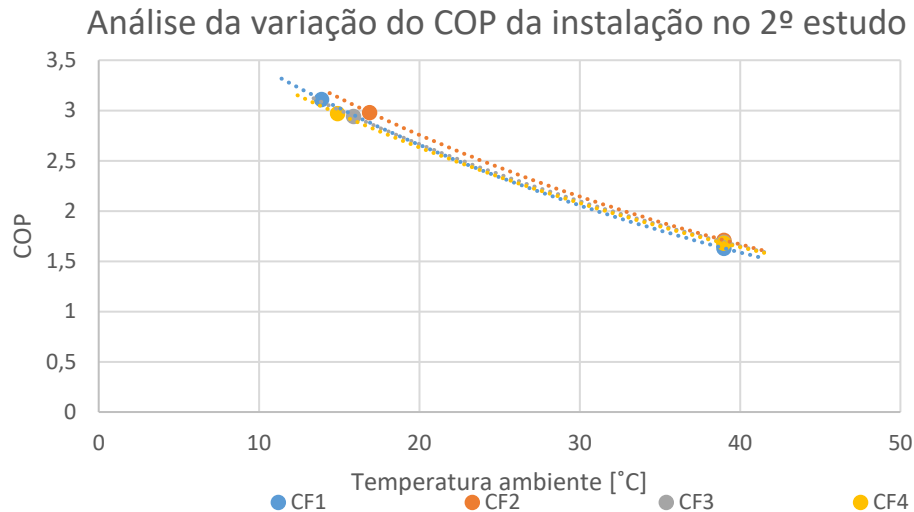


Figura 37: Análise da variação do COP das centrais no 2º estudo

Através da Figura 37, observa-se a mesma tendência (curva obtida através de uma aproximação matemática no Excel) que a central frigorífica 1, quando o aumento da temperatura ambiente ocorre uma redução no rendimento da instalação, representado por um COP de *design* inferior.

#### 4.1.3 Análise da variação do custo da eletricidade sobre o período de amortização

Nos estudos realizados e analisados nos capítulos anterior, o custo da eletricidade por kWh foi considerado como fixo, de acordo, com o valor médio do custo do kWh para a indústria no ano de 2020. No entanto, este valor pode variar de empresa para empresa, visto ser um valor contratualizado em função dos consumos que apresentam.

Para analisar o impacto da variação sobre o custo da eletricidade por kWh realizou-se um estudo complementar, apenas para uma das centrais (com dados para a temperatura ambiente de *design*), nomeadamente para central frigorífica 1. Neste, analisou-se a variação do período de amortização com o incremento e redução de 30% sobre o preço do kWh considerado.

Para o caso em que apenas se altera o compressor com variador de velocidade para a série *ECOLINE+*, ao variar-se o valor do kWh em 30%, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 26.

Tabela 26: Variação em 30% do custo da eletricidade no estudo da alteração apenas do 1º compressor.

Variação	Preço do kWh [€]	Tempo de amortização	
		[anos]	[dias]
- 30%	0,0960	5,2	1912
-	0,1371	3,7	1338
+ 30%	0,1782	2,8	1029

No entanto, para o segundo estudo com a alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+*, com variação do valor do kWh em 30%, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 27.

Tabela 27: Variação em 30% do custo da eletricidade no estudo da alteração de todos os compressores.

Variação	Preço do kWh [€]	Tempo de amortização	
		[anos]	[dias]
- 30%	0,0960	7,3	2668
-	0,1371	5,1	1867
+ 30%	0,1782	3,9	1436

Pela análise da Tabela 26 e Tabela 27, pode constatar-se que a variação do custo do kWh altera significativamente o tempo de amortização do investimento. Na Figura 38, é apresentado um gráfico que traduz a alteração do tempo de amortização em função da variação do preço do kWh, sendo apresentado o resultado para os dois estudos com a linha tendência para caracterizar a evolução do tempo de recuperação com a alteração do preço do kWh.

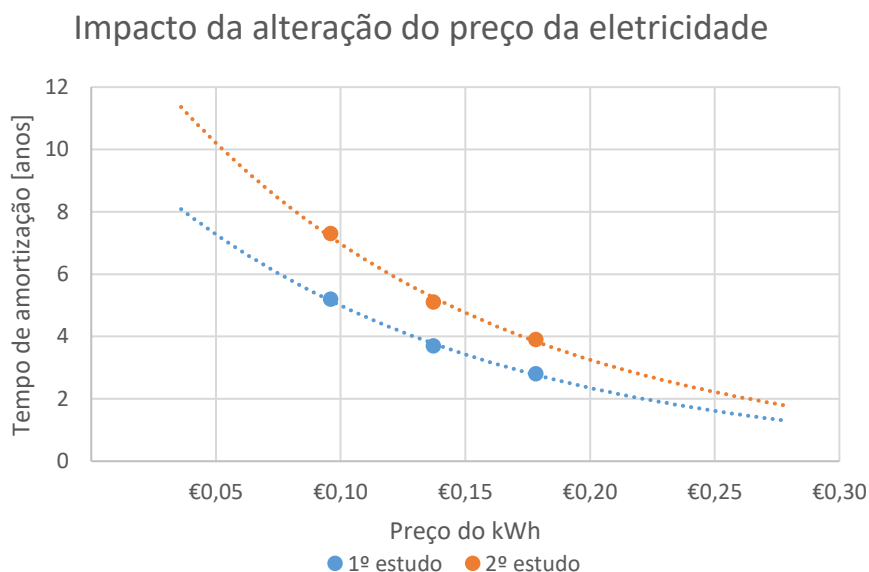


Figura 38: Variação do preço do kWh para ambos os estudos (apresentada a tendência da variação).

O incremento de 30% sobre o preço do kWh, traduzido por um valor de 0,1782 € (Tabela 26), sobre o 1º estudo, com a alteração apenas do primeiro compressor para *ECOLINE+*, reflete uma diminuição de 24% no tempo de amortização. No entanto, caso exista uma diminuição de 30% sobre o preço do kWh, adotando um valor de 0,096 € (Tabela 26), ocorre um aumento de 41% sobre o tempo de amortização.

Já para o 2º estudo com a alteração de todos os compressores para *ECOLINE+*, o incremento de 30% sobre o preço do kWh, origina uma diminuição de 23% no tempo de amortização. Porém, com uma diminuição de 30% sobre o preço do kWh, existe um aumento de 43% sobre o tempo de amortização.

Conclui-se que a nível percentual, ambos os estudos, apresentam aproximadamente o mesmo resultado, contudo, clientes com custo de kWh superior irão apresentar um retorno de investimento mais rápido que clientes com energia contratada de menor valor, como se pode analisar pelas linhas tendências presentes na Figura 38.

#### 4.1.4 Ferramenta para análise de sustentabilidade de uma central

Foram estudadas até ao presente ponto, centrais já em funcionamento para analisar a validade da aquisição das soluções propostas quando o investimento, sendo calculado qual o aumento de eficiência e retorno de investimento, caso se alterasse o modelo de compressores. Posteriormente, é importante conhecer estas opções no momento do projeto para disponibilizar ao cliente diferentes propostas, fundamentando o tempo do retorno de investimento e a poupança que teriam no consumo de eletricidade anual.

Desta forma, foi concebida uma ferramenta, em Excel, capaz de calcular o período de retorno de investimento para a alteração apenas do compressor com variador de velocidade ou de todos os compressores para a série *ECOLINE+*, em função das

necessidades impostas pelo cliente. Ou seja, no momento da realização do projeto, o projetista após realizar o dimensionamento dos compressores, recorre à folha colocando os modelos dos compressores (*ECOLINE*) selecionados, e de acordo com essa seleção a ferramenta automaticamente assume as duas opções.

No primeiro estudo altera-se apenas o primeiro compressor (inclui variador de velocidade) para a série *ECOLINE+*, no segundo estudo altera todos os compressores para *ECOLINE+*, sendo calculado o tempo de amortização do custo associado à alteração dos compressores para cada uma das opções.

A ferramenta está desenvolvida de modo a ser possível alterar-se o custo da eletricidade de acordo com a informação do cliente. Se o cliente indicar o seu valor da sua tarifa de eletricidade por kWh é possível aproximar o período de amortização à realidade. Nos casos em que o cliente não disponibilizar essa informação é considerado o valor médio por kWh para utilizadores industriais em Portugal (dados Pordata).

O tempo de funcionamento dos compressores é um fator importante aquando da realização destes estudos, no entanto, como são valores variáveis de acordo com as necessidades existentes durante o funcionamento da central, não é possível indicar com precisão qual o tempo de funcionamento de cada compressor. Mas, para atenuar essa situação, aquando do projeto é realizado, é feita uma análise (manualmente) de outras centrais, já em funcionamento, que tenham necessidades muito semelhantes à central em projeto, e utiliza-se o número de horas de funcionamento dessa central.

Com esta ferramenta é possível disponibilizar ao cliente três soluções com o período de amortização aproximado para o caso da utilização de compressores da série *ECOLINE+*, em alternativa aos *ECOLINE*, permitindo ao cliente analisar e tomar uma decisão da alternativa que melhor se enquadra às suas necessidades.

## 4.2 Análise das alternativas sobre a monitorização de operação

O controlo de uma central de refrigeração é um ponto essencial para garantir o correto funcionamento, desta forma, quanto mais simples e segura for a construção, mais fiáveis serão os dados recolhidos. Em resposta às limitações da solução atualmente utilizada nas centrais em estudo, foram apresentadas três alternativas, estas analisadas de forma a proporcionar uma facilidade de montagem, manutenção e uma redução de custo.

### 4.2.1 Apresentação de alternativas

Com o objetivo de reduzir os custos e de melhorar o “*design*” da central, foi realizado um estudo com as opções existentes no mercado, sendo analisada a questão construtiva e económica nas várias alternativas.

Em termos de sondas de pressão, existem diversos fornecedores que dispõem de produtos para satisfazer as gamas de medição adequadas, no entanto, foram selecionados três fornecedores distintos para efetuar o estudo. Os preços das sondas de pressão são distintos nos três fornecedores e, além disso, é necessário ter em atenção o tipo de ligação que disponibilizam, porque podem ser necessários adaptadores para a ligação aos *manifolds* caso não sejam de rosca compatível. Na Tabela 28, são apresentados os tipos de roscas de cada sonda.

Tabela 28: Tipo de rosca das sondas de pressão em função do fornecedor.

Sonda de pressão	Fornecedor 1	Fornecedor 2	Fornecedor 3
BP; MP	3/8" GAS macho	1/4" SAE fêmea	1/4" SAE fêmea
AP			1/4" GAS macho

Para os *manifolds* foram analisados dois fornecedores (fornecedor 4 e fornecedor 5), sendo que foi verificada uma diferença significativa nas ligações de ambos. Os *manifolds* do fornecedor 4 apresentam todas as ligações em 1/4" SAE macho, por outro lado, os *manifolds* do fornecedor 5 apresentam as tomadas de pressão em 1/4" SAE fêmea e os terminais em 1/2" NPT fêmea.

No que diz respeito aos manómetros foram selecionados dois fornecedores. Selecionaram-se os manómetros verticais de um fornecedor e os manómetros de encastre de outro. Ao nível dos pressostátos não se efetuou alteração em relação à solução base.

Assim, encontraram-se 3 alternativas nas quais foram considerados em todos os casos o mesmo fornecedor das sondas de pressão entre a sonda principal e a de *backup* para uniformizar a seleção e aspeto do conjunto, tendo sido analisado e selecionado todos os conectores necessários para a realização de todas as ligações de forma a encontrar um custo global para cada alternativa.

A primeira é muito semelhante à solução existente na central, passando apenas pela alteração para um painel de fixação em vez das barras para proporcionar uma apresentação visual mais atrativa e permitir a fixação do painel pelo interior da estrutura, numa outra localização, permitindo um recuo do conjunto. Neste caso, é possível, caso se pretenda, a instalação de painéis para o fecho da estrutura. A segunda alternativa, traduz a alteração dos *manifolds* em relação à primeira, utilizando-se um *manifold* do fornecedor 5 em vez do *manifold* do fornecedor 4, mantendo o painel de fixação. A terceira alternativa, mostra um painel de instrumentação, em que não são utilizados *manifolds* para a ligação dos componentes.

Como já referido anteriormente, a existência do backup das sondas de pressão é uma opção do cliente, sendo necessário um menor número de acessórios quando este não existe. Deste modo, efetuou-se o estudo para ambas as situações para se analisarem as diferenças nas diversas alternativas. São apresentados para cada alternativa os custos relativos à utilização das sondas de pressão de cada um dos fornecedores, com vista a verificar qual a mais económica.

#### 4.2.1.1 1ª alternativa - *Manifolds* do fornecedor 4

Esta primeira alternativa foca-se principalmente numa otimização para permitir o fecho da estrutura caso se pretenda, graças ao recuo e alteração do modo de fixação dos *manifolds* para um painel. Esta alternativa permite organizar e identificar respetivamente a gama de pressão a que correspondem por meio de etiquetagem. É apresentado na Figura 39 o protótipo da solução com a respetiva etiquetagem para identificar o patamar de pressão que está a controlar.

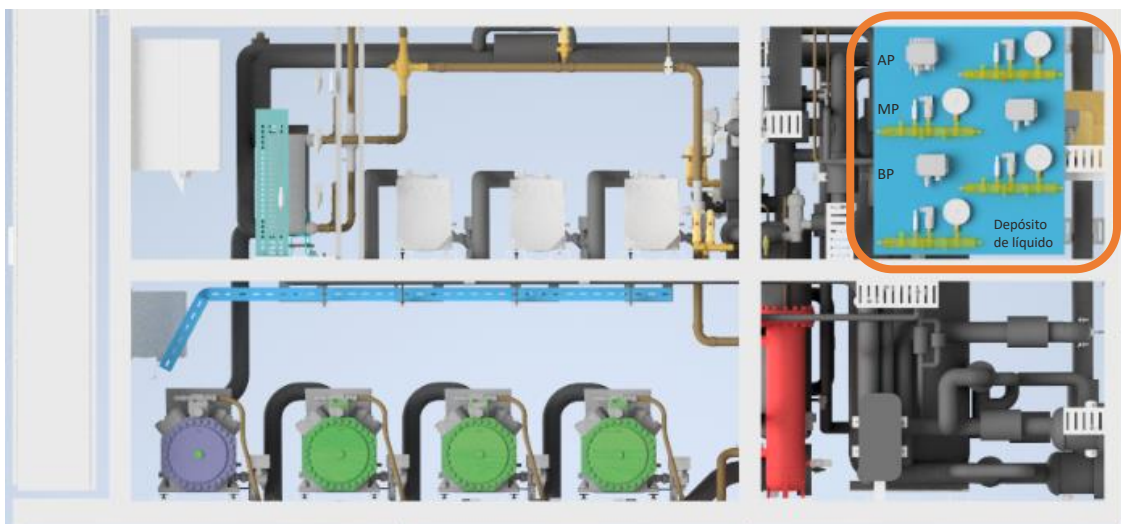


Figura 39: Inclusão da 1ª alternativa na estrutura da central, obtida com o auxílio ao *software* Inventor.

Com esta alternativa teríamos um custo muito semelhante ao presente na central, visto que apenas se altera o modo de fixação dos *manifolds*, e o custo do painel é aproximadamente o mesmo do custo do conjunto das duas barras e do suporte dos pressostátos existentes na central. No entanto, desta alteração resulta um melhor *design*, ficando delimitados pelo painel os elementos da instrumentação e ocultos os restantes componentes por trás do mesmo.

Na Tabela 29, são apresentados os custos do conjunto de equipamentos e acessórios necessários às ligações para a 1ª alternativa, considerados os três fornecedores com e sem sondas de *backup*.

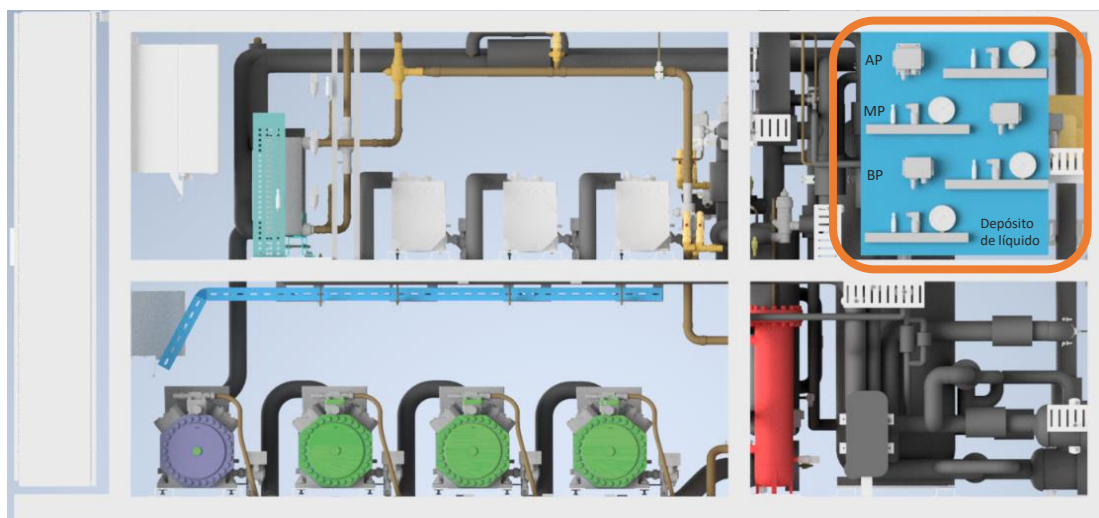
Tabela 29: Custo da 1ª alternativa em função do fornecedor das sondas de pressão.

Sonda de pressão:	Fornecedor 1	Fornecedor 2	Fornecedor 3
Custo sem <i>backup</i> [€]	3 965	3 910	3 274
Custo com <i>backup</i> [€]	6 362	6 251	4 979

Pela análise da Tabela 29, é perceptível a vantagem económica da utilização de sondas de pressão do fornecedor 3 em relação às demais. Quando não existe sonda de *backup* a utilização de sondas do fornecedor 3 permite uma economia de 19% em relação à utilização de sondas do fornecedor 2 e de 21% em comparação com a utilização de sondas do fornecedor 1. No entanto, quando existe sonda de *backup* há uma economia superior, sendo de 26% relativamente à utilização de sondas do fornecedor 2 e de 28% comparativamente à solução do fornecedor 1.

#### 4.2.1.2 2ª alternativa - *Manifolds* do fornecedor 5

A segunda alternativa, em relação à primeira, consiste na alteração do *manifold*, utilizando-se *manifolds* do fornecedor 5 em vez dos *manifolds* do fornecedor 4, mantendo o painel e o local de fixação, como é possível visualizar na Figura 40.

Figura 40: Inclusão da 2ª alternativa na estrutura da central, obtida com o auxílio ao *software* Inventor.

São apresentados na Tabela 30, os custos totais em equipamentos e acessórios roscados necessários para efetuar as ligações nesta alternativa, estabelecendo-se a comparação entre as três possibilidades de sondas de pressão e, apresentados resultados para o caso da existência ou não de *backup*.

Tabela 30: Custo da 2ª alternativa em função do fornecedor das sondas de pressão.

Sonda de pressão:	Fornecedor 1	Fornecedor 2	Fornecedor 3
Custo sem <i>backup</i> [€]	4 668	4 630	3 977
Custo com <i>backup</i> [€]	7 029	6 952	5 646

De acordo com os resultados presentes na Tabela 30, conclui-se a mais-valia da utilização de sondas de pressão do fornecedor 3, visto disponibilizarem uma solução mais económica, sem comprometerem os resultados. Verifica-se que a utilização destas sondas em relação às demais sem *backup* representa uma poupança mínima de 16%, enquanto no caso de existir *backup*, existe uma poupança mínima de 23%.

Esta solução, em comparação com a primeira, foi estudada para melhorar o aspeto visual dos *manifolds* e pelo facto de disponibilizarem todas as conexões em roscados fêmea em vez de macho, proporcionando uma conexão mais simples para a maioria dos equipamentos, sem necessidade de conectores tendo, no entanto, custo superior dos *manifolds*. Esta contrapartida torna a alternativa menos atrativa.

#### 4.2.1.3 3ª alternativa - Painel de instrumentação

Esta alternativa traduz uma aproximação a uma solução já implementada pela RACE em outras centrais de refrigeração, com a utilização de *freon* como fluido frigorífero. No entanto, realizou-se o estudo para analisar a viabilidade de implementar um sistema semelhante nas centrais de refrigeração no regime transcrito, sendo analisados todos os parâmetros necessários e concluindo-se que é viável.

A solução traduz-se num painel de instrumentação, em que os equipamentos são encastrados e conectados ao ponto de tomada de pressão por manguieiras flexíveis, sendo apresentado o protótipo da solução na Figura 41.

Nesta solução, não são utilizados *manifolds* para a ligação dos componentes, em substituição é aplicada uma tubagem de cobre com elementos em te para cada ligação necessária, permitindo ajuste come sem *backup*. Este conjunto de tubos, funcionando como um ponto de tomada de pressão, fica pela parte de trás do painel e conecta com cada equipamento por uma manguieira flexível.

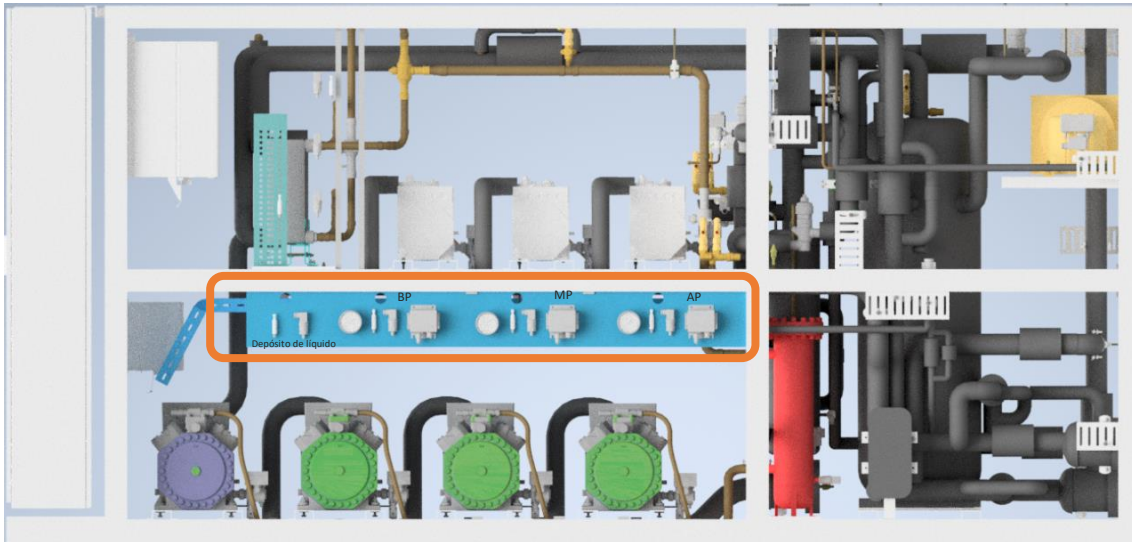


Figura 41: Inclusão da 3ª alternativa na estrutura da central, obtida com o auxílio ao software Inventor.

Foi também alterada a localização do manómetro para medição da pressão instantânea do depósito de líquido. Em alternativa à colocação no painel como nas soluções anteriores este colocar-se-á diretamente no depósito de líquido, junto às válvulas de segurança. Isto, simplifica a leitura do valor de pressão e a quantidade de ligações necessárias para a colocação deste no painel.

Na Figura 42, é apresentado um esquema representativo para a ligação do conjunto das válvulas de segurança e manómetro ao depósito de líquido. No topo do depósito de líquido, por meio de uma válvula de três vias, estão ligadas duas válvulas de segurança, junto a estas é também ligado o manómetro. Para isso foi necessário encontrar uma forma de aumentar o número de ligações. Tendo o manómetro ligação vertical 1/4" NPT macho e a válvula de 3 vias duas ligações 1/2" NPT fêmea, já preenchidas pela válvula de segurança, estas com rosca de ligação 1/2" NPT macho, é necessária uma adaptação. A pesquisa de mercado mostra como solução a ligação por meio de tee roscado 1/2" NPT (macho-fêmea-fêmea), na qual permite o acréscimo de uma ligação para o manómetro.



Figura 42: Esquemática da ligação do manómetro ao depósito de líquido.

Como o te considerado apresenta ligação 1/2" NPT fêmea, é também necessária uma redução de 1/2" NPT a 1/4" NPT para estabelecer a mesma dimensão do manómetro e, ainda uma curva 1/4" NPT para permitir a ligação do manómetro na vertical.

Na Tabela 31, são apresentados os custos totais desta solução, no conjunto dos acessórios necessários para fazer a ligação dos equipamentos no painel e para a ligação do manómetro ao depósito de líquido. De igual forma, ao que foi feito nas outras alternativas, apresenta-se os custos no caso de existir e não existir sonda de *backup* e para os diferentes fornecedores.

Tabela 31: Custo da 3ª alternativa em função do fornecedor das sondas de pressão.

Sonda de pressão:	Fornecedor 1	Fornecedor 2	Fornecedor 3
Custo sem <i>backup</i> [€]	3 620	3 581	2 936
Custo com <i>backup</i> [€]	6 099	6 021	4 730

Os resultados presentes na Tabela 31, mostram a vantagem da utilização das sondas de pressão do fornecedor 3, porque em ambos os casos (existência ou não de *backup*) apresentam um custo inferior em comparação com a demais possibilidades.

Como é possível analisar pela Figura 41, esta solução é a que mais se destaca, em comparação com a existente na instalação e as demais soluções apresentadas, por ser uma solução feita por medida, não estando limitada como no caso dos *manifolds* (primeira e segunda alternativas) que são produtos de catálogo e apresentam sempre o mesmo número de ligações. Desta forma, esta solução tornou-se cativante não só pelo

seu custo, mas também pela simplicidade de apresentação dos equipamentos encastrados no painel sem tubagens visíveis.

#### 4.2.1.4 Comparação de resultados

Na Tabela 32, facilitar a análise das três alternativas, são apresentados os custos para o caso de não existir *backup* da sonda de pressão e, na Tabela 33 o custo para caso exista *backup*.

Tabela 32: Comparação dos custos, em euros, das três alternativas *sem backup*.

-	1ª alternativa	2ª alternativa	3ª alternativa
Fornecedor 1	3 965	4 668	3 620
Fornecedor 2	3 910	4 630	3 581
Fornecedor 3	3 274	3 977	<b>2 936</b>

Os dados presentes na Tabela 32, são traduzidos em dados gráficos na Figura 43, para tornar intuitiva a comparação das três alternativas.

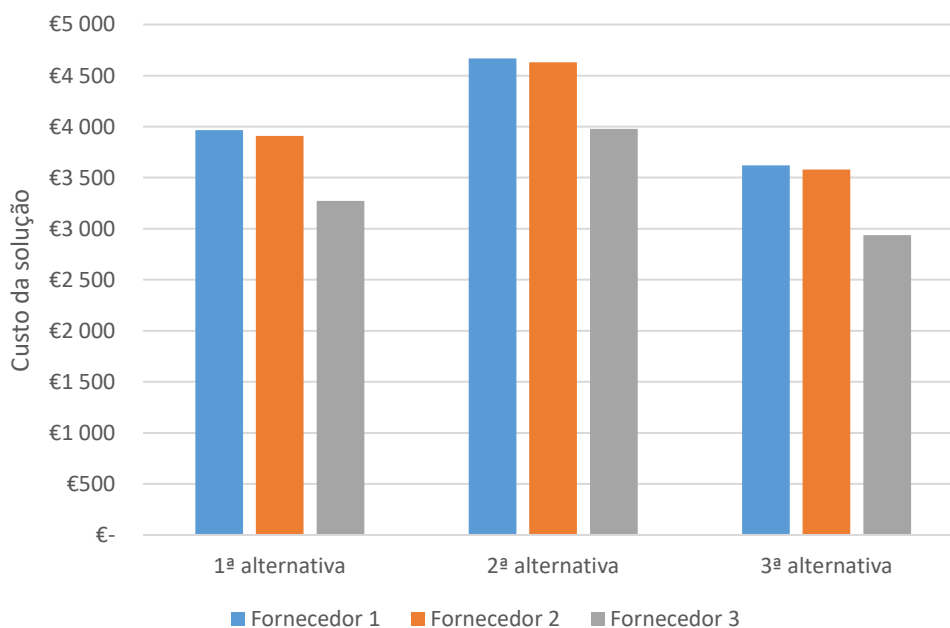


Figura 43: Comparação gráfica dos custos das três alternativas *sem backup*.

Quando não existir *backup* da sonda de pressão, pela análise da Tabela 32 e da Figura 43, podemos observar a mais-valia da terceira alternativa em relação às demais, visto apresentar um custo total inferior, independentemente do fornecedor de sonda de pressão que seja considerado. A implementação da terceira alternativa com sonda de

pressão do fornecedor 3, apresenta o menor custo (2 936 €), em comparação com todas as outras opções. Esta solução, permite ainda, uma maior simplicidade e organização dos componentes no painel.

Tabela 33: Comparação dos custos, em euros, das três alternativas *com backup*.

-	1ª alternativa	2ª alternativa	3ª alternativa
Fornecedor 1	6 362	7 029	6 099
Fornecedor 2	6 251	6 952	6 021
Fornecedor 3	4 979	5 646	<b>4 730</b>

Os resultados referentes à alternativa *com backup* presentes na Tabela 33, são simplificados num gráfico, presente na Figura 44, para simplificar a análise e comparação das três alternativas.

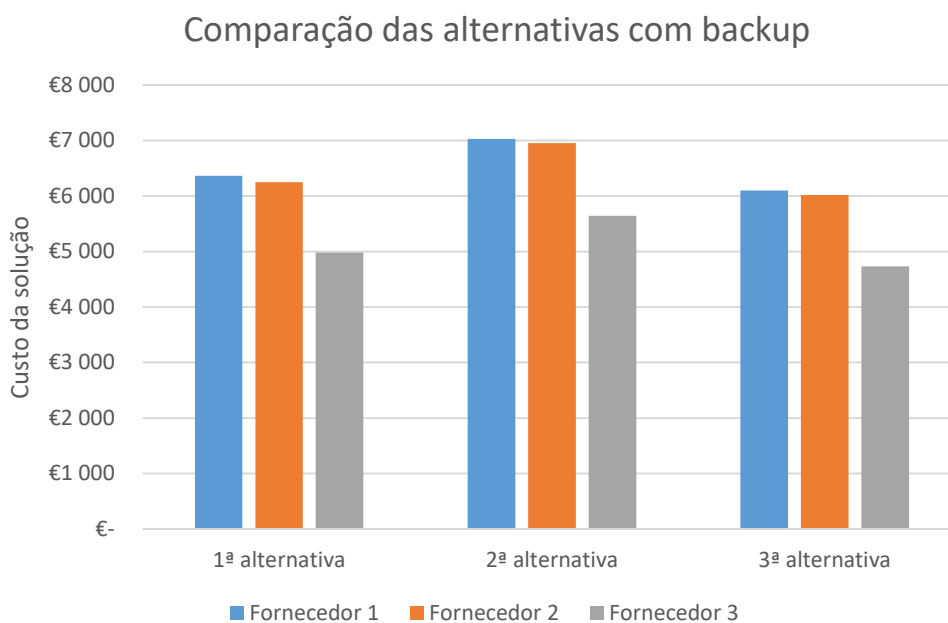


Figura 44: Comparação gráfica dos custos das três alternativas *com backup*.

De acordo com os resultados presentes na Tabela 33 e na Figura 44, quando existe *backup* da sonda de pressão a utilização da terceira alternativa juntamente com sondas de pressão do fornecedor 3 torna-se também a melhor opção, visto apresentar um custo total inferior em comparação com as outras alternativas.

Sendo a terceira alternativa a mais atrativa entre as demais opções, na Figura 45 é apresentada uma comparação de custos entre a utilização desta alternativa e a solução implementada na central.

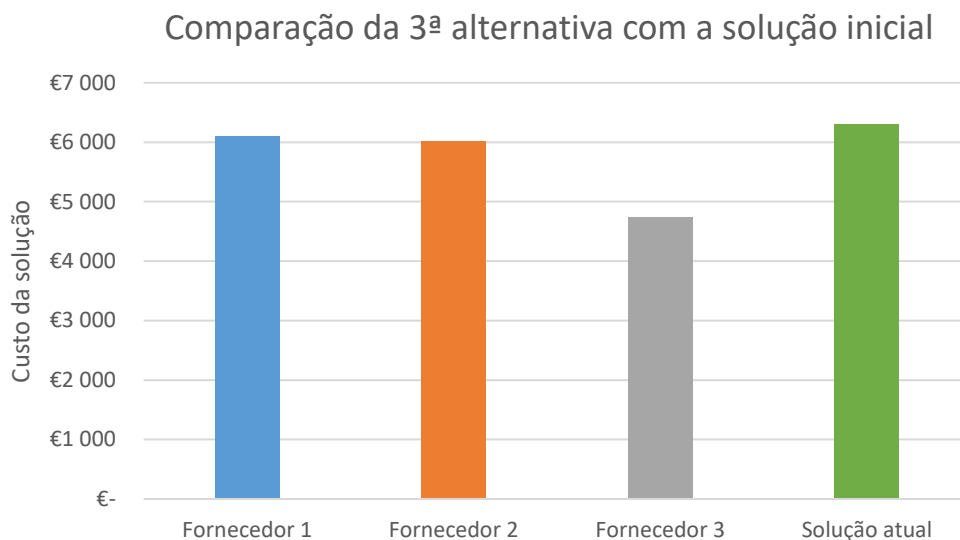


Figura 45: Comparação gráfica da terceira alternativa com solução inicial.

Pela análise da Figura 45, verifica-se a mais-valia da utilização da terceira alternativa com sonda de pressão do fornecedor 3, visto apresentar um custo muito inferior em relação ao sistema implementado na central. O sistema atual da central (Figura 27) tem um custo de 6 306 €, no entanto, ao utilizar-se a terceira alternativa com sondas de pressão do fornecedor 3 teriam um custo de 4 730 €, o que permite uma redução do custo em 25%, tornando o sistema mais barato sem comprometer a sua fiabilidade, satisfazendo as necessidades iniciais do estudo.

# CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

- 5.1 CONCLUSÕES
- 5.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS



## 5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 CONCLUSÕES

Os resultados dos estudos apresentados na literatura mostram a mais-valia da utilização do CO<sub>2</sub> como fluido frigorigéneo na refrigeração. Apesar dos cuidados necessários para a sua aplicação, é possível, com a utilização da tecnologia de compressão paralela e ejetores, o aumento da eficiência dos sistemas mesmo em climas mediterrânicos, onde as temperaturas ambiente são relativamente altas.

Para a refrigeração comercial, a utilização de sistemas que operam com o CO<sub>2</sub> no regime transcrito vê-se como a melhor opção para o futuro devido à elevada eficiência mesmo em aplicações de baixa temperatura, havendo ainda possibilidade da recuperação de calor para a climatização do espaço. Desta forma, é previsto um aumento significativo deste tipo de instalações para sustentar as necessidades existentes na refrigeração comercial.

Os estudos efetuados permitiram estimar os consumos de eletricidade e os seus custos por parte de cada instalação e, também, o cálculo do período de amortização de investimento para cada uma, em comparação com a solução inicial que se encontra atualmente em funcionamento nas instalações frigoríficas.

Obtém-se, de acordo com as condições definidas no primeiro estudo para as diferentes temperaturas ambiente de operação definidas, no geral das centrais em estudo, um intervalo para amortização da diferença de investimento entre o terceiro e sétimo ano de utilização. De uma forma geral, considerando o tempo de vida útil de uma central de refrigeração de 15 anos, esta alternativa torna-se atrativa para todas as centrais em estudo.

No segundo estudo, o aumento da eficiência da instalação permite obter um intervalo para amortização da diferença de investimento entre o quinto e o décimo primeiro ano de utilização. Em comparação com o primeiro estudo, a diferença de investimento entre os compressores é relativamente superior. No caso de centrais com necessidades inferiores a 150 kW de potência frigorífica em que os tempos anuais de funcionamento dos compressores são inferiores (visto apresentarem menores necessidades frigoríficas), o período de amortização do investimento pode atingir onze anos, o que o torna menos atrativo, uma vez que apenas se usufruiria da poupança proporcionada pela alteração num curto período de tempo.

Todavia, tendo em conta um período de amortização de cinco anos em centrais com potências frigoríficas superiores a 150 kW, o segundo estudo apresenta uma mais-valia, uma vez que o cliente terá um período de aproximadamente dez anos em que beneficia da poupança económica anual sobre o custo de energia.

No entanto, estes intervalos podem variar de forma significativa atendendo às condições externas que afetam o funcionamento da mesma. Isto é, caso exista um ano em que as temperaturas ambiente sejam relativamente altas durante um longo período, o tempo de funcionamento anual dos compressores vai aumentar o que leva a um maior consumo de energia, traduzindo-se num período de amortização do investimento mais curto e vice-versa.

Na central frigorífica 1, tendo em consideração os dois estudos para cada condição de funcionamento, obteve-se um período de amortização do investimento entre o quarto e o nono ano de funcionamento. Já para a central frigorífica 2, obteve-se um intervalo de amortização entre o terceiro e nono ano de funcionamento.

Sendo que as centrais frigoríficas 3 e 4 têm características e condições de funcionamento muito semelhantes, o período de amortização do investimento obtido é aproximado. Considerando os dois estudos para cada condição de funcionamento, obteve-se um intervalo para a amortização do investimento entre o terceiro e o décimo primeiro ano de utilização.

Desta forma, para estas duas centrais frigoríficas, a alteração de acordo com o primeiro estudo torna-se mais atrativa, visto que, no pior dos casos, apresenta um período de amortização de sete anos, o que é aproximadamente metade do tempo de vida útil considerado para as centrais de refrigeração. Já de acordo com o segundo estudo, no caso mais desfavorável, ao termos um período de amortização de onze anos, torna-se um aspeto menos atrativo para o cliente, visto que, irá ter um período relativamente curto até ao final de vida da instalação para beneficiar das mais-valias da alteração.

Em suma, conclui-se que para ambas as condições de funcionamento em estudo, centrais com necessidades frigoríficas inferiores a 150 kW, a solução em que apenas se alteram os compressores com variador de velocidade para a série *ECOLINE+*, torna-se mais atrativa. Isto deve-se ao facto de o período de amortização do investimento ser aproximadamente metade do período para amortização no caso da alteração de todos os compressores. Por exemplo, o período de amortização do investimento médio, com a alteração apenas dos compressores com variador de velocidade, é de entre quatro/cinco anos, tornando-se mais atrativo em comparação com um período de amortização médio de sete/oito anos para a alteração de todos os compressores.

No entanto, para instalações frigoríficas de maior dimensão, com necessidades frigoríficas superiores a 150 kW, visto que o consumo e tempo de funcionamento dos compressores é superior, justifica-se a alteração de todos os compressores para a série *ECOLINE+*. Tendo em conta um tempo de vida útil de 15 anos para uma central

frigorífica, esta alteração permite um período de amortização do investimento relativamente curto, como por exemplo, na central frigorífica 2, o período de amortização médio é de cinco anos.

Conclui-se ainda que clientes com custo de kWh superior irão apresentar uma amortização de investimento mais rápido que clientes com energia contratada de menor valor. Para as duas condições de funcionamento em estudo, de acordo com os dados da central frigorífica 1, o incremento de 30% sobre o preço do kWh, traduz, em média, uma diminuição de 24% no tempo de amortização. Já no caso de existir uma diminuição de 30% sobre o preço do kWh, existe, em média, um aumento de 42% sobre o período de amortização.

Relativamente à otimização da instrumentação das instalações frigoríficas, conclui-se a mais-valia da utilização de sondas de pressão do fornecedor 3, visto disponibilizarem uma solução mais económica, sem comprometerem os resultados.

Foi aprovada pela empresa a alteração do sistema de instrumentação para a terceira alternativa disponibilizada durante o estudo, sendo, então, produzido um painel de instrumentação onde os equipamentos são encastrados no mesmo, no qual depois de devidamente etiquetados para identificar o patamar de pressão a que correspondem, tornam a solução mais simples e esteticamente mais atrativa na central, permitindo uma redução do custo de investimento em 25%.

## 5.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Com a finalidade de complementar o estudo realizado, sugere-se a realização dos seguintes trabalhos:

- Uma simulação energética do funcionamento das centrais em função do clima existente no local em funcionamento, com o objetivo de analisar o consumo elétrico anual dos compressores.
- Efetuar o estudo sobre a alteração de apenas o primeiro compressor de MT para *ECOLINE+* nas centrais de refrigeração em estudo, visto ser o compressor com maior número de horas de funcionamento anual, analisando o aumento de eficiência proporcionado pela esta alteração e calcular o período de amortização do investimento.
- Estudar a introdução do sistema de ejetores nas centrais em estudo, efetuando a análise de forma semelhante à apresentada no presente estudo, calculando o aumento de eficiência e o período de amortização desta alteração.



# REFERÊNCIAS E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

6 REFERÊNCIAS E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO



## 6 REFERÊNCIAS E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] "RACE- Refrigeration & Air Conditioning Engineering." <https://www.race.com.pt/pt> (acedido em 15/09/2020).
- [2] Dossat, R. J., *Principles of refrigeration*. John Wiley & Son, 1961.
- [3] Coulomb, D., "Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment," *Trends in food science & technology*, vol. 19, no. 8, pp. 413-417, 2008.
- [4] Cengel, Y. and Boles, M., *Thermodynamics: an engineering approach, edition 5*. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi, 2006.
- [5] Liu, Y., Sun, Y., and Tang, D., "Analysis of a CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Cycle with a Vortex Tube Expansion," *Sustainability*, vol. 11, no. 7, p. 2021, 2019.
- [6] Wang, S. K. and Wang, S. K., *Handbook of air conditioning and refrigeration*. McGraw-Hill New York, 2000.
- [7] Dincer, I. and Kanoglu, M., *Refrigeration systems and applications*. Wiley Online Library, 2010.
- [8] Stoecker, W. and Jones, J., *Refrigeration and air conditioning*. 1982.
- [9] Çengel, Y. A., *Fundamentals of thermal-fluid sciences*. McGraw-Hill Education (in english), 2016.
- [10] DA SILVA, M. N., "Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial," *PROCEL*, 2005.
- [11] ASHRAE, *Fundamentals - ASHRAE HANDBOOK*. 2017.
- [12] Calm, J. M., "The next generation of refrigerants—Historical review, considerations, and outlook," *international Journal of Refrigeration*, 2008.
- [13] E. T. Danfoss. *Refrigerant options now and in the future*, 2020.
- [14] Calm, J. M. and Hourahan, G., "Refrigerant data update," 2007.
- [15] Venkatarathnam, G. and Murthy, S. S., "Refrigerants for vapour compression refrigeration systems," *Resonance*, 2012.
- [16] Mohanraj, M., Jayaraj, S., and Muraleedharan, C., "Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—A review," *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2009.
- [17] "Montreal Protocol, on Substances that Deplete the Ozone Layer " Montreal, 16 September, 1987.

- [18] Ciconkov, R., "Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions," *International Journal of Refrigeration*, 2018.
- [19] Roy, Z. and Halder, G., "Replacement of halogenated refrigerants towards sustainable cooling system-A review," *Chemical Engineering Journal Advances*, 2020.
- [20] Hundy, G. F., *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*. Butterworth-Heinemann, 2016.
- [21] Abas, N., Kalair, A. R., Khan, N., Haider, A., Saleem, Z., and Saleem, M. S., "Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, pp. 557-569, 2018.
- [22] Regulation, F.-G., "No. 517/2014," *Jornal Oficial da União Europeia*, 2014.
- [23] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., and Peris, B., "Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems," *International journal of refrigeration*, 2015.
- [24] Chasserot, M. (2020, 16/07/2020) WORLD GUIDE TO TRANSCRITICAL CO2 REFRIGERATION.
- [25] Barta, R. B., Groll, E. A., and Ziviani, D., "Review of Stationary and Transport CO2 Refrigeration and Air Conditioning Technologies," *Applied Thermal Engineering*, p. 116422, 2020.
- [26] Bolaji, B. O. and Huan, Z., "Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 49-54, 2013/02/01/ 2013.
- [27] Gullo, P., "Innovative fully integrated transcritical R744 refrigeration systems for a HFC-free future of supermarkets in warm and hot climates," *International Journal of Refrigeration*, vol. 108, pp. 283-310, 2019.
- [28] Pearson, A., "Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 8, pp. 1140-1148, 2005/12/01/ 2005.
- [29] Sarkar, J., "Transcritical CO2 refrigeration systems: comparison with conventional solutions and applications," *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 20, no. 04, p. 1250017, 2012.
- [30] Wu, D., Hu, B., and Wang, R., "Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, p. 110571, 2020.
- [31] Pavkovic, B., "Refrigerants—Part 1: Properties and air-conditioning applications," *REHVA Journal*, 2013.
- [32] Danfoss. (2008) Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO2) REFRIGERATION & AIR CONDITIONING DIVISION.
- [33] Danfoss. *Refrigeração industrial, Aplicações da Amônia e do CO2*, 2014.
- [34] Danfoss. (2007) CO2 refrigerant for Industrial Refrigeration. REFRIGERATION & AIR CONDITIONING DIVISION.

- [35] Bansal, P., "A review–Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities," *Applied Thermal Engineering*, vol. 41, pp. 18-29, 2012.
- [36] Dincer, I., *Comprehensive energy systems*. Elsevier, 2018.
- [37] Kim, M.-H., Pettersen, J., and Bullard, C. W., "Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems," *Progress in energy and combustion science*, vol. 30, no. 2, pp. 119-174, 2004.
- [38] ASHRAE, *REFRIGERATION-ASHRAE HANDBOOK*. 2018.
- [39] HUSSMANN. *CO<sub>2</sub> Transcritical Systems Training Manual*, 2018.
- [40] CAREL. (2015) Tudo para as aplicações de retalho CO<sub>2</sub>. *High Efficiency Solutions*.
- [41] Dubey, A. M., Kumar, S., and Agrawal, G. D., "Thermodynamic analysis of a transcritical CO<sub>2</sub>/propylene (R744–R1270) cascade system for cooling and heating applications," *Energy conversion and management*, vol. 86, pp. 774-783, 2014.
- [42] EMERSON. (2014) Commercial CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems - Guide for Subcritical and Transcritical CO<sub>2</sub> Applications.
- [43] Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., Sánchez, D., and Catalán-Gil, J., "Experimental evaluation of a CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling," *International journal of refrigeration*, vol. 69, pp. 361-368, 2016.
- [44] Danfoss. (2009) Food Retail CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems - Designing subcritical and transcritical CO<sub>2</sub> systems and selecting suitable Danfoss components. *REFRIGERATION & AIR CONDITIONING DIVISION*.
- [45] Danfoss. (2017) Discover the opportunities of CO<sub>2</sub> refrigeration.
- [46] Gullo, P., Hafner, A., and Banasiak, K., "Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives," *International Journal of Refrigeration*, vol. 93, pp. 269-310, 2018/09/01/ 2018.
- [47] Huang, Z., Zhao, H., Yu, Z., and Han, J., "Simulation and optimization of a R744 two-temperature supermarket refrigeration system with an ejector," *International Journal of Refrigeration*, vol. 90, pp. 73-82, 2018.
- [48] Sawalha, S., Piscopiello, S., Karampour, M., Manickam, L., and Rogstam, J., "Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO<sub>2</sub> trans-critical," *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 170-182, 2017.
- [49] Sawalha, S., Karampour, M., and Rogstam, J., "Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part I: Analysis of CO<sub>2</sub> trans-critical refrigeration systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 87, pp. 633-647, 2015.
- [50] Skačánová, K. Z. and Battesti, M., "Global market and policy trends for CO<sub>2</sub> in refrigeration," *International Journal of Refrigeration*, vol. 107, pp. 98-104, 2019.

- [51] Tsimpoukis, D., Syngounas, E., Petsanas, D., Mitsopoulos, G., Anagnostatos, S., Bellos, E., Tzivanidis, C., and Vrachopoulos, M. G., "Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket," *Journal of Cleaner Production*, vol. 279, 2020.
- [52] Danfoss, "Cool Selector 2," Danfoss, Ed., ed: Danfoss, 2020.
- [53] Elbel, S. and Hrnjak, P., "Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators," *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 7, pp. 724-735, 2004.
- [54] Fritschi, H., Tillenkamp, F., Löhner, R., and Brügger, M., "Efficiency increase in carbon dioxide refrigeration technology with parallel compression," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 12, no. 2, pp. 171-180, 2017.
- [55] Chesi, A., Esposito, F., Ferrara, G., and Ferrari, L., "Experimental analysis of R744 parallel compression cycle," *Applied energy*, vol. 135, pp. 274-285, 2014.
- [56] Gullo, P., Tsamos, K., Hafner, A., Ge, Y., and Tassou, S. A., "State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems—a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry," *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 46-53, 2017.
- [57] Maalem, Y., Fedali, S., Madani, H., and Tamene, Y., "Performance analysis of ternary azeotropic mixtures in different vapor compression refrigeration cycles," *International Journal of Refrigeration*, vol. 119, pp. 139-151, 2020.
- [58] Bitzer, "BITZER Software 6.15," ed, 2020.
- [59] BITZER. *CO2 Semi-hermetic - Reciprocating compressors*.
- [60] "Pordata - Base de Dados Portugal Contemporâneo." [https://www.pordata.pt/Europa/Pre%3%a7os+da+electricidade+para+utilizad+ores+dom%3%a9sticos+e+industriais+\(Euro+ECU\)-1477-804](https://www.pordata.pt/Europa/Pre%3%a7os+da+electricidade+para+utilizad+ores+dom%3%a9sticos+e+industriais+(Euro+ECU)-1477-804) (acedido em 08/04, 2021).

# ANEXOS

ANEXO 1 - Restrições – Regulamento F-Gas

ANEXO 2 - Resultados obtido em função da temperatura ambiente média



## ANEXO 1 - Restrições – Regulamento F-Gas

Tabela 34: Excerto das restrições impostas no regulamento do F-Gas para os próximos anos [22].

Produtos e equipamentos	Data de proibição
Frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados) que contenham HFC com PAG igual ou superior a 2 500	1 de janeiro de 2020
que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2022
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 produtos a temperaturas inferiores a – 50 °C.	1 de janeiro de 2020
Sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal de 40 kW que contenham, ou cujo funcionamento dependa de gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 150, exceto no circuito refrigerador primário de sistemas em cascata nos quais podem ser utilizados gases fluorados com efeito de estufa com PAG inferior a 1 500	1 de janeiro de 2022
Equipamentos de ar condicionado residenciais móveis (equipamentos hermeticamente fechados que os utilizadores finais podem deslocar de um compartimento para outro) contendo HFC com PAG igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2020
Sistemas de ar condicionado em dois componentes que contenham menos de 3 kg de gases fluorados com efeito de estufa, que contenham, ou cujo funcionamento dependa de gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 750	1 de janeiro de 2025

---

Espumas que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150, exceto se necessário para cumprir normas de segurança nacionais	Poliestireno expandido (XPS)	1 de janeiro de 2020
	Outras espumas	1 de janeiro de 2023

---

## ANEXO 2 - Resultados obtido em função da temperatura ambiente média

Tabela 35: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores da instalação frigorífica 1 ( $T_{\text{média}}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF1	4FTE-30K	4FTE-20K	4FTE-20K	4HTE-20K
t [H]	6779,55	1985,93	1369,61	342,4
$P_{\text{comp.}}$ [kW]	21,07	17,42	17,42	13,3
$\text{Custo}_{\text{comp.}}$ [€]	11 280	10 425	10 425	9 303
$E_{\text{anual}}$ [kWh]	142 845	34 595	23 859	4554
C [€]	19 584	4 743	3 271	624

Tabela 36: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores da instalação frigorífica 2 ( $T_{\text{média}}$ ).

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	4FTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4HTE-20K	4FTE-30K
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
$P_{\text{comp.}}$ [kW]	21,07	26,57	26,57	26,57	13,3	16,46
$\text{Custo}_{\text{comp.}}$ [€]	11 280	12 485	12 485	12 485	9 303	11 280
$E_{\text{anual}}$ [kWh]	180 954	65 197	78 780	8 150	8 142	8 435
C [€]	24 809	8 939	10 801	1 117	1 116	1 156

Tabela 37: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores da instalação frigorífica 3 ( $T_{\text{média}}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
$P_{\text{comp.}}$ [kW]	14,21	11,71	11,71	7,34
$\text{Custo}_{\text{comp.}}$ [€]	9 303	9 303	9 303	7 645
$E_{\text{anual}}$ [kWh]	118 032	30 569	10 005	6 619
C [€]	16 182	4 191	1 372	908

Tabela 38: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores da instalação frigorífica 4 ( $T_{\text{média}}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
$P_{\text{comp.}}$ [kW]	14,21	11,71	11,71	7,34
$\text{Custo}_{\text{comp.}}$ [€]	9 303	9 303	9 303	7 645
$E_{\text{anual}}$ [kWh]	122 793	22 655	3 021	5 680
C [€]	16 835	3 106	414	779

Tabela 39: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da instalação frigorífica 1 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF1	4FTEU-30LK	4FTE-20K	4FTE-20K	4HTEU-20LK
t [H]	6779,55	1985,93	1369,61	342,4
$P_{comp.}$ [kW]	19,98	17,42	17,42	12,89
Custo <sub>comp.</sub> [€]	14 666	10 425	10 425	12 095
$E_{anual}$ [kWh]	135 455	34 595	23858	4 4314
C [€]	18 571	4 743	3 271	605

Tabela 40: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da instalação frigorífica 2 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	4FTEU-30LK	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4HTEU-20LK	4FTE-30K
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
$P_{comp.}$ [kW]	19,98	26,57	26,57	26,57	12,89	16,46
Custo <sub>comp.</sub> [€]	14 666	12 485	12 485	12 485	12 095	11 280
$E_{anual}$ [kWh]	171 593	65 197	78 780	8 150	7 891	8 435
C [€]	23 525	8 939	10 801	1 117	1 082	1 156

Tabela 41: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da instalação frigorífica 3 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	4HTEU-20LK	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTEU-10LK
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
P <sub>comp.</sub> [kW]	13,58	11,71	11,71	7,37
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	9 303	9 303	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	112 799	30 569	10 005	6 646
C [€]	15 465	4 191	1 372	911

Tabela 42: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração do 1º compressor para *ECOLINE+* da instalação frigorífica 4 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	4HTEU-20LK	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTEU-10LK
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
P <sub>comp.</sub> [kW]	13,58	11,71	11,71	7,37
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	9 303	9 303	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	117 349	22 655	3 021	5 703
C [€]	16 089	3 106	414	782

Tabela 43: Comparação dos resultados obtidos ao alterar-se os dois compressores em relação à solução existente na instalação ( $T_{média}$ ).

Instalação	CF1	CF2	CF3	CF4	
<b>Compressores <i>ECOLINE</i></b>					
Consumo de energia anual [kWh]	205 853	349 658	165 225	154 149	
Custo anual da eletricidade consumida [€]	28 222	47 938	22 652	21 134	
Custo do primeiro ano + investimento [€]	69 655	117 256	58 206	56 688	
<b>Um Compressor <i>ECOLINE+</i></b>					
Consumo de energia anual [kWh]	198 322	340 045	160 019	148 728	
Custo anual da eletricidade consumida [€]	27 190	46 620	21 939	20 391	
Custo do primeiro ano + investimento [€]	74 801	122 116	62 578	61 030	
$t_a$	[dias]	2 184	1 711	2 600	2 498
	[anos]	5,98	4,7	7,1	6,8

Tabela 44: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para *ECOLINE+* da instalação frigorífica 1 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
	CF1	4FTEU-30LK	4FTEU-20LK	4FTEU-20LK
$t$ [H]	6779,55	1985,93	1369,61	342,4
$P_{comp.}$ [kW]	19,98	16,62	16,62	12,89
$Custo_{comp.}$ [€]	14 666	13 553	13 553	12 095
$E_{anual}$ [kWh]	135 455	33 006	22 763	4 4314
$C$ [€]	18 571	4 525	3 121	605

Tabela 45: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para ECOLINE+ da instalação frigorífica 2 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores					
	Compressores de MT				Compressores IT	
CF2	4FTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K	4HTE-20K	4FTE-30K
t [H]	8588,24	2453,78	2964,99	306,72	612,2	512,45
$P_{comp.}$ [kW]	19,98	25,39	25,39	25,39	12,89	15,51
$Custo_{comp.}$ [€]	14 666	16 229	16 229	16 229	12 095	14 666
$E_{anual}$ [kWh]	171 593	62 301	75 281	7 788	7 891	7 948
C [€]	23 525	8 542	10 321	1 068	1 082	1 090

Tabela 46: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para ECOLINE+ da instalação frigorífica 3 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF3	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8306,24	2610,53	854,36	901,82
$P_{comp.}$ [kW]	13,58	11,18	11,18	7,37
$Custo_{comp.}$ [€]	12 095	12 095	12 095	9 938
$E_{anual}$ [kWh]	112 799	29 186	9 552	6 646
C [€]	15 465	4 001	1 310	911

Tabela 47: Tempo, consumo e custo de funcionamento anual de cada um dos compressores com alteração de todos os compressores para ECOLINE+ da instalação frigorífica 4 ( $T_{média}$ ).

Central	Compressores			
	Compressores de MT			Compressores IT
CF4	4HTE-20K	4HTE-20K	4HTE-20K	4MTE-10K
t [H]	8641,34	1934,63	257,95	773,85
P <sub>comp.</sub> [kW]	13,58	11,18	11,18	7,37
Custo <sub>comp.</sub> [€]	12 095	12 095	12 095	9 938
E <sub>anual</sub> [kWh]	117 349	21 629	2 884	5 703
C [€]	16 089	2 965	395	782

Tabela 48: Comparação dos resultados obtidos ao alterar-se todos os compressores em relação à solução existente na instalação ( $T_{média}$ ).

Instalação	CF1	CF2	CF3	CF4
<b>Compressores ECOLINE</b>				
Consumo de energia anual [kWh]	205 853	349 658	165 225	154 149
Custo anual da eletricidade consumida [€]	28 222	47 938	22 652	21 134
Custo do primeiro ano + investimento [€]	69 655	117 256	58 206	56 688
<b>Um Compressor ECOLINE+</b>				
Consumo de energia anual [kWh]	195 638	332 803	158 183	147 566
Custo anual da eletricidade consumida [€]	26 822	45 627	21 687	20 231
Custo do primeiro ano + investimento [€]	80 689	135 741	67 910	66 454
t <sub>a</sub> [dias]	3 241	3 285	4 033	4 315