

Análise de Instalações com Tecnologia Waterloop

Ana Margarida Valdição de Pinho

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Clito Félix Alves Afonso

Orientador na RACE S.A: Eng.º Rui Miguel Gonçalves Silva



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2018

Perseverance is not a long race; it is many short races one after the other.

Walter Elliot

Resumo

Com a crescente consciencialização ambiental, tem sido imperativa a procura de soluções que reduzam as emissões diretas e indiretas de gases de efeito de estufa. Para a sua concretização, foi implementado o regulamento dos gases fluorados, o qual define que a utilização destes fluidos deve diminuir, atingindo em 2030 um consumo de 21%, relativamente à média anual colocada no mercado entre 2009 e 2012. Tal aspeto associado à necessidade de aumentar a eficiência energética dos sistemas e à tendência de construção de lojas de menores dimensões conduziu à investigação de sistemas alternativos de refrigeração. Uma das soluções encontradas foi o sistema *waterloop*, que será analisado ao longo da presente dissertação. Tal sistema consiste no acoplamento direto de uma unidade de refrigeração, designada de *coolbox*, a cada consumidor (ou conjunto de consumidores), sendo o calor rejeitado pelo condensador reaproveitado, através da introdução de um circuito de água. A água aquecida dirige-se posteriormente para o *drycooler*, situado no topo da instalação, onde dissipará o calor para o exterior. Seguidamente, retornará em direção a todas as unidades, completando-se o ciclo. Por integrar um sistema avançado de controlo, o sistema apresenta, por isso, a vantagem de se adaptar às necessidades instantâneas da instalação.

Através da recolha e análise de dados, bem como de simulações realizadas, foi possível inferir relativamente ao desempenho do ciclo em estudo. Assim, foi observado o comportamento dos equipamentos que incluem o circuito de água e ainda as melhorias decorrentes da alteração da gama de funcionamento dos *chillers*, de forma a não despendem tanta energia. Assim, verificou-se, em 121 dias, uma poupança energética de 4,4 MWh, correspondentes a cerca de 723€. Posteriormente, foi simulada a carga a utilizar em cada unidade, já que tal variável influencia o seu desempenho. Concluiu-se, deste modo, que a carga total a ser introduzida deveria ser de 44 kg, ou seja, superior em cerca de 36%, de forma a aumentar o tempo de vida dos equipamentos, bem como a sua eficiência. Dada a implementação do regulamento dos gases fluorados, revelou-se ainda fundamental o estudo do comportamento de diferentes fluidos frigorigéneos, com a finalidade de compreender quais serão as melhores opções no futuro. Com base nas simulações realizadas, foi possível compreender que o R290 é o melhor fluido a utilizar, apresentando um bom desempenho, sendo o R744 também uma forte aposta para o futuro da refrigeração. De seguida, foi estabelecida uma comparação com duas instalações: a primeira era semelhante ao caso de estudo, apenas com o *drycooler* no interior da loja, de forma a concluir acerca da sua *performance* nesta situação; a segunda era um sistema em cascata R134a/ R744, tendo sido analisado o comportamento a nível energético, ambiental e económico. No primeiro caso, observou-se que o *drycooler* exterior é vantajoso durante as estações frias. Quando a temperatura exterior é elevada, é preferível o interior. Relativamente ao sistema em cascata, foi possível concluir que apresenta uma melhor eficiência energética na linha de baixa temperatura, devido à seleção do fluido frigorigéneo. No entanto, a nível ambiental e económico, foi evidente a poupança da escolha do sistema *waterloop*: 64% de poupança do TEWI e 19% de poupança nos custos totais, ao fim de dez anos. Por último, foram ainda investigadas as tendências de mercado, no que concerne aos fluidos frigorigéneos a utilizar no futuro, de acordo com o regulamento dos gases fluorados.

Palavras-Chave: Retalho Alimentar, *Waterloop*, *Coolbox*, Regulamento dos Gases Fluorados, Eficiência Energética

Analysis of Instalations with Waterloop Technology

Abstract

With increasing environmental awareness, it has been imperative to find solutions that reduce direct and indirect greenhouse gas emissions. Therefore, the F-Gas regulation was implemented, which indicates that the use of fluorinated gases should decrease, reaching a consumption of 21% in 2030, based on the annual average on the market between 2009 and 2012. Such aspect, associated with the need to increase the systems' energy efficiency and the tendency to build smaller stores, led to the investigation of alternative refrigeration systems. One of the solutions found was the waterloop system, which will be analyzed throughout the present dissertation. Such a system consists in the direct coupling of a cooling unit, hereinafter referred to as a coolbox, to each consumer (or set of consumers), in which the heat rejected by the condenser is reused through the introduction of a water circuit. The heated water is then directed to the drycooler, located at the top of the supermarket, where it will dissipate the heat to the outside. It will then return to all units, completing the cycle. By integrating an advanced control system, the system therefore has the advantage of adapting to the instant installation needs.

Through the collection and analysis of data, as well as of performed simulations, it was possible to conclude about the performance of the cycle under study. Thus, it was observed the behavior of the equipment included in the water circuit and the improvements resulting from the change in the chillers' operating range, so it did not waste so much energy. Therefore, it was verified, in 121 days, an energy saving of 4.4 MWh, corresponding to about 723 €. Subsequently, the load to be used in each unit was simulated, since this variable influences its performance. It was then concluded that the total load to be introduced should be 44 kg, about 36% higher, in order to increase the life of the equipment as well as its efficiency. Given the implementation of the F-Gas regulation, it was fundamental to study the behavior of different refrigerant fluids in order to understand what the best options in the future can be. Based on the simulations carried out, it was possible to understand that R290 is the best fluid to use, presenting a good performance, being the R744 also a strong bet for the future of refrigeration. After, a comparison was made with two facilities: the first was similar to the case study, only with the drycooler inside the store, in order to conclude about its performance in this situation; the second was a cascade system R134a / R744, having analyzed energy, environmental and economic behavior. In the first case, it has been observed that the outdoor drycooler is advantageous during cold seasons. When the outside temperature is high, the interior is preferable. Regarding the cascade system, it was possible to conclude that it presents a better energy efficiency in the line of low temperature, due to the selection of the refrigerating fluid. However, at the environmental and economic level, the choice of the waterloop system was evident: 64% savings from TEWI and 19% savings in total costs after ten years. Lastly, the market trends were also investigated regarding the refrigerant fluids to be used in the future, according to the F-Gas regulation.

Keywords: Food Retail, Waterloop, Coolbox, F-Gas Regulation, Energetic Efficiency

Agradecimentos

Expresso o meu sincero agradecimento à minha mãe, por ser a minha melhor conselheira e por me incentivar a dar sempre o melhor de mim. À minha irmã, pela amizade incondicional e por ser um modelo a seguir. À minha família, pela presença constante ao longo do meu percurso académico. Ao meu pai e ao meu avô, pela força espiritual transmitida diariamente.

Ao Professor Clito Afonso, pela valiosa partilha de conhecimentos e pela generosidade sempre manifestada nas suas palavras.

Ao Engenheiro Rui Silva, pela constante cordialidade e pelo desafio concedido, fundamental para o meu desenvolvimento profissional.

Ao Dr. Nuno Sousa e ao Eng. Pedro Rebelo, pelo companheirismo e amizade durante o projeto.

A todos os colaboradores da empresa, pelo acolhimento e disponibilidade demonstrada.

Ao Pedro, pelo carinho e apoio incessante no decurso do projeto.

A todos os meus amigos, pelas palavras de motivação e momentos de descontração.

A todas as pessoas que marcaram o meu percurso académico.

Índice de Conteúdos

1. Introdução	1
1.1. Enquadramento do projeto e motivação.....	1
1.2. O Sistema <i>Waterloop</i> na RACE, S.A.....	1
1.3. Objetivos do projeto.....	2
1.4. Metodologia seguida no projeto.....	2
1.5. Estrutura da dissertação	2
2. Estado de Arte.....	3
2.1. Refrigeração	3
2.2. Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC)	15
2.3. Manutenção.....	18
2.4. Auditorias Energéticas	20
3. Apresentação do sistema de refrigeração em estudo	23
3.1. Componentes da <i>Coolbox</i>	25
3.2. Equipamentos Expositores.....	32
3.3. Integração de Refrigeração e de AVAC	32
3.4. Vantagens e Desvantagens.....	33
4. Caso de Estudo: Instalação de Perafita	35
4.1. Considerações relativas aos consumidores	36
4.2. Considerações relativamente ao circuito de água (<i>waterloop</i>)	37
4.3. Considerações relativas à carga do refrigerante.....	41
4.4. Considerações relativamente aos fluidos frigorigéneos.....	44
5. Comparação com outras lojas	49
5.1. Instalação de Amadora.....	49
5.2. Instalação de Asprela	51
6. Tendências de Mercado: Fluidos Frigorigéneos Alternativos	61
6.1. Dióxido de Carbono (R744).....	61
6.2. Propano (R290).....	62
6.3. <i>Hydrofluoroolefin</i>	62
7. Conclusões e Trabalhos Futuros	63
Referências	65
ANEXO A: Glossário.....	69
ANEXO B: Registo Fotográfico da Instalação de Perafita	73
ANEXO C: <i>Layout</i> da loja de Perafita e localização das unidades.....	75
ANEXO D: Expositores da instalação de Perafita	79
ANEXO E: Circuito <i>Waterloop</i> da loja de Perafita.....	81
ANEXO F: Principais Modos de Funcionamento do Sistema	83
ANEXO G: Resultados obtidos pela simulação da carga de refrigerante	85
ANEXO H: Resultados das Simulações em EES e Genetron	87

Nomenclatura

Abreviaturas:

AC	<i>Alternating Current</i>
AQS	Água Quente Sanitária
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BLDC	Brushless DC
COP	<i>Coefficient Of Performance</i>
DC	<i>Direct Current</i>
EEV	<i>Eletronic Expansion Valve</i>
GWP	<i>Global Warming Impact</i>
HC	Hidrocarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
HFO	<i>Hydrofluoro Olefin</i>
IE	Intensidade Energética
KPI	<i>Key Performance Indicator</i>
LCC	<i>Life Cycle Cost</i>
LT	<i>Low Temperature</i>
MT	Média Temperatura
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
OPLS	Outros Produtos de Livre Serviço
PP-R	Propileno <i>Random</i>
SC	<i>Subcooling</i>
SH	<i>Superheat</i>
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UTAN	Unidade de Tratamento de Ar Novo
VAB	Valor Acrescentado Bruto

Símbolos:

A	Área	[m ²]
c	Calor Específico	[J/(kgK)]
C	Consumo específico de energia	[tep]
CA	Custo Anual Total	[€]
E	Consumo Energético anual	[kWh]
GD	Graus-Dias	[°C] ou [K]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
i	Taxa de juros nominal	[-]
k	Razão de calores específicos	[-]
K	Consumo de referência	[tep]
L	Razão de fugas anuais	[-]
m	Carga do Refrigerante	[kg]
M	Massa	[kg]
n	Tempo de vida do sistema	[anos]
N	Ano	[-]
P	Pressão	[Pa]
PV	<i>Present Value</i>	[€]
q	Calor específico	[kJ/kg]
Q	Potência Calorífica	[kW]
s	Entropia	[kJ/(kgK)]
T	Temperatura	[°C] ou [K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² K)]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
V	Volume do edificio	[m ³]
w	Trabalho específico	[kJ/kg]

Símbolos Gregos:

α	Fator	[-]
β	Fator de emissão de dióxido de carbono	[CO _{2eq} /kWh]
Δ	Diferença	[-]
η	Rendimento do sistema de aquecimento	[%]

Subscritos:

amb	Ambiente
anual	Anual
aq	Aquecimento
ba	Base
c	Compressão
cond	Condensação
conv	Conversão
evap	Evaporação
ext	Exterior
H	Fonte quente
is	Isentrópico
L	Fonte fria
m	Média
mp	Matéria-prima
p	Pressão constante
rec	Reciclagem
ren	Renovações
v	Volume constante

Índice de Figuras

Figura 1 - Evolução da RACE, S.A. ^[1]	1
Figura 2 - Organograma da RACE, S.A.	1
Figura 3 - Ciclo de compressão a vapor. ^[2]	3
Figura 4 - Diagrama logarítmico pressão por entalpia. ^[2]	3
Figura 5 - Sistema em cascata. ^[4]	5
Figura 6 - Diagrama P-h de um ciclo transcrito e subcrítico de dióxido de carbono. ^[3]	5
Figura 7 - Classes de segurança dos fluidos frigorigêneos. ^[10]	9
Figura 8- GWP dos diferentes fluidos refrigerantes. [Adaptado de ^{15]}	13
Figura 9- Esquema representativo dos circuitos primário e secundário.	15
Figura 10- Esquema representativo da UTA. ^[20]	15
Figura 11- Tipos de Manutenção. [Adaptado de ^{25]}	19
Figura 12- Esquema da localização da <i>Coolbox</i> nos diferentes consumidores. ^[32]	23
Figura 13 – Esquema representativo do modo de refrigeração livre. ^[33]	24
Figura 14 - Esquema representativo do modo de ativação do <i>chiller</i> água-água. ^[33]	24
Figura 15 - Esquema representativo do modo de ativação de ambos os <i>chillers</i> . ^[33]	24
Figura 16 – Esquema representativo de uma <i>Coolbox</i> . ^[32]	25
Figura 17 - Esquema representativo do funcionamento de um motor BLDC. ^[34]	26
Figura 18 - Comparação entre o funcionamento do compressor num sistema centralizado (primeiro caso) e numa <i>coolbox</i> com o compressor do tipo <i>on-off</i> (segundo caso) e com <i>inverter</i> (terceiro caso). ^[32]	26
Figura 19 - Comparação entre os efeitos dos sistemas de temperatura de evaporação fixa e flutuante. ^[32]	27
Figura 20 - <i>Envelope Zone</i> de um compressor. ^[36]	28
Figura 21 - Relação entre a temperatura de evaporação e a razão entre a potência requerida e a nominal. ^[32]	30
Figura 22- Diagrama de um Grupo Frigorífico de Negativos (multicircuito). ^[41]	31
Figura 23 - Diagrama de um Grupo Frigorífico de Negativos e de Positivos (simples circuito). ^[41]	31
Figura 24 - Representação da cortina de ar num expositor horizontal. ^[42]	32
Figura 25 - Distribuição dos consumos energéticos na loja de Perafita.	35
Figura 26 - Consumo médio diário do <i>drycooler</i> , sem o efeito dos <i>chillers</i> , e respetiva linha de tendência, de acordo com a temperatura exterior.	37
Figura 27 - Relação entre o funcionamento dos <i>chillers</i> 1 e 2 e a temperatura exterior.	38
Figura 28 - Efeito da alteração implementada no consumo dos <i>chillers</i>	39
Figura 29 - Consumo energético de ambas as linhas de refrigeração ao longo do ano e relação com a temperatura exterior.	40
Figura 30 - Influência da carga no COP de um sistema de refrigeração. ^[46]	41
Figura 31 - Influência da carga no diagrama P-h. ^[46]	41

Figura 32 - Consumo energético total desde 2016, na instalação de Amadora.....	49
Figura 33 - Relação entre a diferença de temperaturas de retorno e do exterior/ambiente e comparação entre as lojas de Perafita e Amadora, respetivamente.	50
Figura 34 - Consumo energético na linha de média temperatura, pela respetiva potência frigorífica requerida.....	52
Figura 35 - Consumo energético na linha de baixa temperatura, pela respetiva potência frigorífica requerida.....	52
Figura 36 - Consumo energético total, por potência total frigorífica requerida.....	52
Figura 37 - Emissões Diretas e Indiretas em ambas as instalações.....	54
Figura 38 - Evolução dos custos de ambas as instalações, ao longo de 10 anos.....	56
Figura 39 - Comparação entre os consumos energéticos reais e obtidos pelo modelo para <i>waterloop</i>	57
Figura 40 - Comparação entre os consumos energéticos reais e obtidos pelo modelo para sistema em cascata.....	58
Figura 41 - Distribuição das temperaturas médias em cada cidade, ao longo de um ano.	59

Índice de Tabelas

Tabela 1- Balanço energético dos equipamentos do ciclo [Adaptado de ³]	4
Tabela 2- Tipos de compressores [Adaptado de ³]	6
Tabela 3- Classificação de compressores volumétricos alternativos [Adaptado de ³]	6
Tabela 4- Tipos de Condensadores [Adaptado de ³]	7
Tabela 5 - Dispositivos de Expansão [Adaptado de 3, 6 e 7]	7
Tabela 6- Tipos de Evaporadores [Adaptado de ³]	8
Tabela 7 - Classificação dos fluidos frigorigéneos [Adaptado de ³]	8
Tabela 8- Principais propriedades a considerar aquando da seleção de um fluido refrigerante [Adaptado de ⁸]	9
Tabela 9 - GWP de algumas substâncias não fluoradas [Adaptado de ¹⁴]	12
Tabela 10 - Percentagem para calcular a quantidade máxima de HFC a colocar no mercado e as quotas correspondentes [Adaptado de ¹⁴]	12
Tabela 11 - Classe de segurança dos fluidos refrigerantes [Adaptado de 16, 17 e 18]	14
Tabela 12 – Fluidos Refrigerantes e respetivas características [Adaptado de 16, 17 e 18]	14
Tabela 13- Sistemas de AVAC ^[19]	15
Tabela 14- Fatores que afetam a qualidade do ar interior ^[22]	17
Tabela 15 - Principais KPIs utilizados [Adaptado de ²⁶]	18
Tabela 16- Tipos de auditorias [Adaptado de ²⁹]	20
Tabela 17- Compressores selecionados para as coolbox ^[40]	29
Tabela 18 – Vantagens e desvantagens do sistema ^{[45] [46]}	33
Tabela 19 - Consumidores de ambas as linhas de temperatura, na instalação de Perafita	36
Tabela 20 - Consumo mensal dos <i>chillers</i> 1 e 2 e temperaturas exteriores verificadas	38
Tabela 21 - Poupança energética e económica com a alteração implementada	39
Tabela 22 - Características dos fluidos a analisar ^{[16] [17] [18]}	44
Tabela 23 - Preço por kg de refrigerante	44
Tabela 24 - Poupança verificada desde a remodelação da instalação de Amadora	49
Tabela 25 - Comparação entre os consumos médios do <i>drycooler</i> e dos <i>chillers</i> de ambas as instalações	50
Tabela 26 – Consumo Energético médio em Asprela e Perafita, desde agosto de 2017	51
Tabela 27 - Condições iniciais e resultados do cálculo do TEWI na instalação de Asprela ^{[55] [56]}	53
Tabela 28 - Condições iniciais para o cálculo do LCC ^{[58] [59] [60]}	55
Tabela 29 – Poupança em Perafita nos custos associados à instalação e ao consumo energético anual	55
Tabela 30 - Consumo energético anual por potência frigorífica respetiva estimado nas quatro cidades	58
Tabela 31 - Poupança Energética do sistema em cascata relativamente ao <i>waterloop</i> nas quatro cidades	59

1. Introdução

1.1. Enquadramento do projeto e motivação

O presente projeto insere-se na área da Refrigeração a nível do retalho alimentar. Com a implementação do regulamento dos gases fluorados, tornou-se imperativa a procura de soluções que reduzissem a sua utilização. Tal aspeto associado à necessidade de aumentar a eficiência energética dos sistemas e à tendência de construção de lojas de menores dimensões conduziu à investigação de sistemas alternativos de refrigeração, entre os quais o circuito *waterloop*, cujo desempenho será analisado ao longo do trabalho.

Nesta secção, será apresentada a empresa na qual foi desenvolvido o projeto e qual a metodologia e estrutura definida para o concretizar.

1.2. O Sistema *Waterloop* na RACE, S.A.

A RACE, S.A. é uma empresa especializada em instalações eletromecânicas, sendo a sua visão: “Ser líder no Mercado Nacional e reconhecido como um *player* Internacional nas suas principais áreas de negócio: Engenharia de Refrigeração, Ar Condicionado e *Building Efficiency*”^[1]. Assim, evidencia uma evolução constante, a qual é representada na Figura 1.

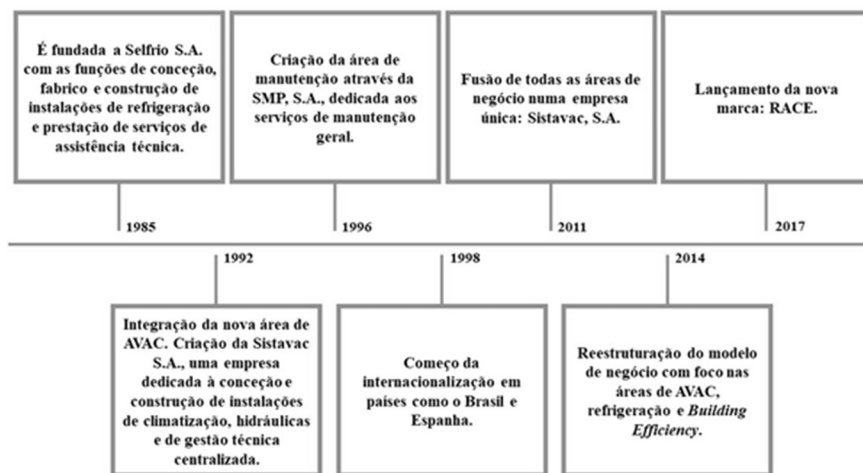


Figura 1 - Evolução da RACE, S.A.^[1]

Atualmente, a RACE, S.A. engloba uma equipa de 290 pessoas, tendo realizado mais de 5000 instalações, destinando-se a maioria à indústria do retalho alimentar.^[1] A sua estrutura é apresentada na Figura 2, evidenciando-se as áreas principais de trabalho.

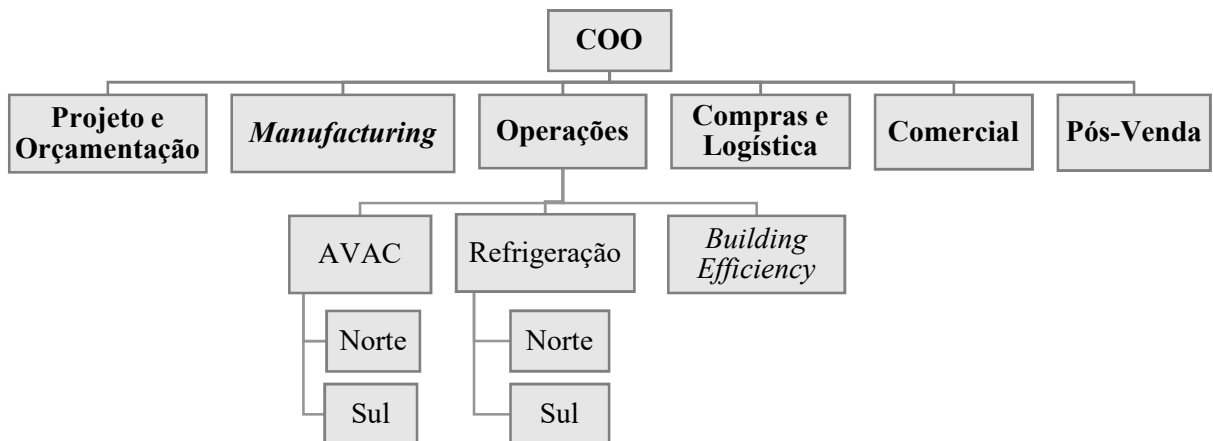


Figura 2 - Organograma da RACE, S.A.

O departamento de Projeto e Orçamentação é constituído por uma equipa de projetistas e desenhadores, que realizam o projeto a implementar, de acordo com o *layout* do cliente, bem como o seu orçamento e a seleção dos materiais a utilizar. A área de *Manufacturing* executa o projeto, fabrico e montagem de centrais de refrigeração e de quadros elétricos dos sistemas integrantes das instalações. O setor de Operações divide-se nas áreas de Refrigeração e de AVAC, que concretizam o planeamento e a execução das obras, e na secção de *Building Efficiency* (BE), que está encarregue do controlo e automação dos edifícios, acompanhando todo o ciclo de vida dos projetos - conceção, arranque e manutenção. O departamento de Compras e Logística tem a função de pesquisar e encomendar materiais e de selecionar e adjudicar os subempreiteiros. Já o setor Comercial é responsável pela receção e análise dos pedidos dos clientes e pela negociação das propostas. Finalmente, o setor de Pós-Venda tem como finalidade o atendimento e suporte técnico ao cliente após a aquisição dos produtos.

1.3. Objetivos do projeto

O presente projeto tem a finalidade de analisar o desempenho do sistema *waterloop*, o qual foi implementado com o intuito de corresponder às necessidades atuais. As questões a responder serão, desta forma, as que se apresentam de seguida:

1. De que forma se distingue o sistema em estudo de um ciclo tradicional?
2. Quais as características que o tornam numa solução face às necessidades energéticas e ambientais atuais?
3. Que melhorias devem ser implementadas para aumentar a eficiência do sistema?
4. Quais as tendências de mercado já implementadas ou que se encontram em desenvolvimento?

1.4. Metodologia seguida no projeto

Na conceção do presente projeto, foram definidas as seguintes etapas na metodologia de trabalho:

- Estudo e compreensão do circuito em análise;
- Recolha, análise e tratamento da informação reunida;
- Análise de diferentes fatores que influenciam o consumo energético do sistema;
- Realização de simulações, de forma a complementar a análise do desempenho;
- Comparação energética, económica e ambiental com uma instalação em cascata;
- Investigação relativamente às tendências de mercado.

1.5. Estrutura da dissertação

Ao longo da presente dissertação, serão expostos os seguintes temas:

- Estado de arte, onde são abordados conceitos de refrigeração, AVAC, manutenção e auditorias energéticas;
- Caracterização do sistema de refrigeração analisado no caso de estudo;
- Análise do caso de estudo, evidenciando a importância da medição de carga, da seleção do fluido frigorigéneo e da regulação dos componentes que integram o circuito;
- Comparação energética, ambiental e económica do sistema em estudo com duas instalações e previsão do seu desempenho em quatro cidades portuguesas;
- Tendências de mercado, no que concerne à utilização de fluidos frigorigéneos;
- Conclusão e trabalhos futuros.

2. Estado de Arte

2.1. Refrigeração

2.1.1. Ciclo de Compressão a Vapor

O ciclo de compressão a vapor é um ciclo frigorífico constituído principalmente pelo compressor, por um sistema de expansão, pelo condensador e pelo evaporador, como se pode verificar na Figura 3. O respetivo diagrama Pressão-Entalpia (P-h) encontra-se na Figura 4.

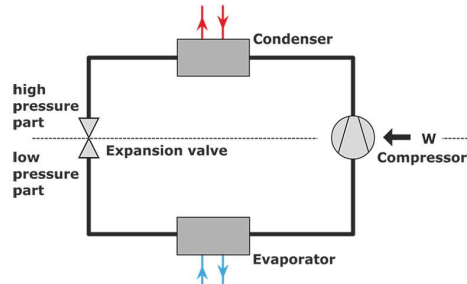


Figura 3 - Ciclo de compressão a vapor. [2]

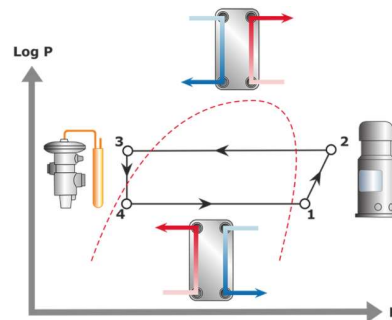


Figura 4 - Diagrama logarítmico pressão por entalpia. [2]

Por análise da Figura 4, é possível evidenciar o processo subjacente ao ciclo:

- 1 – 2: Compressão;
- 2 – 3: Condensação, durante a qual o fluido frigorigéneo cede calor à fonte quente (T_H), que se encontra a uma temperatura inferior à de condensação (T_2 e T_3);
- 3 – 4: Expansão isentálpica;
- 4 – 1: Evaporação, durante a qual o fluido de trabalho recebe calor da fonte fria (T_L), que se encontra a uma temperatura superior à de evaporação (T_1 e T_4).

O processo decorre desta forma, dado que a compressão do fluido introduz uma diferença de pressões entre o condensador e o evaporador e, para que a mesma se mantenha, é fundamental a presença de um sistema de expansão. Por essa razão, o sistema divide-se em duas fases: pressão alta, na qual ocorre a condensação, e pressão baixa, na qual se verifica a evaporação. Além de garantir a mesma diferença de pressões, o sistema de expansão é ainda ajustado de forma a controlar o caudal de fluido que deve ser conduzido para o evaporador. Neste componente, o refrigerante é vaporizado a uma pressão constante, sendo direcionado seguidamente para o compressor. Por ação do trabalho, alcança a pressão de condensação e atinge o estado de vapor sobreaquecido. De seguida, o mesmo entra no condensador, passando, posteriormente, na válvula de expansão. [2][3]

Para um estudo mais aprofundado do sistema, é relevante conhecer os balanços de energia apresentados na Tabela 1, traduzidos pelas equações 1 a 4, nas quais se aplica a 1ª Lei da Termodinâmica a cada equipamento. Considere-se h a entalpia específica em cada ponto, w_c o trabalho específico de compressão e q_H e q_L o calor específico de condensação e de evaporação, respetivamente.

Tabela 1- Balanço energético dos equipamentos do ciclo [Adaptado de ³]

Equipamento	Fórmula Simplificada	
Compressor	$w_c = h_2 - h_1$	(1)
Condensador	$q_H = h_3 - h_2$	(2)
Sistema de Expansão	$h_3 = h_4$	(3)
Evaporador	$q_L = h_1 - h_4$ (efeito frigorífico)	(4)

A variável adimensional que avalia o desempenho do ciclo frigorífico denomina-se de *Coefficient Of Performance* (COP) e é calculada, com recurso à Equação 5, para o ciclo de compressão a vapor.

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

É importante referir ainda que muitas vezes se verifica, não só o sobreaquecimento durante a evaporação, mas também o subarrefecimento no condensador. Isto significará que, à entrada no compressor, o vapor estará no estado sobreaquecido e não saturado e, à saída do condensador, o líquido estará comprimido e não saturado. ^[3]

Assim, pode calcular-se, pela Equação 6, os graus de sobreaquecimento:

$$\text{Graus Sobreaquecimento} = T_{\text{entrada no compressor}} - T_{\text{saturação @ } P_{\text{evaporação}}} \quad (6)$$

E, pela Equação 7, os graus de subarrefecimento:

$$\text{Graus Subarrefecimento} = T_{\text{saturação @ } P_{\text{condensação}}} - T_{\text{saída do condensador}} \quad (7)$$

O número de graus de sobreaquecimento pode ser dividido em três tipos:

- **Útil:** o calor adicional é extraído da fonte fria, verificando-se assim um aumento do efeito frigorífico e do trabalho de compressão, dado que o novo estado se localiza numa linha isentrópica de valor superior (mais à direita). No entanto, a variação do COP depende da maior variação do efeito frigorífico relativamente à do trabalho de compressão;

- **Inútil:** apesar do fluido se encontrar no estado de vapor saturado à saída do evaporador, devido ao calor cedido pelo exterior (e não pela fonte fria), sobreaquece, entrando no compressor nesse mesmo estado. Neste caso, o efeito frigorífico não é alterado relativamente ao que seria caso não houvesse sobreaquecimento. Já o trabalho de compressão aumenta, pelas razões acima expostas, o que leva a uma diminuição do COP;

- **Misto:** verificam-se os dois casos acima mencionados. ^[3]

Já o número de graus de subarrefecimento deve-se à diminuição da temperatura do agente condensador ou ao aumento da área de transferência do condensador. Consequentemente, a entalpia à entrada do evaporador é inferior, aumentando assim o efeito frigorífico. Dado que o trabalho de compressão não é afetado, o COP do sistema será sempre superior. ^[3]

a. Ciclo em Cascata

O ciclo em cascata é usado sempre que se verificar uma diferença de temperaturas geralmente superior a 40 K, que poderá conduzir a um mau desempenho da instalação. O esquema deste sistema apresenta-se na Figura 5. [3] Este sistema apresenta dois ciclos de compressão a vapor simples, com diferentes fluidos frigoríficos, existindo um permutador que os interliga, funcionando como “condensador do ciclo que opera a mais baixas temperaturas” e como “evaporador do ciclo que opera a mais altas temperaturas”. [3]

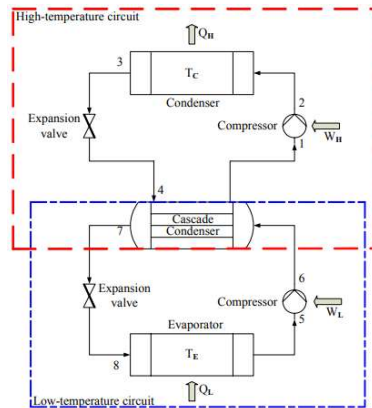


Figura 5 - Sistema em cascata. [4]

2.1.2. Ciclo Transcrítico

Os ciclos anteriormente representados ocorrem sempre abaixo do ponto crítico do fluido refrigerante, denominando-se assim de subcríticos. Já os sistemas transcíticos distinguem-se pelo facto da componente a alta pressão ocorrer acima do ponto crítico, não ocorrendo condensação, mas sim arrefecimento do fluido frigorífico. Esta diferença é evidenciada na Figura 6. [3]

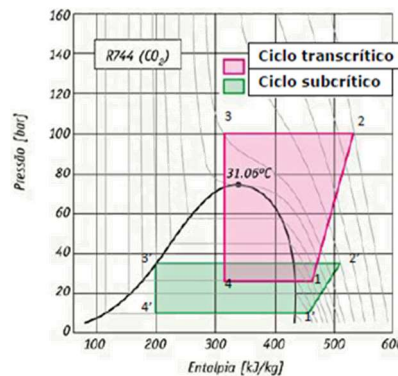


Figura 6 - Diagrama P-h de um ciclo transcrito e subcrítico de dióxido de carbono. [3]

O refrigerante mais usado é o dióxido de carbono (CO_2) pelas suas propriedades, a saber:

- Pressão Crítica de 73,8 bar e Temperatura Crítica de 31,1 °C;
- Ponto Triplo de 5,2 bar e -56,6 °C. Como esta pressão é superior à pressão atmosférica e consequentemente à de outros fluidos, como o R404a e o amoníaco, se ocorrerem fugas, o CO_2 apresenta-se na fase sólida, “autoselando automaticamente, com uma fuga mínima”; [3]
- Razão entre a Pressão de Saturação (a 0 °C) e a Pressão Crítica de 0,47, sendo mais elevada do que no caso do amoníaco (0,038), por exemplo;
- Elevada Capacidade de Refrigeração. [3]

2.1.3. Componentes Principais

- **Compressor**

O compressor introduz um aumento de pressão no fluido frigorífero desde o evaporador até ao condensador. Este efeito ocorre desde o estado de vapor sobreaquecido, numa perspectiva real, em oposição ao que se verifica no ciclo teórico, no qual o fluido entra no compressor como vapor saturado. Como já foi mencionado, tal deve-se ao número de graus de sobreaquecimento. Pelo facto da compressão ser assim seca, não se verificam complicações a nível da presença de gotas de água no compressor, o que levaria ao seu desgaste e a um pior desempenho. No entanto, é conveniente realçar que este afastamento não pode ser demasiado elevado, de forma a não conduzir a um sobreaquecimento e trabalho de compressão maior e consequentemente a problemas na lubrificação. ^{[3][5]}

Existem diferentes tipos de compressão, apresentados na Tabela 2.

Tabela 2- Tipos de compressores [Adaptado de ³]

Volumétricos					Dinâmicos		
Alternativos	Rotativos		Parafuso		Scroll	Centrífugos	Axiais
	Pistão	Alhetas	Mono	Duplo			

Relativamente aos compressores volumétricos alternativos, estes subdividem-se tendo em conta as classificações da Tabela 3.

Tabela 3- Classificação de compressores volumétricos alternativos [Adaptado de ³]

Classificação	Tipo
Forma	Horizontal
	Vertical
	V ou W
Construção	Aberto
	Semi-Hermético
	Hermético
Número de Efeitos	Simplex
	Duplo
Andares de Compressão	1 Andar
	2 Andares

- **Condensador**

O condensador pode rejeitar o calor para o ar ou para a água, como se verifica na Tabela 4.

Tabela 4- Tipos de Condensadores [Adaptado de ³]

Tipos de Condensadores		Descrição
a Ar	Convecção Natural	Fluido circula no interior do condensador, trocando calor com o ar que se encontra no exterior.
	Convecção Forçada	Fluido circula no interior do condensador, trocando calor com o ar que circula por intermédio de um ventilador.
a Água	Tubo Duplo em Contra-Corrente	Fluido circula por entre dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, enquanto a água de refrigeração passa, em sentido oposto, pelo interior do tubo de menor diâmetro.
	Imersão	Fluido circula num depósito, no interior do qual existe uma serpentina onde passa a água.
	Multitubular	Similar ao de imersão, com a particularidade de que a água de refrigeração circula no interior de vários tubos que se encontram no depósito.
Evaporativos		Fluido circula por tubagem, que é “humidificada por água” através de aspersores, ao mesmo tempo que um ventilador introduz um fluxo forçado de ar, o qual irá iniciar a evaporação da água juntamente com a condensação do refrigerante.
Misto		Fluido é condensado primeiramente a ar e, de seguida, a água.

- **Sistema de Expansão**

Como mencionado anteriormente, os sistemas de expansão têm o objetivo de garantir uma redução de pressão que permita a “mudança de fase no evaporador a baixa temperatura” e de regular o caudal à entrada do mesmo. Desta forma, permite vencer a carga térmica e que o caudal “seja igual ao aspirado pelo compressor num determinado instante”. ^[3] Os diferentes sistemas são explicados no Anexo A. A Tabela 5 revela os principais sistemas de expansão.

Tabela 5 - Dispositivos de Expansão [Adaptado de 3, 6 e 7]

Abertura Fixa	Abertura Variável				
Tubo Capilar	Válvula de Expansão Termostática (TEV)	Válvula de Expansão Manual	Válvula de Expansão Automática	Válvula de Expansão Eletrónica (EEV)	Válvula Flutuadora

- **Evaporador**

O evaporador tem a função de ceder o calor do exterior para o fluido frigorigéneo. Na Tabela 6, apresentam-se diferentes tipos e respetiva descrição.

Tabela 6- Tipos de Evaporadores [Adaptado de ³]

Tipo	Descrição
Secos	Fluido proveniente diretamente do sistema de expansão é totalmente evaporado ao longo do seu comprimento.
de Carcaça e Tubos e de Placas	“Arrefecimento de líquidos por expansão direta do refrigerante”, sendo compostos por um conjunto de tubos, no interior dos quais circula o fluido frigorigéneo e estando o líquido a arrefecer no exterior ou vice-versa.
Inundados	Fluido proveniente do sistema de expansão separado em duas fases, dirige-se para o compressor e para o evaporador, sob a forma de vapor e de líquido respetivamente. À saída do evaporador, encontra-se em vapor húmido no depósito, o qual contém uma válvula de nível que regula o caudal de refrigerante que passa, para que seja igual ao que foi evaporado. A circulação do líquido pode ser: por convecção natural: diferença de pressões entre colunas de líquido e de vapor húmido levam à circulação de fluido; por convecção forçada: uma bomba ou mesmo vapor levam à circulação de fluido.

2.1.4. Fluidos Frigorigéneos

O fluido frigorigéneo é um produto químico volátil que tem o objetivo de extrair calor de uma substância, arrefecendo-a. Como consequência, muda de fase para o estado gasoso, sendo, por isso, também denominado de “gás refrigerante”. ^[3] De acordo com a sua origem e com o seu modo de extração de calor, pode ser classificado como se apresenta na Tabela 7.

Tabela 7 - Classificação dos fluidos frigorigéneos [Adaptado de ³]

Origem		Extração de Calor	
Sintético	Natural	Primário	Secundário
Têm origem a partir do metano ou do etano, sendo um ou mais átomos de hidrogénio substituído por átomos de cloro, fluor e/ou bromo.	-	Arrefecimento de espaço através do calor latente de vaporização do fluido.	Arrefecimento do espaço realizado pelo fluido secundário, que depois será arrefecido no evaporador.

- **CrITÉrios de Seleção**

A escolha de um fluido frigorigéneo tem uma grande influência na eficiência, no custo e no impacto ambiental do sistema de refrigeração. Por essa razão, aquando da seleção do mesmo, devem ter-se em consideração os critérios da Tabela 8, nos quais se realçam algumas das propriedades mais relevantes.

Tabela 8- Principais propriedades a considerar aquando da seleção de um fluido refrigerante [Adaptado de ⁸⁾

CrITÉrio	Principais Propriedades
Propriedades Químicas e Termodinâmicas	Ponto Crítico e Temperatura de Evaporação
	Baixo Calor Latente de Vaporização
	Elevada Condutividade Térmica
	Baixa Viscosidade
	Elevada Estabilidade
Segurança	Toxicidade
	Flamabilidade
Ambiente	Potencial de Destruição de Ozono
	Potencial de Aquecimento Global
	Impacto de Aquecimento Total Equivalente
Economia	Custo do Refrigerante, Instalação e Manutenção
Outros	Regulamentos
	Boa deteção de possíveis fugas
	Fácil mistura com óleo

É importante esclarecer ainda os conceitos de:

- **Toxicidade e Flamabilidade:** estes conceitos interligam-se numa só tabela, apresentada na Figura 7, que define a classe de segurança na qual se insere o fluido frigorigéneo. A toxicidade divide-se assim na classe A e B, sendo mais tóxicos os compostos inseridos na classe B. Relativamente à Flamabilidade, esta divide-se em quatro classes, cujo valor aumenta de acordo com esta característica: 1, 2, 2L e 3. Na classe 1, não se verifica propagação de chama em ar. Nas classes 2, o limite inferior de flamabilidade é de $0,1 \text{ kg/m}^3$ e o poder calorífico é inferior a 19000 kJ/kg . No caso da 2L, a diferença reside na redução da velocidade de queima para um valor inferior a 10 cm/s . Já a classe 3 tem flamabilidade elevada, com um poder calorífico superior a 19000 kJ/kg . ^[9]

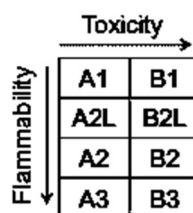


Figura 7 - Classes de segurança dos fluidos frigorigéneos. ^[10]

• **Potencial de Destruição de Ozono (PDO)/ *Ozone Depletion Potential (ODP)***: Este valor mede a capacidade de destruição da camada de ozono, por parte dos refrigerantes e de outros produtos químicos. Estabelece uma relação entre o impacto destas substâncias e o do fluido R-11, para o qual foi estabelecido o valor de 1. Os fluidos analisados no presente projeto apresentam um ODP igual a zero. ^{[3][11]}

• **Potencial de Aquecimento Global (PAG)/ *Global Warming Impact (GWP)***: Este índice compara o impacto do aquecimento global da emissão de um gás com efeito de estufa com a de uma emissão equivalente de dióxido de carbono, durante um determinado espaço de tempo, geralmente, de cem anos. Assim, quanto menor for este valor, menor é o seu impacto no aquecimento global. ^[12]

• **Impacto de Aquecimento Total Equivalente/ *Total Equivalent Warming Impact (TEWI)***: tem em consideração não apenas as emissões diretas, resultantes dos refrigerantes, mas também as emissões indiretas, com origem no impacto indireto da queima de combustíveis fósseis para a geração de energia. Assim, este índice é calculado, usando a equação 8. ^[13]

TEWI=Emissões Diretas + Emissões Indiretas

$$TEWI = GWP \cdot m \cdot \left(\frac{L}{100} \cdot n + (1 - \alpha_{rec}) \right) + n \cdot E_{anual} \cdot \beta \quad (8)$$

Onde:

- m** Carga do Refrigerante [kg]
- L** Razão de fugas anuais
- n** Tempo de vida do sistema [anos]
- α_{rec}** Fator de Reciclagem
- E_{anual}** Consumo Energético anual [kWh]
- β** Fator de emissão de dióxido de carbono [CO_{2eq}/kWh]

• Legislação

O regulamento dos gases fluorados foca-se na limitação e redução progressiva de hidrofluorcarbonetos (HFC) colocados no mercado. Estes são bastante utilizados como refrigerantes, pela sua elevada eficiência energética e pela sua baixa toxicidade e inflamabilidade. No entanto, apresentam um elevado GWP, o que levou à criação de um regulamento sobre este tema. Primeiramente, foi desenvolvido o CE 842/2006, tendo sido mais tarde atualizado, dando origem ao Regulamento EU N° 517/2014, aplicável desde 1 de janeiro de 2015. Este regulamento será então analisado de seguida. As alterações evidenciadas são a redução e limitação progressiva da quantidade de HFC, a proibição destes gases em determinados equipamentos, o maior controlo de possíveis fugas, a rotulagem e a responsabilização aquando do fornecimento destes produtos. ^[14]

O regulamento subdivide-se, portanto, em 6 capítulos:

1. Disposições Gerais

É descrito o objetivo do regulamento que passa por “proteger o ambiente mediante a redução das emissões de gases fluorados com efeito de estufa”, bem como as definições dos conceitos mais relevantes abordados ao longo do regulamento. ^[14]

2. Confinamento

Inclui as regras que deverão ser respeitadas de forma a:

- prevenir as emissões de gases fluorados com efeito de estufa;
- fazer a correta verificação para deteção de fugas;
- desenvolver um sistema de deteção de fugas;
- registar corretamente os dados mais relevantes;
- controlar as emissões durante a produção, o transporte e o armazenamento;
- fazer uma correta recuperação dos gases;
- responsabilizar o produtor e formar e certificar os trabalhadores que desempenham tarefas que requeiram o contacto com gases fluorados com efeito de estufa. ^[14]

3. Colocação no Mercado e Restrições de Utilização

Menciona as restrições impostas quanto à colocação do produto no mercado e à sua utilização e as exigências na rotulagem do mesmo. ^[14]

4. Redução da Quantidade de Hidrofluorocarbonetos colocados no Mercado

Limita “a quantidade de HFC que os produtores e importadores têm o direito de colocar anualmente no mercado” e atribui e regista quotas para a colocação dos mesmos. ^[14]

5. Relatórios

Inclui relatórios de:

- Produção;
- Importação;
- Exportação;
- Utilização como Matéria-prima;
- Destruição das Substâncias. ^[14]

6. Disposições Finais

Conclui com uma revisão final e definições de sanções, bem como com considerações finais. ^[14]

É relevante realçar as seguintes considerações aplicáveis ao presente caso de estudo:

- De acordo com o Artigo 11.º, n.º1, para frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados), “a partir de 1 de janeiro de 2020, é proibida a utilização de gases fluorados com efeito de estufa cujo potencial de aquecimento global seja igual ou superior a 2500”. Já a partir de 1 de janeiro de 2022, o limite será de 150. O mesmo se verificará para “sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal de 40 kW”. Apenas em sistemas em cascata, o valor limite será de 1500.

- De forma a calcular o GWP de uma mistura, é calculada a “média ponderada resultante da soma das frações de massa das substâncias individuais multiplicadas pelo seu GWP, salvo indicação em contrário”, de acordo com a Equação 9. ^[14]

$$GWP_{mistura} = \sum_{i=1}^N (\text{Substância } X_i \% * GWP) \quad (9)$$

sendo % a percentagem ponderal com tolerância de +/- 1%.

Para misturas com substâncias não fluoradas, são utilizados GWP como os da Tabela 9.

Tabela 9 - GWP de algumas substâncias não fluoradas [Adaptado de ¹⁴]

Denominação comum	Designação Industrial	GWP
Propano	R290	3
Isobutano	R600a	3
Amoníaco	R717	0

- É importante ainda, de acordo com o Artigo 15.º, n.º1, “assegurar que a quantidade de HFC que os produtores e importadores têm o direito de colocar anualmente no mercado da União não excede a quantidade máxima para o ano em causa”. Para isso, foi estabelecido que, até 31 de outubro de 2014, deve ser comunicado “um valor de referência baseado na média anual das quantidades de HFC que o produtor ou importador declare ter colocado no mercado entre 2009 e 2012”. Assim, a quantidade máxima a partir de 2018 corresponde à aplicação, nesse valor de referência, das percentagens indicadas na Tabela 10, subtraindo posteriormente os valores correspondentes às utilizações isentas. ^[14]

Tabela 10 - Percentagem para calcular a quantidade máxima de HFC a colocar no mercado e as quotas correspondentes [Adaptado de ¹⁴]

Anos	Percentagem a Aplicar
2015	100%
2016-17	93%
2018-20	63%
2021-23	45%
2024-26	31%
2027-29	24%
2030	21%

De forma a calcular qual a quantidade a atribuir às empresas, estas são divididas em dois grupos de acordo com a declaração apresentada, nos termos do:

1. Artigo 16.º, n.º 1 e 3: Até 31 de outubro de 2014, o produtor ou importador declarou um valor de referência baseado nos anos de 2009 a 2012 ou, “até 31 de outubro de 2017 e, posteriormente, de três em três anos, a Comissão recalcula os valores de referência [...] com base na média anual de HFC legalmente colocadas no mercado a partir de 1 de janeiro de 2015”, como se evidencia na Equação 10. [14]

$$\text{Quota} = 89\% * \text{Valor de Referência} * \text{Percentagem para o Ano em Causa} \quad (10)$$

2. Artigo 16.º, n.º 2 e 4 (a partir de 2018): “Os produtores e importadores que não tenham comunicado [...] para o período de referência indicado no nº1 podem declarar a sua intenção de colocar HFC no mercado no ano seguinte” ou aqueles “para os quais se tenham determinado valores de referência podem declarar quantidades adicionais previstas”. [14]

Etapa 1: “Cada empresa recebe uma atribuição correspondente à quantidade que solicitou na sua declaração, mas sem exceder uma proporção da quantidade a atribuir na etapa 1. Essa proporção é calculada dividindo 100 pelo número de empresas que apresentaram uma declaração. A soma das quotas atribuídas na etapa 1 é subtraída da quantidade a atribuir na etapa 1 para determinar a quantidade a atribuir na etapa 2.” [14]

Etapa 2: “Cada empresa que não tenha obtido na etapa 1 100% da quantidade solicitada na sua declaração recebe uma atribuição adicional correspondente à diferença entre a quantidade solicitada e a quantidade obtida na etapa 1. Todavia, tal não pode exceder a proporção da quantidade a atribuir na etapa 2”. Essa proporção é calculada dividindo 100 pelo número das empresas elegíveis para a atribuição de uma quantidade na etapa 2. A soma das quotas atribuídas na etapa 2 é subtraída da quantidade a atribuir na etapa 2 para determinar a quantidade a atribuir na etapa 3.” [14]

Etapa 3: “Repete-se a etapa 2 até que todos os pedidos sejam satisfeitos ou a quantidade por atribuir na etapa seguinte seja inferior a 500 t de CO₂ equivalente.”

Em conclusão, com base neste regulamento, apresenta-se o gráfico da Figura 8 que evidencia os diferentes fluidos e os respetivos GWP. [14]

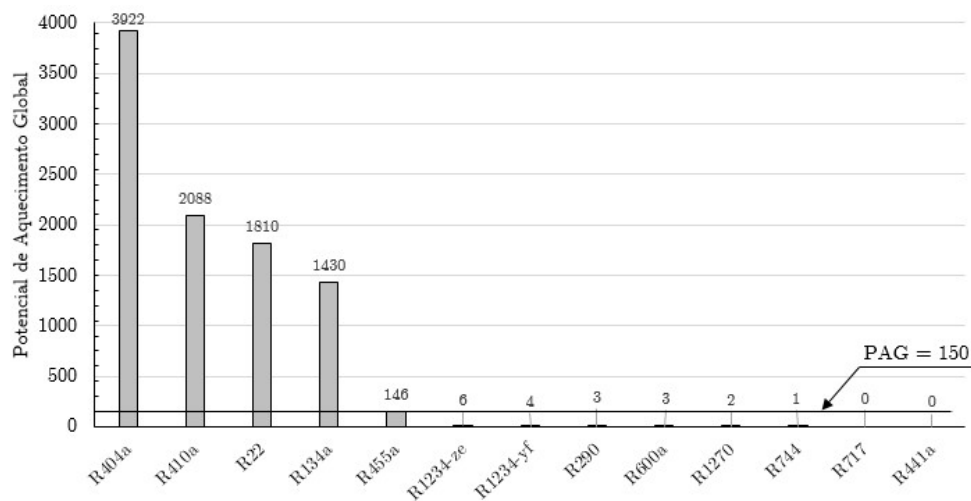


Figura 8- GWP dos diferentes fluidos refrigerantes. [Adaptado de 15]

Estando, para já, filtrados os fluidos refrigerantes a usar, os mesmos devem ser analisados quanto à sua flamabilidade e toxicidade, apresentando-se, para esse efeito, a Tabela 11, que tem por base os critérios e classes de segurança, abordados na norma EN 378/2016, a qual introduz a classe A2L, bem como indica a maior utilização de um tipo de refrigerantes de baixo GWP, denominado *Hydrofluoro Olefin* (HFO). Este tipo de fluidos inclui, entre outros, o fluido R1234-ze e o R455a. Apesar de serem igualmente compostos por hidrogénio, flúor e carbono, a diferença entre estes compostos e os HFC reside no facto destes produtos serem insaturados, tendo, por esta razão, pelo menos uma ligação dupla entre dois átomos de carbono. Assim, estes compostos são mais reativos que os HFC, sendo favoráveis no que toca ao GWP. ^[14] Na Tabela 11, é possível verificar que os dois fluidos com GWP superior a 150 se encontram na classe A1, o que era uma vantagem relativamente aos refrigerantes que serão agora usados. Os hidrocarbonetos apresentam, por sua vez, maiores valores de flamabilidade.

Tabela 11 - Classe de segurança dos fluidos refrigerantes [Adaptado de 16, 17 e 18]

Classe de Segurança		Toxicidade	
		A	B
Flamabilidade ↑	3	R290 R600a	
	2		R717
	2L	R455a R1234ze	
	1	R744 R404a R410a	

De forma a agrupar as informações acima mencionadas, foi criada a Tabela 12 para uma análise resumida das características dos principais fluidos frigoríficos.

Tabela 12 – Fluidos Refrigerantes e respetivas características [Adaptado de 16, 17 e 18]

	PDO	GWP	Classe Segurança	Substitui:
R717	0	0	B2	
R744		1	A1	
R290		3	A3	
R1234-ze		6	A2L	R134a
R455a		146	A2L	R404a, R22
R410a		2088	A1	R22
R404a		3922	A1	R22

Em conclusão, conclui-se que os melhores fluidos frigoríficos a utilizar serão, a nível ambiental e de segurança, o R744 (dióxido de carbono) e os HFO (R1234-ze e R455a).

2.2. Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC)

2.2.1. Componentes Principais

Neste tipo de sistemas, é fundamental estabelecer a distinção entre circuitos de produção (primários) e circuitos de distribuição (secundários). O ciclo de produção tem a finalidade de aquecer/ refrigerar o fluido, enquanto o de distribuição se baseia na distribuição indireta do mesmo para os equipamentos terminais. A ligação entre ambos é assegurada pela presença de uma tubagem comum de comprimento reduzido. Além disso, é de referir que cada circuito tem a sua bomba, que define o caudal a circular. ^[19] O esquema do sistema global encontra-se na Figura 9. Verifica-se ainda o caso em que o fluido circula diretamente do equipamento de produção para o terminal.

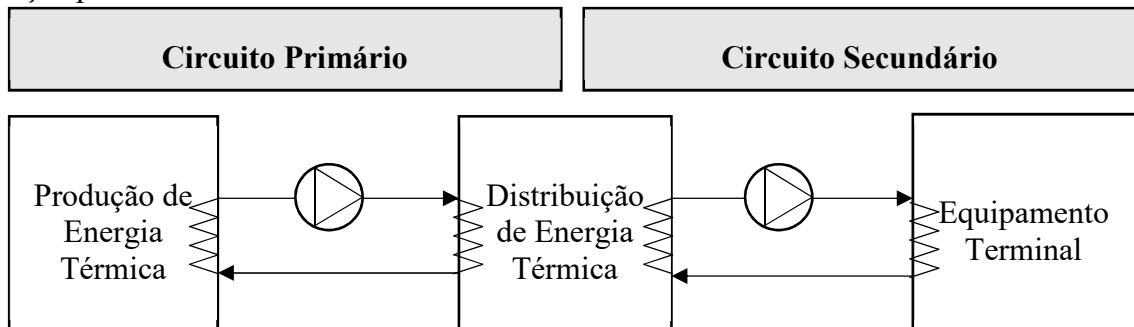


Figura 9- Esquema representativo dos circuitos primário e secundário.

De forma a facilitar a compreensão das funções de cada sistema, pode ser feita a divisão evidenciada na Tabela 13. ^[19] No Anexo A, são definidos os equipamentos mencionados.

Tabela 13- Sistemas de AVAC ^[19]

Geração de Energia Térmica	Distribuição de Energia Térmica	Terminais de Tratamento de Ar
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Chiller</i> • Bomba de Calor • Caldeira 	<ul style="list-style-type: none"> • Depósito de Inércia • Rede de Tubagens 	<ul style="list-style-type: none"> • Ventiloconvector • UTA • UTAN
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Split/ Multi-Split</i> • VRF • <i>Rooftop</i> 		

Considerando o caso da Unidade de Tratamento de Ar (UTA) usada no caso de estudo, é necessário compreender melhor o seu funcionamento. Sugere-se, assim, a análise da Figura 10.

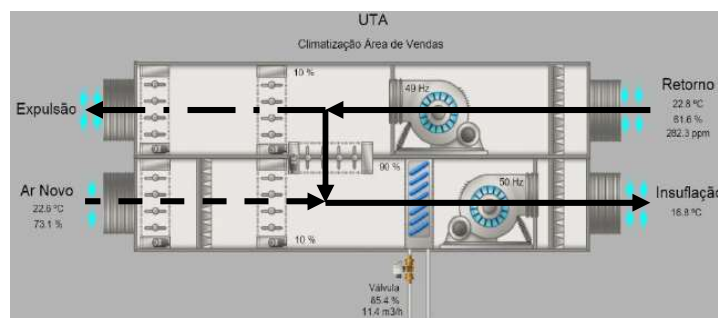


Figura 10- Esquema representativo da UTA. ^[20]

Como se verifica, ocorrem três processos para o tratamento do ar do espaço a climatizar:

1. Recirculação interna do ar (representado a traço contínuo):

O ar do espaço a climatizar entra pela conduta de retorno através de uma grelha, passando por um ventilador de extração. Este ar é conduzido de seguida até uma bateria térmica, onde se verifica uma troca de calor entre o mesmo e a água do sistema (fluido de trabalho). Nesta zona, existem tabuleiros de condensação, de forma a permitir o escoamento da água resultante deste fenómeno. Finalmente, circula pelo ventilador de insuflação de forma a retornar ao espaço a climatizar. Os ventiladores são centrífugos, sendo a sua energia transmitida através de um motor acoplado diretamente ou através de correias. ^[21]

2. Expulsão de uma percentagem do ar presente no local (representado a traço-ponto):

No reaproveitamento mencionado no ponto anterior, é fundamental acrescentar que, parte do ar que retorna do espaço é conduzido para o exterior através da conduta de expulsão, passando por uma grelha que tem uma percentagem variável de abertura.

3. *Free-cooling* entálpico (representado a traço interrompido):

Neste ponto, é insuflada uma determinada percentagem de ar novo no espaço através de uma roda térmica ou entálpica, na qual ocorre uma permuta entálpica de calor, isto é, ocorre a recuperação de calor do ar do exterior para o aquecimento/ arrefecimento do ar a ser insuflado no local a climatizar. ^[21]

Numa UTA, devem ainda ser realçados os componentes secundários aí integrados:

- Atenuadores ou Silenciadores, que permitem a minimização da poluição sonora introduzida pelos equipamentos; ^[21]
- Registos ou *Dampers*, que monitorizam a posição das alhetas na admissão de ar novo, na extração ou na recirculação de ar. ^[21] Geralmente, os valores médios de abertura das grelhas são de 80 a 90% para a recirculação interna e de 10% a 20% para a expulsão do ar e a entrada de ar novo na UTA;

Filtros, que permitem a retenção de partículas sólidas. Numa UTA, é fundamental a presença de dois andares de filtração, sendo um da classe G ou M e o outro da classe F. Se se optar apenas por um andar de filtração, deve optar-se por um filtro F. É recomendável o uso de um pressostato diferencial em cada filtro, de forma a monitorizar o seu desempenho. ^[22]

2.2.2. Qualidade do Ar Interior

Para garantir a saúde do ar interior, é fundamental compreender que fatores impedem a sua qualidade, os quais se encontram na Tabela 14.

Tabela 14- Fatores que afetam a qualidade do ar interior ^[22]

Ventilação inadequada	Insuficiente fornecimento de ar novo	
	Má distribuição	
	Mistura incompleta com ar exterior	
	Incorreta filtração do ar	
	Baixo caudal de insuflação	
Temperatura do ar e humidade relativa extremas ou flutuantes		
Contaminação	Interior	<ul style="list-style-type: none"> • Presença humana e trabalho; • Uso inadequado de produtos; • Gases de combustão; • Contaminação cruzada por outras zonas mal ventiladas
	Exterior	<ul style="list-style-type: none"> • Gases de escape de veículos, de caldeiras; • Produtos de trabalhos de construção e/ou manutenção; • Ar contaminado previamente retirado do interior
	Materiais de construção	<ul style="list-style-type: none"> • Utilização inadequada de materiais.
	Biológica	

De forma a mitigar ou mesmo eliminar estes fatores, apresentam-se de seguida os métodos usados para controlar a qualidade do ar:

- **Eliminar** o foco de contaminação e/ou **substituir** a fonte por outra que liberte menor quantidade de substâncias contaminantes;
- **Amenizar** a ação da fonte, recorrendo a revestimentos ou outras barreiras;
- **Misturar** o ar interior com ar menos contaminado, de forma a reduzir a concentração de substâncias contaminantes;
- **Eliminar** os contaminantes presentes no ar;
- **Monitorizar** o desempenho da ventilação e as diferenças de pressão, as quais levam ao movimento das substâncias contaminantes;
- **Recorrer** à extração localizada. ^[22]

2.3. Manutenção

Um ponto fundamental para assegurar a satisfação do cliente e o bom desempenho dos equipamentos baseia-se na manutenção, assegurada por um departamento pós-venda que apresenta as seguintes responsabilidades, de acordo com a norma NP EN 13306:2007:

- “Assegurar a disponibilidade do bem para a função requerida a custos ótimos;
- Considerar os requisitos de segurança relativos ao bem e ao pessoal da manutenção e da operação e, quando necessário, ter em conta o impacto ambiental;
- Melhorar a durabilidade do bem e/ou a qualidade do produto ou do serviço fornecido, tendo em conta os custos, se necessário.” [23]

Assim, é nesta fase do processo que se avalia o funcionamento dos mesmos, de forma a poder introduzir alterações e a aumentar a eficiência energética do sistema. Analisando a norma NP EN 15341:2009, é possível conhecer de que forma esta monitorização poderá ser feita, tendo em conta a utilização periódica ou pontual de indicadores de desempenho/ *Key Performance Indicators* (KPIs) que devem:

- “Medir o estado;
- Estabelecer comparações (*benchmarking* interno e externo);
- Diagnosticar (análise de pontos fortes e fracos);
- Identificar objetivos e definir metas a alcançar;
- Planear ações de melhoria;
- Medir continuamente os resultados das modificações ao longo do tempo.” [23]

A título de exemplo, apresentam-se na Tabela 15 alguns dos KPIs utilizados (Equação 11,12 e 13) e a sua função.

Tabela 15 - Principais KPIs utilizados [Adaptado de ²⁴]

KPI	Equação	Variáveis
Tempo entre fim de reparação e início da reparação seguinte	$MTBF = \frac{1}{\lambda} = \frac{T}{n_f} \quad (11)$	λ (taxa de falhas); T (tempo total do ensaio); n_f (número de falhas)
Tempo de reparação de falhas	$MTTR = \frac{\sum TTR}{n_f} \quad (12)$	TTR (“Time to Repair”)
Disponibilidade do equipamento para operar quando necessário	$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad (13)$	-

Tendo em conta o tipo de trabalho, a manutenção pode ser classificada da forma apresentada na Figura 11, de acordo com a norma EN 1306:2010:

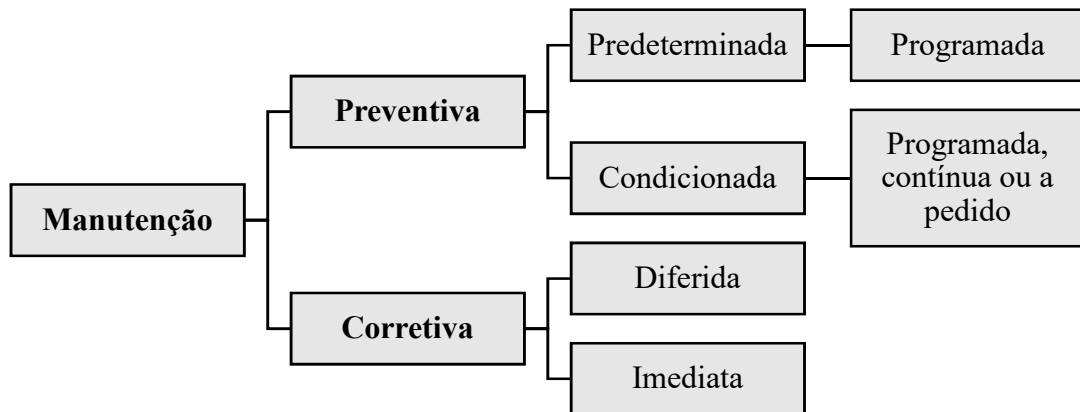


Figura 11- Tipos de Manutenção. [Adaptado de ²⁵]

A Manutenção Preventiva tem o objetivo de prevenir falhas que possam levar a paragens ou ao mau funcionamento dos equipamentos, ocorrendo periodicamente em intervalos de tempo fixos ou de acordo com as condições atuais do equipamento, após análise programada, contínua ou a pedido dos parâmetros importantes. A Manutenção Preditiva é incluída neste último grupo. A Manutenção Corretiva, por sua vez, realiza-se após a avaria, de forma a corrigi-la imediatamente ou algum tempo após a falha. Introduce muitas vezes paragens não planeadas, o que não é positivo. No entanto, pelo custo que implica, para certos equipamentos não é realizada manutenção preventiva, apenas corretiva.

2.4. Auditorias Energéticas

Uma auditoria energética tem a finalidade de examinar e avaliar a utilização de energia, a eficiência dos equipamentos e os respetivos desperdícios ao longo de um processo, podendo, desta forma, introduzir medidas e soluções para melhorar estes aspetos energéticos, económicos e ambientais. É um instrumento fundamental para a racionalização dos consumos energéticos. [26] [27] Na Tabela 16, poderão ser verificados os dois tipos existentes de auditorias:

Tabela 16- Tipos de auditorias [Adaptado de 27]

Tipo	Descrição
Simples	Análise simplificada e de curta duração. Foca-se nos dados relativos à faturação de energia e de água, que serão analisados em paralelo com as características da instalação e do processo. Tem o objetivo de detetar pequenas complicações e de criar medidas para as reduzir ou mesmo eliminar.
Completas	Análise aprofundada, havendo uma divisão dos diferentes consumos energéticos por setor ou equipamento, de forma a compreender o desempenho da instalação e a poder selecionar a melhor solução tecnológica, a nível de investimento e de desempenho.

Uma auditoria energética divide-se nos seguintes passos:

1. Planeamento e Análise Prévia do Processo: São previamente identificados os principais consumidores de energia, a existência de recuperação de calor e o funcionamento dos diferentes setores. [28]

2. Recolha de Dados: É realizada a recolha dos dados relativos às produções mensais, aos horários de funcionamento, ao número de colaboradores e a todas as especificações técnicas dos equipamentos. [28]

3. Tratamento da Informação: Cálculo de indicadores de desempenho e de balanços energéticos, para avaliar o processo e implementar medidas que colmatem as falhas existentes e racionalizem os consumos energéticos. [28] [29]

4. Elaboração do Relatório: Graças à realização de auditorias energéticas, é possível identificar quais os principais pontos de melhoria e estabelecer metas, de forma a que se verifique um aumento da eficiência energética acompanhada de uma redução de consumos e de custos.

De forma a realizar uma avaliação mais aprofundada, inicia-se a denominada microauditoria. Em primeiro lugar, é realizado um levantamento de todos os equipamentos e processos e respetivas informações relevantes, de forma a ser compreendido todo o ciclo produtivo. Seguidamente, são identificados os problemas e são propostas soluções para resolução e/ou melhoria dos mesmos. [30]

Numa macroauditoria, é realizada a avaliação geral dos consumos, pelos métodos seguintes:

Método 1

Análise nos meses de verão (junho a setembro):

Com base na energia consumida, destinada principalmente à produção, são calculados os consumos médios diários. Este valor é depois multiplicado pelo número de dias do ano, para se obter um consumo médio anual, aproximado ao real. ^[30]

Análise nos meses de inverno:

De forma a obter um valor menos grosseiro, é aconselhável a correção consoante o consumo durante os meses de inverno, com mais graus-dias¹ que no verão, o que leva a um consumo energético acrescido, pelo facto de haver necessidade de aumentar a temperatura interior de projeto. Essa energia necessária é assim calculada pela expressão 14, dependendo do total de matéria-prima consumida: ^[30]

$$Q_{mp} = \frac{M_{mp} c_{mp} \Delta T}{\eta_{aq}} \quad (14)$$

Onde:

- M_{mp} Massa total de matéria-prima consumida
- c_{mp} Calor Específico da matéria-prima
- ΔT Diferença de temperaturas interior e exterior
- η_{aq} Rendimento do sistema de aquecimento

De seguida, essa energia é distribuída pelos meses de inverno, consoante a percentagem de graus-dias de cada um. Posteriormente, este valor é adicionado ao obtido inicialmente, de forma a corrigir o fator de consumo de matéria-prima. Assim, são conhecidos os consumos mensais médios de energia, correspondentes a cerca de 5% a 10% dos consumos efetivos. ^[30]

Método 2

É efetuada também uma análise relativamente aos meses de verão. No entanto, o consumo obtido é “dividido pela massa ou número de artigos produzidos” ^[30] e, de seguida, “multiplicado pela produção de cada mês do ano” ^[30]. Este valor permite assim conhecer os consumos mensais médios para o processo produtivo. A energia consumida para o aquecimento é obtida pela expressão 15:

$$E_{aquecimento} = E_{total} - E_{produção} \quad (15)$$

Método 3

De forma a quantificar a energia anual consumida para o aquecimento, deve ser calculada a equação 16. Esta inclui o consumo energético de aquecimento (\dot{Q}_{aq}), sendo U o “coeficiente global de transferência de calor para as paredes e os telhados da instalação” ^[30]. Além disso, inclui ainda o valor das perdas caloríficas por ventilação (\dot{Q}_{ren}), para o qual se assume que a uma temperatura média de 20 °C se perdem 1,151 kW/(m³K).

¹ Grau-dia: “somatório das diferenças positivas entre a temperatura interior e a temperatura ambiente exterior média ao longo do período de aquecimento” ^[31].

$$\begin{aligned} \text{Consumo Anual Energético} &= \frac{GD\alpha_{\text{conv}}}{\Delta T_{\text{ba}}} \cdot (\dot{Q}_{\text{aq}} + \dot{Q}_{\text{ren}}) \\ &= \frac{GD\alpha_{\text{conv}}}{\Delta T_{\text{ba}}} \cdot (UA\Delta T + 1,151V \cdot \Delta T_{\text{ren}} \cdot N_{\text{ren}}) \end{aligned} \quad (16)$$

Onde:

- V** Volume do edifício
- ΔT_{ren}** Diferença de temperaturas entre ar perdido nas renovações e ar exterior (≈ 20 °C)
- N_{ren}** Número de renovações de ar por unidade de tempo
- GD** Número de Graus-Dias anuais
- α_{conv}** Fator de conversão (86400 s/dia ou 24h/dia)
- ΔT_{ba}** Diferença de temperaturas base

Para garantir a poupança dos consumos e evitar a utilização imprudente de energia, foi definido um plano de racionalização dos consumos energéticos, no qual se encontram expostas as metas a cumprir e os valores de referência que devem ser tidos em consideração durante um período de cinco anos ^[30]. Com base neste, se o valor obtido for superior ao de referência, o mesmo deve ser aplicado. Caso contrário, o novo valor de referência deve ser 90% do que foi obtido. De acordo com a legislação, as metas a cumprir, durante o período de cinco anos, são calculadas de acordo com a equação 17, sabendo que C é o consumo específico de energia obtido, K o consumo de referência e N o ano de aplicação do plano. ^[30]

$$\text{Meta} = \frac{C - K}{2} \cdot \frac{N}{5} \quad (17)$$

É importante conhecer ainda quais os três parâmetros principais a considerar numa auditoria, apresentados nas Equações 18 a 20. Note-se que, para o consumo total de energia, para “resíduos endógenos e combustíveis de origem renovável”, é contabilizada apenas 50% da energia resultante.

- **Consumo Específico de Energia:**

$$\text{Consumo Espec. Energia} = \frac{\text{Cons. Total Energia}}{\text{Volume de Produção [kgep/unidade produção]}} \quad (18)$$

- **Intensidade Energética:**

$$\text{IE} = \frac{\text{Cons. Total Energia}}{\text{VAB [kgep/€]}} \quad (19)$$

VAB é o Valor Acrescentado Bruto das atividades diretamente ligadas ao processo.

- **Intensidade Carbónica:**

$$\text{IE} = \frac{\text{Emissões dos Gases de Efeito de Estufa no processo}}{\text{Cons. Total Energia}} \quad (20)$$

Realce-se que, caso o consumo anual (superior a 500 tep) apresente um valor:

- entre 500 e 1000 tep/ano, as auditorias devem ser realizadas com uma periodicidade de oito anos, sendo prevista uma melhoria de 4% dos indicadores de consumo e de intensidade energética;
- superior a 1000 tep/ano, as auditorias devem ser realizadas com uma periodicidade de seis anos sendo prevista uma melhoria de 6% dos indicadores de consumo e de intensidade energética. ^[30]

3. Apresentação do sistema de refrigeração em estudo

Os sistemas tradicionais de refrigeração são, na sua maioria, centralizados, incluindo duas linhas: uma de baixa e uma de média temperatura. Estas são controladas por um *rack* de compressores e apresentam diferentes condições e necessidades de refrigeração. Neste tipo de sistemas, a utilização de gases fluorados é uma preocupação, dado o seu efeito nefasto para o meio ambiente, como foi previamente referido na secção do regulamento dos gases fluorados. No sentido de reduzir e mesmo de evitar a sua utilização, a empresa RACE S.A. decidiu investigar outro tipo de sistemas de refrigeração que, não só contribuíssem para uma melhoria da eficiência energética, mas também para um maior cuidado no que toca às emissões. Uma das soluções encontradas, que serve de caso de estudo para a presente dissertação, é um sistema de refrigeração integrado numa unidade denominada de *Coolbox*. A *coolbox* é uma unidade de refrigeração acoplada diretamente a cada expositor (ou conjunto de expositores), câmara e máquinas de gelo - doravante designados de consumidores -, de um supermercado, podendo alojar-se na parte superior ou inferior do consumidor ou no topo da câmara frigorífica, como se pode verificar pelo esquema da Figura 12. ^[32]



Figura 12- Esquema da localização da *Coolbox* nos diferentes consumidores. ^[32]

Este tipo de sistema dispensa uma central de frio, o que possibilita o estabelecimento de diferentes condições de pressão e de temperatura, consoante o tipo de produto alimentar a conservar. Desta forma, existe a vantagem de conferir valores de *setpoint* ótimos e de obter eficiências energéticas teoricamente mais elevadas, pelo facto de ser possível a adaptação da unidade às necessidades do respetivo consumidor. O mesmo não se verifica num sistema tradicional, no qual o consumidor que requer uma temperatura de evaporação mais baixa é o que define as condições de toda a linha, verificando-se um consumo energético desnecessário para os restantes serviços de refrigeração que não necessitam de tão baixa temperatura. ^[32]

Adicionalmente, é de referir que este sistema apresenta uma outra característica bastante importante no que toca ao aproveitamento do calor rejeitado pelo condensador. A tecnologia aqui inerente é denominada de *waterloop*, dado que a condensação é realizada através de um permutador ligado a um anel de condensação de água, por onde são realizadas as trocas de calor necessárias ao bom funcionamento do sistema. Posteriormente, a água já aquecida dirige-se para o *drycooler*, situado no topo do supermercado, onde será arrefecida e de onde retornará em direção a todas as unidades, completando-se o ciclo. ^[32] Consoante as necessidades do sistema, uma das seguintes situações, representada nas Figuras 13 a 15, poderá verificar-se:

- Refrigeração livre, sendo o controlo de temperatura garantido apenas pelo *drycooler*, graças à velocidade variável dos seus ventiladores, como se observa na Figura 13. Neste caso, a temperatura de condensação dos consumidores de Média Temperatura/ *Medium Temperature* (MT) e de Baixa Temperatura/ *Low Temperature* (LT) depende fortemente da temperatura exterior.

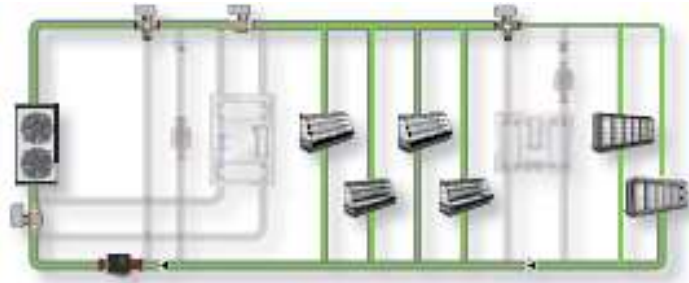


Figura 13 – Esquema representativo do modo de refrigeração livre. [33]

- Ativação do *chiller* água-água baseado no ciclo de compressão a vapor, de forma a criar dois anéis de condensação a diferentes temperaturas, maximizando a eficiência energética dos compressores dos grupos frigoríficos negativos, ao reduzir a sua temperatura de condensação (Figura 14). Neste caso, apenas a temperatura de condensação dos consumidores MT depende fortemente da temperatura exterior.



Figura 14 - Esquema representativo do modo de ativação do *chiller* água-água. [33]

- Ativação de ambos os *chillers* quando a temperatura exterior for demasiado elevada, sendo necessário refrigerar a água de circulação, de modo a evitar a necessidade da seleção de compressores com maiores potências, o que comprometeria a eficiência energética e implicaria maiores custos de investimento. (Figura 15):

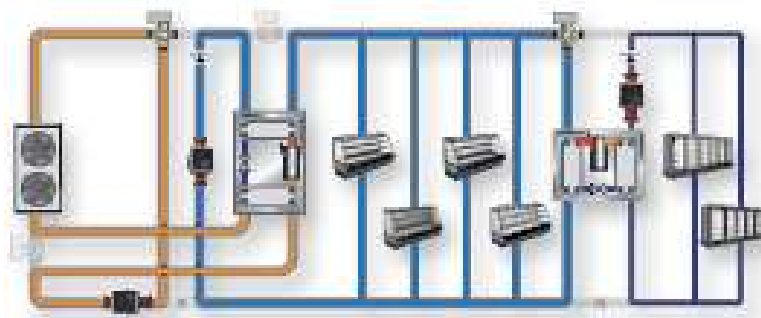


Figura 15 - Esquema representativo do modo de ativação de ambos os *chillers*. [33]

A par destes equipamentos, são necessárias principalmente bombas de circulação, válvulas de três vias e tubagem. As primeiras caracterizam-se pelo facto de apresentarem uma velocidade variável, de forma a conferirem um caudal total correspondente ao requerido, consoante o somatório de quedas de pressão ao longo do circuito. Foi estabelecido o valor de 100 kPa no total, já que se sugere que cerca de 90 kPa correspondam ao conjunto que inclui o *drycooler* (≈ 30 kPa), as tubagens (≈ 30 kPa) e os condensadores de cada consumidor (≈ 30 kPa). São incluídas nestes valores as quedas de pressão nas válvulas respetivas. Assim, é possível, tendo em conta a respetiva curva característica, manter um equilíbrio entre as temperaturas de ida e de retorno de água. Realce-se a importância da existência de uma segunda bomba, com vista a impedir a paragem do sistema devido a uma falha ou avaria no funcionamento da bomba principal. Relativamente à válvula de três vias, esta permite o controlo do caudal de água e o seu desvio, tendo em conta o modo de funcionamento do circuito num determinado momento. A nível da tubagem, importa analisar o tipo de material e a presença ou não de isolamento. Assim, opta-se por tubagens metálicas, normalmente em ferro, para a maioria do circuito, por ter um baixo coeficiente de expansão térmica. No entanto, quando próximas dos grupos frigoríficos, por exigência do cliente e para evitar problemas de oxidação, as tubagens de água são geralmente em Polipropileno *Random* (PP-R). Note-se que, devido à elevada espessura do PP-R, um diâmetro nominal de 50 mm (DN50) de ferro corresponde a 65 mm (DN65) de PP-R, por exemplo. Apenas se coloca isolamento nas tubagens que contêm água a temperatura entre os 7°C e os 14°C, aproximadamente, dado que, se não houvesse, levaria sobretudo a elevadas perdas de calor para o exterior.

3.1. Componentes da *Coolbox*

No que diz respeito à *coolbox*, esta é constituída por uma componente elétrica, a qual inclui o sistema de controlo, e uma componente mecânica, que abrange um compressor horizontal *inverter* tipo *Brushless* DC (BLDC) e um condensador, entre outros elementos secundários. Relativamente ao sistema de expansão, este é representado por uma válvula de expansão eletrónica/ *Electronic Expansion Valve* (EEV). O esquema representativo destes componentes encontra-se na Figura 16.



Figura 16 – Esquema representativo de uma *Coolbox*.^[32]

O compressor BLDC é um compressor com motor de corrente contínua sem escovas. Tal motor caracteriza-se pela presença de ímãs permanentes no rotor, enquanto no estator se encontra um conjunto de bobinas, nas quais é aplicada uma corrente contínua. É assim estabelecida uma interação eletromagnética entre estes dois componentes, verificando-se que à medida que o rotor se aproxima de uma das bobinas, a seguinte fica cada vez com mais energia, ficando a primeira com a polaridade oposta. O processo repete-se, mantendo-se a rotação do rotor, como se pode analisar na Figura 17. Este sistema permite melhores eficiências energéticas graças à sua elevada gama de modulação da capacidade frigorífica e ao alto rendimento do motor, os quais garantem uma redução de fugas e de arranques e uma melhoria na estabilidade.
[34] [35]

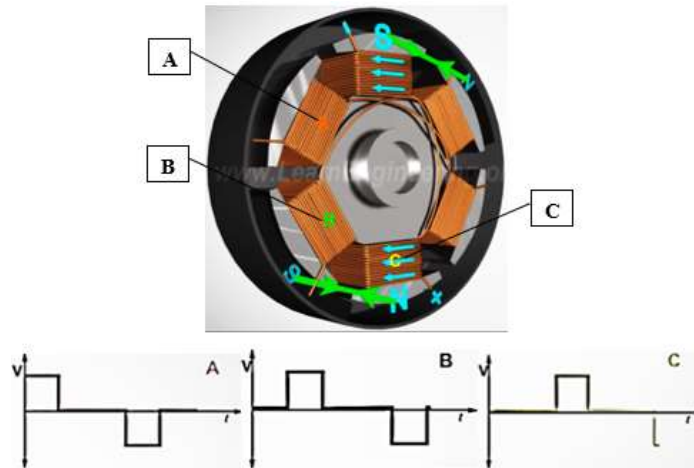


Figura 17 - Esquema representativo do funcionamento de um motor BLDC. [34]

É importante ainda realçar que o motor do compressor utilizado está ligado a um variador de frequência que controla, como o nome indica, a variação de frequência do motor e, conseqüentemente, a velocidade e a potência do compressor. Esta funcionalidade permitiu uma evolução relativamente aos compressores que trabalhavam apenas com os modos *On* e *Off*, os quais introduziam maior número de paragens e de arranques, maior oscilação de temperaturas e maior número de quedas de pressão, conduzindo a um maior consumo energético. Desta forma, com o motor BLDC presencia-se um arranque suave do compressor, havendo continuamente ajustes na frequência do seu motor consoante as temperaturas e as capacidades frigoríficas requeridas, evitando picos de funcionamento e de consumos. [32] Estas particularidades podem ser explicadas por observação da Figura 18.

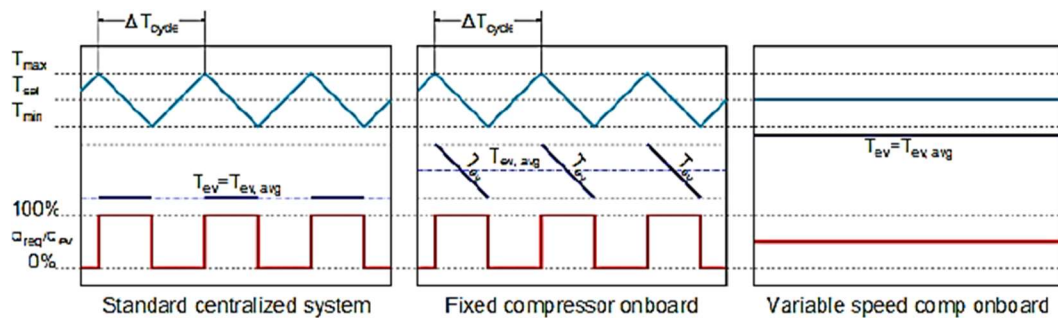


Figura 18 - Comparação entre o funcionamento do compressor num sistema centralizado (primeiro caso) e numa *coolbox* com o compressor do tipo *on-off* (segundo caso) e com *inverter* (terceiro caso). [32]

No primeiro caso, que descreve o funcionamento num sistema centralizado, verifica-se que o compressor é acionado sempre que a temperatura do ar dentro do consumidor atinge o limite superior estabelecido, estando a temperatura de evaporação no seu limite inferior. Relembre-se que um sistema centralizado apresenta a desvantagem de manter a temperatura de evaporação o mais baixa possível, de forma a que seja possível refrigerar o consumidor mais crítico, que corresponde ao que requer mais baixa temperatura. Assim, a diferença entre a temperatura de evaporação e a do ar interior é bastante elevada. Adicionalmente, o compressor apresenta ainda uma grande quantidade de paragens e de arranques, o que afeta o desempenho do mesmo. [32]

Já no caso de se optar pelo sistema atual, mas usando um compressor do tipo *on-off*, há uma melhoria no sentido em que a evolução da temperatura de evaporação acompanha a do ar, o que reduz indubitavelmente a diferença entre as variáveis. No entanto, a mesma condição *on-off* mantém-se. [32]

Ao se integrar um variador de frequência no compressor, é possível manter a temperatura de evaporação no seu limite máximo e a do ar no seu valor estabelecido. Assim, a diferença entre estes valores é ainda menor, levando a uma maior eficiência. Por outro lado, este aspeto leva a que haja menor formação de gelo nos evaporadores, reduzindo o número necessário de descongelações. Dado que o compressor se mantém sempre em funcionamento, é possível evitar os picos de funcionamento e de consumo energético. Note-se que foi considerado um fator de carga de 50% e que estes valores oscilam consoante a temperatura requerida de ar. Por exemplo, para o caso de um consumidor com porta, caso seja aberto para retirar um produto alimentar, a temperatura do ar interior tem tendência a aumentar, devido à temperatura ambiente da loja. Assim, irá necessitar de uma temperatura de evaporação inferior e, conseqüentemente, de um maior consumo energético por parte do compressor, de forma a ser possível manter a temperatura dentro dos limites estabelecidos, não comprometendo a qualidade e conservação dos produtos. Realce-se que, para estes equipamentos de exposição, é criada uma cortina de ar que protege o ar interior e impede o seu aquecimento até à temperatura ambiente da loja. [32]

Por outro lado, de forma a evitar que os sistemas funcionem a uma temperatura de evaporação inferior à requerida, o que conduziria a um maior consumo energético por parte do compressor, foi introduzido o conceito de temperatura de evaporação flutuante. Assim, ao ser possível variar o valor estabelecido da mesma, a pressão de evaporação corresponde à pressão requerida, podendo atingir consecutivamente o limite máximo, a cada momento. Isto pode ser observado no gráfico da Figura 19, no qual se verifica que a pressão de evaporação do sistema flutuante é superior à correspondente ao sistema fixo, sendo o consumo do compressor ligeiramente inferior. [32]

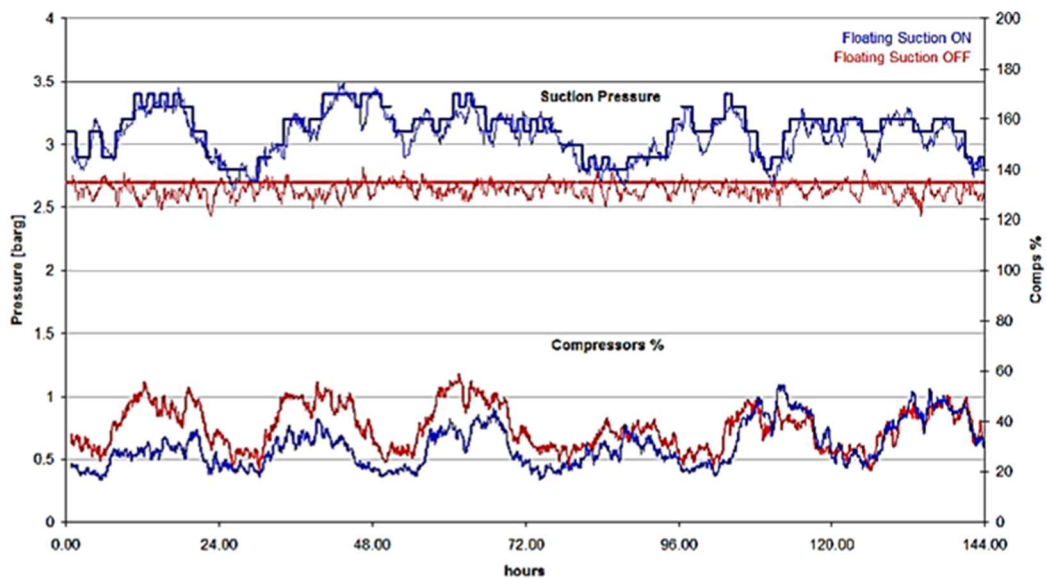


Figura 19 - Comparação entre os efeitos dos sistemas de temperatura de evaporação fixa e flutuante. [32]

Como se pôde evidenciar, a regulação da velocidade do compressor foi determinante para o aumento da eficiência energética. Esta característica é monitorizada por um controlador, o qual se baseia na temperatura pré-estabelecida (*setpoint*) e na temperatura atual. Assim, caso os seus valores sejam próximos, o compressor apresenta uma velocidade inferior, de forma a regular a temperatura. O controlador tem ainda em consideração a *envelope zone* ou região de funcionamento do compressor, no que toca às temperaturas de evaporação e de condensação. Na Figura 20, encontra-se um exemplo de uma *envelope zone* de um compressor.

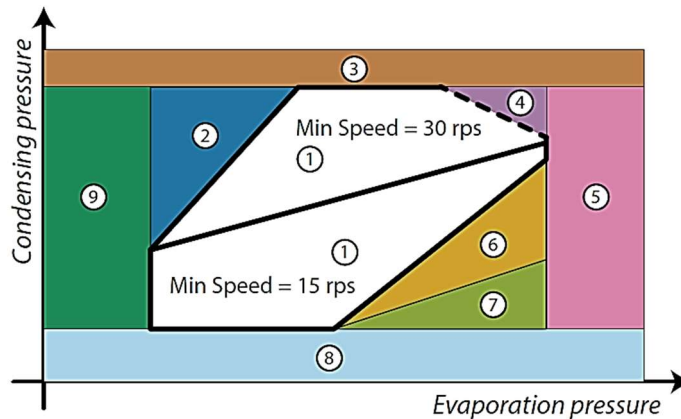


Figura 20 - *Envelope Zone* de um compressor. [36]

A partir da *envelope zone* representada é possível distinguir nove zonas: [36]

- | | | |
|------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1- Zona normal de funcionamento; | 4- Elevada corrente do motor; | 7- Baixa diferença de pressões; |
| 2- Elevada razão de compressão; | 5- Alta pressão de evaporação; | 8- Baixa pressão de condensação; |
| 3- Elevada pressão de condensação; | 6- Baixa razão de compressão; | 9- Baixa pressão de evaporação. |

O controlador regula a velocidade do compressor, de forma a que não se encontre fora dos limites da região 1, o que levaria à ativação de um alarme como medida de controlo. Seguidamente, para que as condições fossem restabelecidas, seria necessária a regulação da potência do circuito e da válvula de expansão eletrónica do sistema, a qual permite uma variação de pressões consoante a necessidade. Por exemplo, caso o compressor se encontre na zona 5, deve fechar-se a válvula, de forma a que reduza a pressão de evaporação e consequentemente também a sua temperatura. Caso se localize na zona 2, a ação a realizar será a diminuição da velocidade, ao invés do necessário nas zonas 6 e 7.

Para o presente sistema, o compressor selecionado é horizontal e rotativo de palhetas, sendo a redução de volume atingida pelo movimento de rotação do rotor cilíndrico, de forma excêntrica, em relação ao eixo do invólucro também cilíndrico. Este tipo de compressores apresenta menores custos e dimensões, bem como menores vibrações e ruído. São comuns em unidades de refrigeração e de ar condicionado de baixa capacidade, sendo adequados para a *coolbox*. [37]

Na Tabela 17, podem ser analisados os compressores que são utilizados nas diferentes *coolboxes*, sendo a sua escolha dependente da capacidade frigorífica requerida. O fluido frigorigénico em questão é o R410A e considera-se uma temperatura de evaporação de $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e de condensação de $45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tabela 17- Compressores selecionados para as coolbox [38]

Compressores horizontais para aplicações a média e baixa temperatura				
Série	Cilindrada [cm ³]	Modelo	Potência [W]	Velocidade de Rotação [s ⁻¹]
A1	9.1	DA91A1FJH	900	15-90
	13.1	DA130A1FJH	1400	
A2	22	DA220A2FJH	2380	
A3	33	DA330A3FJH	3490	15-80
	42	DA420A3FJH	4530	

Outro ponto a acrescentar relativamente ao arranque do motor é a necessidade de existir um diferencial de pressões mínimo, de forma a que o compressor possa arrancar. Caso tal não se verifique, a válvula de expansão eletrónica deve ser controlada para o reduzir. Por outras palavras, se inicialmente a diferença de pressões for demasiado elevada para que o compressor possa arrancar, a válvula EEV é ativada para equalizar as pressões. Assim que o concretiza, já é possível ligar o compressor e mantê-lo a uma velocidade aproximadamente constante, sendo a diferença de pressões estabelecida novamente, com o acompanhamento da válvula. Esta capacidade de variação de pressões deve-se ao facto da mesma ser eletrónica, o que permite uma maior eficiência por se poder adaptar às condições do sistema em qualquer momento. [32]

No que toca ao condensador, é usado um permutador de placas. Acrescente-se que nestes há a possibilidade de ambos os fluidos circularem no mesmo sentido ou em contracorrente. [39] Uma das variáveis mais importantes a ter em conta no condensador é o calor rejeitado, já que será reaproveitado pelo anel de água que circula em direção ao *drycooler*. Tal calor rejeitado divide-se em calor sensível – quando o fluido se encontra no estado de vapor sobreaquecido até atingir o de vapor saturado - e em calor latente – desde essa última fase até atingir o estado de líquido saturado. O calor transferido entre o fluido e a água é calculado como se evidencia na Equação 21: [40]

$$Q_{\text{cond}} = U \cdot A \cdot \Delta T_m = U \cdot A \cdot \frac{T_3 - T_2}{\ln\left(\frac{T_{\text{cond}} - T_2}{T_{\text{cond}} - T_3}\right)} \quad (21)$$

Onde:

- U** Coeficiente global de transferência de calor
- A** Área da superfície associada a U
- T₃** Temperatura da água na saída do condensador
- T₂** Temperatura da água na entrada do condensador
- T_{cond}** Temperatura de condensação do fluido frigorigéneo

O condensador tem assim uma grande relevância no dimensionamento do *drycooler*, já que a diferença de temperaturas entre ar exterior e a água de circulação é uma variável com bastante importância. Assim, caso seja selecionado um *drycooler* e um condensador *standard*, a diferença de temperaturas entre a água e o ar e entre o fluido frigorífero e a água será elevada. Tal conduz à necessidade de utilização de um *chiller*, de forma a reduzir a temperatura, o que irá consumir mais energia. Se, por outro lado, forem selecionados equipamentos com maior eficiência, ambas as diferenças serão menores e, desta forma, será possível que o sistema se encontre durante mais tempo em refrigeração livre, não consumindo tanta energia com a ativação do *chiller*. [32]

Para o caso do evaporador, este depende, como expectável, da capacidade frigorífica requerida, estando dimensionado de forma a que seja possível corresponder às necessidades do sistema. Assim, o evaporador deve ser dimensionado para o caso limite, o qual requer maior potência. Contudo, na maioria das vezes, a temperatura de evaporação é superior à nominal, dado que não requer tanta capacidade. Este facto pode ser observado no gráfico da Figura 21. Relembre-se que a potência frigorífica é influenciada pela diferença entre a temperatura do ar e a de evaporação. [32]

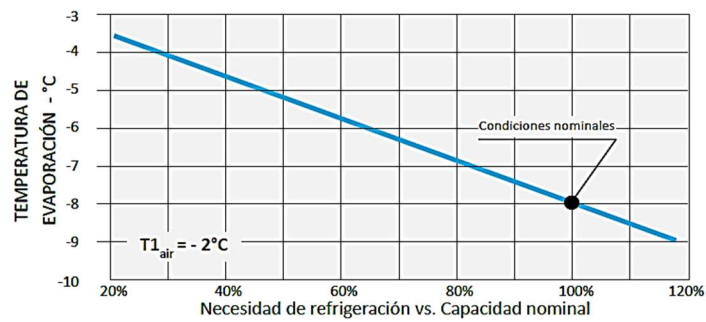


Figura 21 - Relação entre a temperatura de evaporação e a razão entre a potência requerida e a nominal. [32]

Uma característica interessante acerca deste sistema é a possibilidade de criar multicircuitos que integrem dois ou três consumidores. Neste caso, a refrigeração será controlada por uma *coolbox*, que será instalada num consumidor denominado *Master*, sendo os restantes *Slave*. Realce-se que cada um tem uma válvula de expansão e um evaporador associados, estando, no entanto, sujeitos às mesmas condições. Esta solução poderá ser mais vantajosa a nível económico, dado que apenas é preciso uma *coolbox*. Contudo, tal como nos sistemas centralizados, apresenta os parâmetros regulados para a situação mais crítica - a do consumidor que requer menor temperatura de evaporação. Assim, de forma a ser rentável, deve ser implementada apenas em consumidores que se encontram próximos - já que, se estiverem afastados, haverá gastos a nível de tubagens - e que necessitem de capacidades frigoríficas semelhantes. É revelante distinguir os sistemas frigoríficos simples e de multicircuito. A principal diferença entre ambos reside na presença de um separador de óleo e de um tubo capilar no segundo caso. Este aspeto pode ser verificado na Figura 22, que apresenta o diagrama de uma *coolbox* multicircuito de negativos.

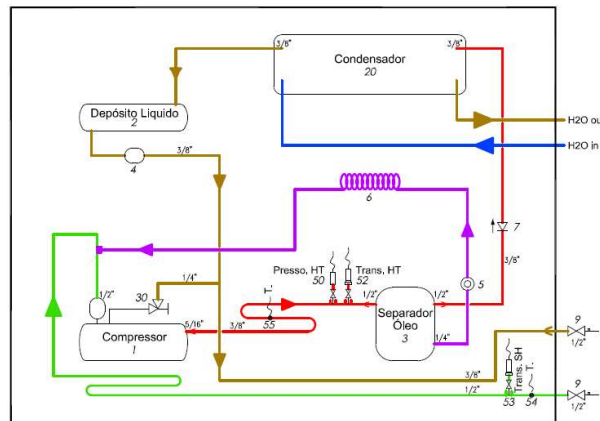


Figura 22- Diagrama de um Grupo Frigorífico de Negativos (multicircuito). [41]

Considerando agora a diferença entre os consumidores a média ou baixa temperatura, estes distinguem-se pela temperatura requerida do ar interior. Com base nisto, os grupos frigoríficos podem ser positivos ou negativos, respetivamente. A diferença principal entre os dois, a nível de equipamentos, reside na presença de uma válvula de injeção no grupo a temperaturas negativas. Esta válvula tem o objetivo de regular o sobreaquecimento à entrada do compressor, ao injetar uma percentagem de refrigerante da linha de alta pressão, que tem origem no condensador. Os esquemas de ambos os sistemas (de simples circuito) encontram-se na Figura 23, estando a válvula de injeção rodeada no diagrama de grupos de negativos.

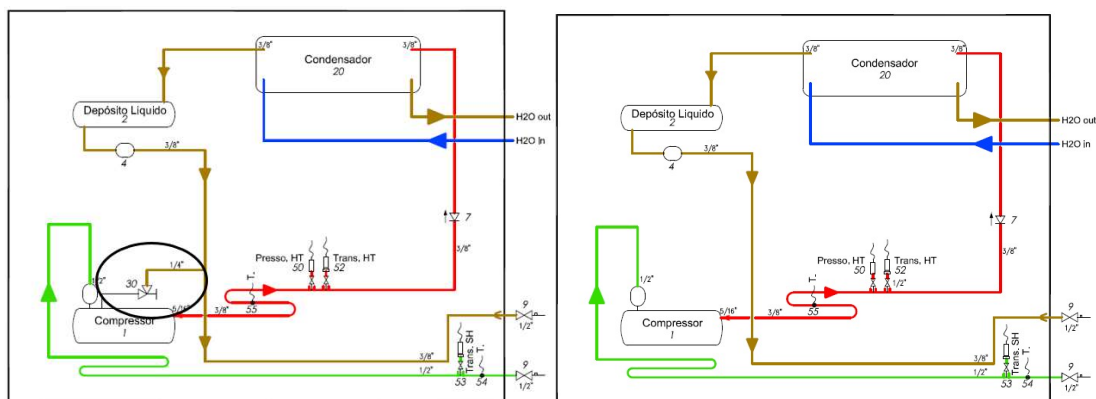


Figura 23 - Diagrama de um Grupo Frigorífico de Negativos e de Positivos (simples circuito). [41]

No sistema de positivos (simples circuito), o percurso efetuado pelo fluido frigorigénico toma os seguintes passos:

1. O fluido entra na *coolbox*, passando por uma válvula de esfera, sendo as suas propriedades lidas por transdutores de Pressão e de Temperatura;
2. O tubo adota uma curvatura de forma a reduzir a velocidade do fluido;
3. Antes de entrar no compressor, entra num depósito antigolpe de líquido, que irá expandir o vapor, de forma a prevenir a entrada de líquido de seguida.
4. Depois de passar no compressor, são mais uma vez lidas as propriedades do fluido através de transdutores de pressão e de temperatura, nesta fase na linha de descarga;
5. O fluido dirige-se ao condensador, passando ainda por uma válvula antirretorno. No condensador, é feita a troca de calor com a água que circula no exterior (*waterloop*);
6. O fluido é armazenado num depósito e passa de seguida por um filtro secador;
7. Finalmente, dirige-se para o exterior, passando por uma válvula de esfera. Nesta altura, irá deslocar-se até ao evaporador, depois de ser expandido na válvula EEV.

3.2. Equipamentos Expositores

Além das câmaras frigoríficas e das máquinas de gelo, é importante distinguir os diferentes tipos de expositores:

- **Verticais ou Murais**

O equipamento expositor vertical pode ser aberto ou fechado com porta, sendo o segundo caso mais eficiente energeticamente, pelo facto da potência frigorífica requerida ser inferior, como já foi mencionado.

- **Horizontais ou Ilhas**

Este tipo de consumidores apresenta, como os restantes, uma cortina de ar, distinguindo-se apenas pelo facto da mesma se dispor horizontalmente. Esta característica é indubitavelmente uma vantagem, já que, sendo o ar refrigerado mais denso que o ar ambiente, pelo efeito da gravidade, a cortina surge naturalmente, sendo inferior a carga térmica e, conseqüentemente, o consumo energético. Por essa razão, é uma boa opção para conservar produtos congelados. Na Figura 24, evidencia-se este efeito.

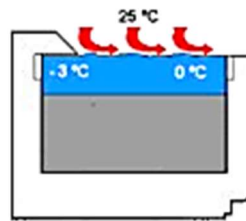


Figura 24 - Representação da cortina de ar num expositor horizontal. [42]

- **Vitrines**

A vitrine é vantajosa a nível energético, por ser fechada, e a nível de visibilidade dos produtos.

3.3. Integração de Refrigeração e de AVAC

Como foi apresentado no Estado de Arte, os sistemas de refrigeração e de AVAC são geralmente independentes e autónomos. No entanto, o presente circuito pode integrar ambas as componentes. Neste caso, o calor libertado pelo condensador é ainda reaproveitado para a climatização dos diferentes espaços - loja, escritórios e zonas técnicas – e do sistema de águas quentes sanitárias (AQS), através da integração no sistema de uma UTA e de ventiloconvectores e da utilização dos *chillers* para complementar esta necessidade. Assim, torna-se uma combinação interessante, já que permite a adaptação da temperatura ambiente da loja a qualquer clima. Deste modo, durante o período quente, é transferido o calor para o exterior, através do *drycooler*, usando o *chiller* para regular a temperatura da água. Na estação fria, todo o calor rejeitado pelo condensador é recuperado, não só para a refrigeração dos equipamentos, mas também para climatizar o supermercado. Caso seja necessário, o *chiller* poderá funcionar como bomba de calor, de forma a poder aquecer mais a loja ou a compensar a insuficiente utilização do *drycooler*. [32]

3.4. Vantagens e Desvantagens

Na Tabela 18, são apresentadas as vantagens e desvantagens do sistema em questão.

Tabela 18 – Vantagens e desvantagens do sistema ^[43] [44]

Vantagens	Flexibilidade e Layout	<p>Área de vendas maior, sem necessidade de central de produção de frio</p> <p>Facilidade em acrescentar consumidores e em alterar <i>layout</i></p> <p>O consumidor pode ser configurado antecipadamente, devido ao conceito <i>plug-in</i></p> <p>Menor quantidade de tubagens com elevados comprimentos</p>
	Eficiência	<p>Tecnologia DC permite 4% a 5% de eficiência elétrica face a AC</p> <p>Compressor regulado por variador de frequência</p> <p>Unidades autónomas, logo trabalham nas melhores condições de <i>setpoints</i></p> <p>Qualidade alimentar pela regulação suave e estável de temperatura</p> <p>Funcionamento do sistema em <i>freecooling</i> mesmo em climas quentes (necessária injeção de líquido para as unidades de baixa temperatura)</p>
	Serviço de Manutenção	<p>Risco limitado em caso de falha</p> <p>Acesso remoto às unidades através de um software de monitorização simples</p>
	Amigo do Ambiente	<p>Sem central de compressores, sem tubos de cobre, sem tanque</p> <p>Redução de 80% do refrigerante em comparação com um sistema tradicional</p> <p>Redução de fugas/emissões de gás refrigerante da ordem dos 96%</p> <p>Menor ruído devido à inexistência de centrais</p> <p>Redução de quase 50% do TEWI</p>
	Preservação dos Produtos	<p>Melhor controlo e estabilidade das temperaturas</p>
Desvantagens	<p>Manutenção executada maioritariamente no espaço da loja, podendo apenas ocorrer intervenções noturnas ou na presença de clientes (em casos graves)</p> <p>Menor aplicabilidade em instalações de grande dimensão</p> <p>Utilização de R410A, o qual apresenta um GWP elevado</p> <p>Custo inicial elevado para médias e grandes superfícies</p>	

4. Caso de Estudo: Instalação de Perafita

O sistema em estudo foi primeiramente implementado numa loja de retalho alimentar em Perafita, que apresenta uma área de vendas de 1200 m². As fotografias dos seus equipamentos encontram-se no Anexo B e o *layout* poderá ser observado no Anexo C. Por ser um projeto piloto, esta instalação é considerada como o sistema de referência na análise. Todos os dados recolhidos são obtidos através do sistema de controlo associado a cada unidade, a qual integra uma componente elétrica, como foi mencionado na secção anterior. No presente caso, importa ainda referir que o sistema de refrigeração se encontra integrado com o de AVAC. O gráfico da Figura 25 evidencia a distribuição média dos consumos energéticos verificados para a presente loja, sendo a refrigeração a que despence maior energia - 28% do consumo total. A componente “Outros” inclui, por exemplo, as resistências de descongelação instaladas nos evaporadores.

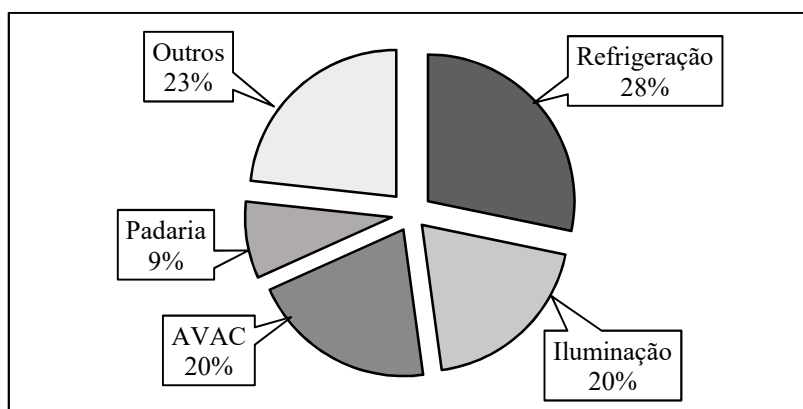


Figura 25 - Distribuição dos consumos energéticos na loja de Perafita.

No entanto, é fundamental compreender que, no setor do AVAC, são contabilizados os consumos do *drycooler* e das respetivas bombas, os quais funcionam também para a refrigeração. Assim, esta energia deve ser distribuída entre ambos os sistemas, de forma a conhecer a quantidade que se destina às *coolboxes* e a quantidade que é usada para climatizar a loja. Assim, conhecendo o horário de funcionamento da loja, sabe-se que, durante as horas de encerramento, toda a energia proveniente destes equipamentos é direcionada para as unidades frigoríficas. Desta forma, pode estimar-se uma proporção diária para a refrigeração. Esta tem em conta a variação média, por hora, do consumo durante a abertura e o fecho da loja, cuja diferença deverá corresponder, aproximadamente, à energia despendida para climatizar os espaços. Por exemplo, se a potência média num dia for de 2 kW, quando a loja estiver fechada, e de 6 kW, se estiver em funcionamento, pode estimar-se que cerca de 4 kW se destinam à climatização e apenas 2 kW são utilizados para refrigerar. Esta proporção varia com as temperaturas exteriores, que influenciam o funcionamento do *drycooler*, aspeto que foi considerado na estimativa. Assim, conclui-se que, na verdade, cerca de 37% do consumo energético total corresponde à refrigeração e 11% ao AVAC.

4.1. Considerações relativas aos consumidores

No sistema de refrigeração, existem 23 unidades de média temperatura e 2 de baixa temperatura. A Tabela 19 evidencia os diferentes expositores e câmaras e respetivas características. As dimensões dos expositores encontram-se no Anexo D.

Tabela 19 - Consumidores de ambas as linhas de temperatura, na instalação de Perafita

	Tipo	Produto	Compressor	Comprim. [m]	Área [m²]
MT	Mural	Talho	DA91 (2)	1,875	-
			DA130	3,75	
		Charcutaria	DA91 (2)	2,5	
				3,75	
			DA130 (multi)	1,875	
				2,5	
		Iogurtes	DA91	3,75	
			DA130 (multi)	2,5	
				2,5	
			DA130 (aberto)	1,5	
			Frutas e Legumes	DA330 (aberto)	
		Especialidades/ Take-Away	DA91 (2)	3,75	
				3,75	
	DA130 (aberto)		1,5		
	Vitrine	Take-Away	DA130 (multi)	1,25	
		Sumos/ Frutas Lam.		0,937	
Câmara	OPLS	DA330	2,5	18,43	
	Descarga Noturna	DA330		16,90	
	Charcutaria	DA220		13,12	
	Padaria	DA91		5,17	
	Peixe	DA220		3	11,93
LT	Ilha	Peixe Congelado	DA220	3,75	-
	Câmara	Congelados	DA420	2,5	18,45

Os consumidores da loja apresentam, em média, as seguintes condições nominais, cujos valores se adaptam às condições do sistema a cada momento, graças ao sistema de controlo e à variação de frequência dos compressores e das válvulas de expansão.

- Linha de Média Temperatura (potência frigorífica total de 52,4 kW):
 - Temperatura de Evaporação = -10 °C, com 6 K graus de sobreaquecimento útil;
 - Temperatura de Condensação = 30 °C, com 3 K graus de subarrefecimento.
- Linha de Baixa Temperatura (potência frigorífica total de 8,5 kW):
 - Temperatura de Evaporação = -35 °C, com 6 K graus de sobreaquecimento útil;
 - Temperatura de Condensação = 30 °C, com 3 K graus de subarrefecimento.

Realce-se que existem outros expositores, tais como as ilhas de congelados e a vitrine de bebidas, que são independentes do sistema. A refrigeração dos seus produtos é realizada autonomamente, sendo utilizado o R290 como fluido frigorífero.

4.2. Considerações relativamente ao circuito de água (*waterloop*)

Relativamente ao circuito de água, que pode ser observado no Anexo E, este inclui um *drycooler* com uma capacidade aproximada de 110 kW e dois *chillers*: um de água-água (*Chiller 1*) com capacidade frigorífica de 93,8 kW e um de ar-água (*Chiller 2*) de capacidade igual a 21,2 kW. Estes podem funcionar como bomba de calor, apresentando uma potência igual a 110,9 kW e a 13,2 kW, respetivamente. No que concerne ao sistema de climatização, os principais componentes que constituem o circuito de água são os ventiloconvectores, instalados nos escritórios e nas zonas técnicas, e a UTA.

Por observação da Figura 26, conclui-se que o consumo energético do *drycooler* é significativamente maior nos períodos com temperatura exterior elevada, apresentando uma tendência crescente com o aumento desta variável. Realce-se que, para o efeito, foi apenas analisado o consumo do *drycooler* nos dias em que os *chillers* não estiveram ativos, de forma a ser possível retirar conclusões relativamente ao seu funcionamento em *free-cooling*.

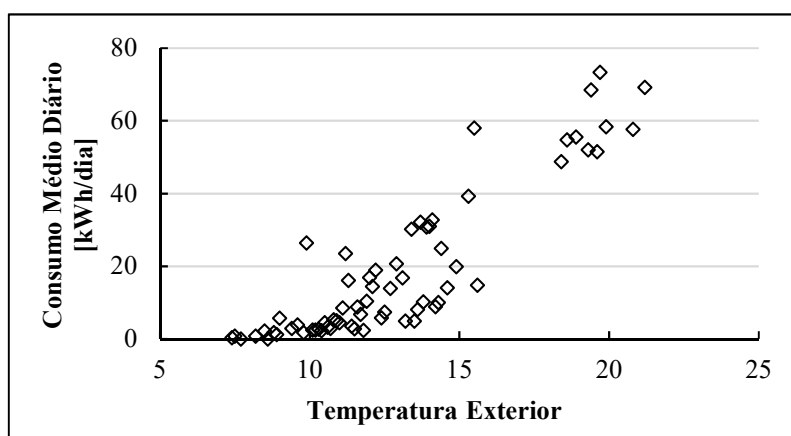


Figura 26 - Consumo médio diário do *drycooler*, sem o efeito dos *chillers*, e respetiva linha de tendência, de acordo com a temperatura exterior.

Analisando o gráfico, quanto maior é a temperatura exterior, maior é a potência térmica a ser dissipada pelo *drycooler*, de forma a manter a temperatura da água do *loop* próxima do *setpoint* estabelecido. Durante a época fria, a loja requer aquecimento, sendo possível desligar os ventiladores do *drycooler* para que todo o calor seja recuperado - e ainda possa ser reaproveitado no ciclo da bomba de calor, caso seja necessário. É por esta razão que se evidencia o consumo do *chiller*/ bomba de calor 2 a baixas temperaturas. É o sistema de controlo da loja que permite definir, de acordo com as condições do sistema a cada momento, qual o modo de funcionamento que deve ser ativado. Estes podem ser analisados no Anexo F. O gráfico da Figura 27 revela o consumo médio diário de energia por cada *chiller*, tendo em conta a temperatura exterior. Estes valores foram obtidos tendo em conta o que se verificou desde julho de 2017 a abril de 2018. Como se pode verificar, de facto, o *chiller* 2 é mais utilizado quando se verificam temperaturas exteriores na ordem dos 10 °C a 15 °C, de forma a poder climatizar a loja, funcionando como uma bomba de calor. Já o *chiller* 1 é ativado quando as temperaturas são mais elevadas, com o fim de arrefecer a água do *loop*. Evidencia-se, no entanto, a diferença da ordem de valores de ambos os consumos: o *chiller* 2 consome bastante menos energia, por dia - cerca de 50 kWh, no máximo -, em oposição ao *chiller* 1, que atingiu os 250 kWh quando a temperatura exterior foi de 25 °C. A temperaturas extremas, os dois *chillers* poderiam ser usados simultaneamente, arrefecendo ou aquecendo a água, dependendo das condições requeridas.

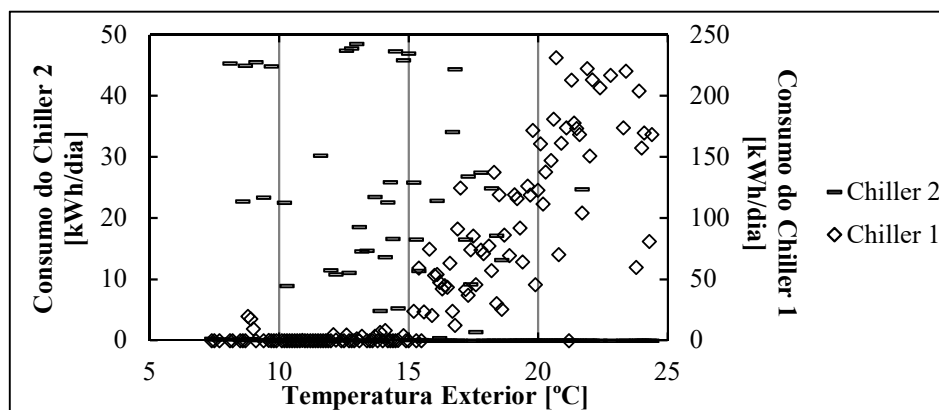


Figura 27 - Relação entre o funcionamento dos *chillers* 1 e 2 e a temperatura exterior.

Como se pode observar na Tabela 20, o mês em que os *chillers* apresentaram o consumo mais baixo foi o de março, com um consumo energético de 0,3 kWh. Observando as temperaturas médias mensais, pode concluir-se que tal se deve ao facto de não ter havido valores demasiado elevados que requeressem arrefecimento da água, nem demasiado baixos que exigissem um aquecimento da mesma. Por essa razão, o consumo foi inferior aos dos restantes meses.

Tabela 20 - Consumo mensal dos *chillers* 1 e 2 e temperaturas exteriores verificadas

Mês	2017						2018			
	Jul	Ag	Set	Out	Nov	Dez	Jan	Fev	Mar	Abr
Chillers [kWh]	4944,0	4068,5	2361,9	3492,5	1531,4	763,1	3,1	3,3	0,3	733,7
T [°C]	19,2	19,1	16,6	17,3	12,6	10,4	10,1	9,5	10,9	14,5

Na Tabela 20, evidencia-se ainda a diferença de consumos entre dezembro e janeiro, os quais apresentam temperaturas semelhantes. Isto é justificado pelo facto de se ter implementado uma melhoria que consistiu na alteração da gama de funcionamento dos *chillers*. Desta forma, a partir do final do mês de dezembro, o funcionamento dos *chillers* foi escasso, o que permitiu uma poupança a nível energético. Nota-se que, a partir de janeiro, a diferença passou a ser muito maior pelo facto de se ter alargado a gama da temperatura da água, o que levou a um menor uso dos *chillers* e conseqüentemente a menores consumos de energia durante o inverno, como se evidencia no gráfico da Figura 28.

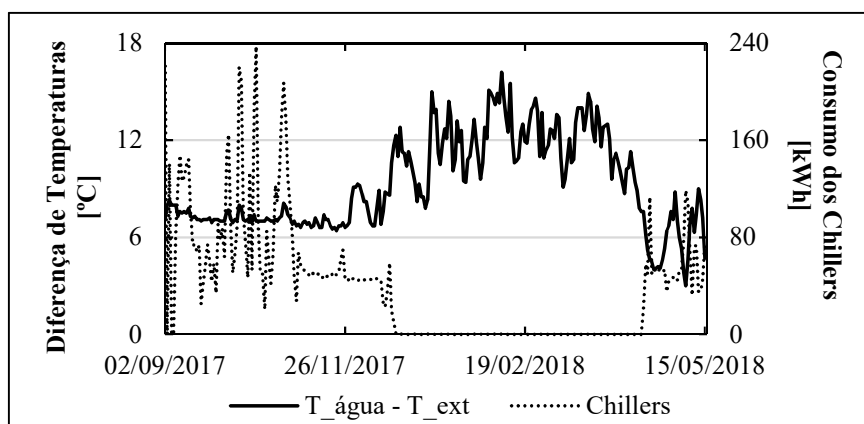


Figura 28 - Efeito da alteração implementada no consumo dos *chillers*.

As poupanças obtidas encontram-se na Tabela 21, considerando-se os consumos médios diários dos *chillers* para diferentes temperaturas exteriores, antes e depois da alteração.

Tabela 21 - Poupança energética e económica com a alteração implementada

T Exterior [°C]	Antes [kWh/dia]	Depois [kWh/dia]	Poupança [kWh/dia]	Poupança [%/dia]	Poupança [€/dia]
8	45,3	0,2	45,1	100%	7,4
9	43,1	0,2	42,9	100%	7,1
10	44,7	0,1	44,6	100%	7,3
12	35,6	4,1	31,5	88%	5,2
13	48,7	4,7	44	90%	7,2
14	49,1	6,4	42,7	87%	7,0
15	53,1	19,2	33,9	64%	5,6
16	48,3	47,0	1,3	3%	0,2
17	74,3	57,8	16,5	22%	2,7
18	83,5	57,8	25,7	31%	4,2
19	100,4	80,0	20,4	20%	3,4
Em 121 dias			4400 kWh	[-]	723 €

Em conclusão, nos 121 dias considerados, houve uma poupança energética de 4,4 MWh, correspondentes a cerca de 723€, considerando que o preço por kWh é de 0,1646 €/kWh.

Dado que, nas estações que apresentam temperaturas mais elevadas, o consumo energético dos *chillers* é superior, é fundamental fazer uma previsão do seu funcionamento, de forma a saber que tipo de melhoria poderá ser implementada para reduzir os gastos. De acordo com a análise realizada em ^[45], o *chiller* deve ser ativado sempre que a temperatura exterior se encontra acima de 25 °C, de forma a arrefecer a água que circula na linha de baixa temperatura. Note-se que este controlo permite a estabilidade no consumo de energia no ciclo LT, ao contrário do que ocorre na linha MT, dependente da temperatura exterior na maioria dos casos. Este efeito pode ser verificado no gráfico da Figura 29. Prosseguindo, caso o sistema se encontrasse em modo *free-cooling*, a água estaria a uma temperatura demasiado elevada, forçando os compressores a trabalhar significativamente mais, devido às elevadas razões de compressão. Isto conduziria a um desempenho inferior, além de que iria obrigar à aquisição de compressores de dimensões e potências superiores. Além da questão económica, também iria originar problemas a nível energético, já que com este tipo de equipamento, devido às baixas temperaturas de condensação no inverno, os compressores funcionariam em *on/off*, o que seria, como já foi mencionado, bastante ineficiente. Por estas razões, foi determinado experimentalmente que a temperatura ótima para arrefecer a água que circula na linha de baixa temperatura seria de 25 °C. Por outro lado, o estudo realizado indica que a ativação do *chiller* para o arrefecimento de ambas as linhas é ineficiente quando se verifica uma temperatura exterior inferior a 35 °C, já que levaria a um aumento em 20% do consumo energético.

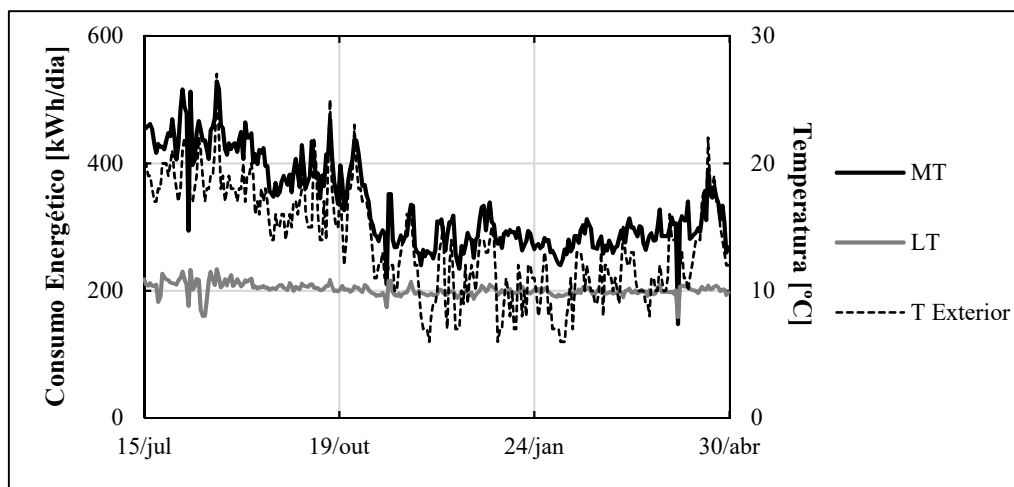


Figura 29 - Consumo energético de ambas as linhas de refrigeração ao longo do ano e relação com a temperatura exterior.

4.3. Considerações relativas à carga do refrigerante

Um dos aspetos mais relevantes a ter em consideração nos sistemas *waterloop* é a carga do refrigerante a circular em cada unidade, dado que pode conduzir ao baixo desempenho das unidades. De acordo com *Grace et al. (2005)*, a carga do refrigerante afeta o COP do sistema de refrigeração, como se observa na Figura 30. O gráfico indica que há um valor ótimo de carga que não corresponde, como poderia ser expectável, ao valor mínimo de refrigerante. [46]

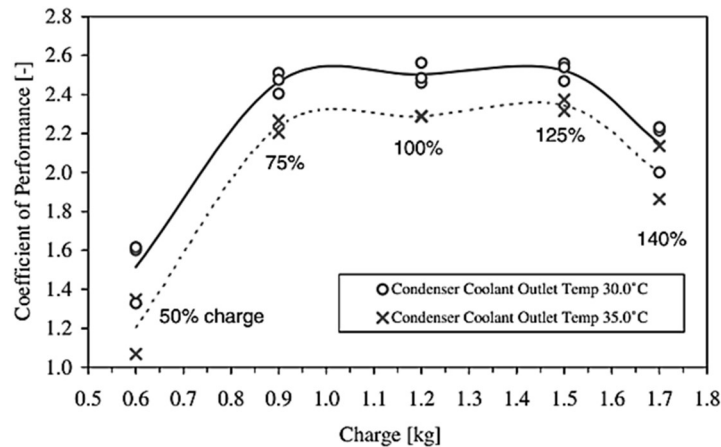


Figura 30 - Influência da carga no COP de um sistema de refrigeração. [46]

No diagrama P-h da Figura 31, é possível observar o efeito do excesso ou da falta de carga no sistema. Evidencia-se que, quanto menor for esta variável, menor será a razão de compressão, pelo facto de o caudal ser inferior. Assim, a potência frigorífica, o calor rejeitado pelo condensador e o trabalho de compressão são também inferiores. Nota-se, no entanto, que a baixas cargas, não é possível realizar completamente a condensação. Caso se verifique a situação oposta – excesso de carga - o caudal e a razão de compressão são superiores, o que leva a um acréscimo da potência de compressão. O efeito frigorífico, contudo, é inferior ao valor da carga normal.

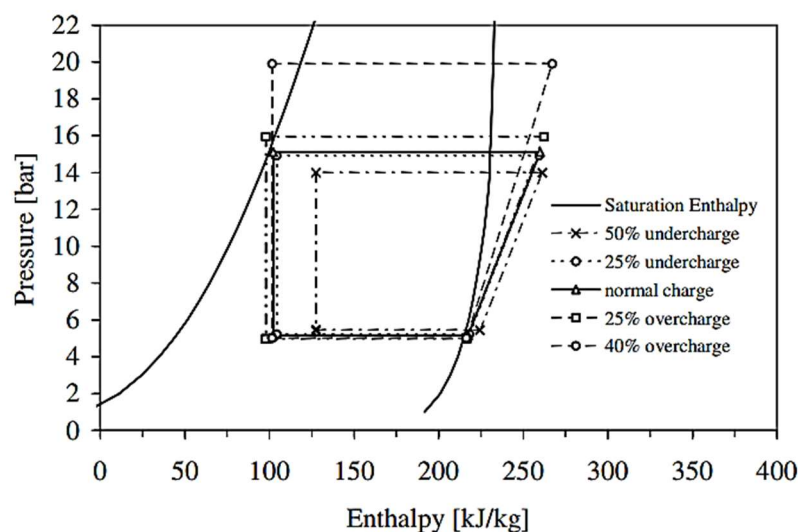


Figura 31 - Influência da carga no diagrama P-h. [46]

É importante ainda referir que o número de graus de sobreaquecimento e de subarrefecimento também são afetados pela carga do refrigerante. Caso esta seja inferior ao valor normal, há um maior sobreaquecimento, devido à falta de fluido no evaporador, o que leva a que o fluido evapore mais rapidamente. Consequentemente, a restante área de transferência de calor do equipamento destina-se ao sobreaquecimento do refrigerante. Por outro lado, verifica-se que o subarrefecimento é próximo ou mesmo igual a 0 °C, já que a condensação não é completa. Por essa razão, o fluido abandona o condensador no estado de líquido saturado ou mesmo de vapor húmido, não existindo, por isso, subarrefecimento. Estando a carga em excesso, o sobreaquecimento é ligeiramente menor, não apresentando grande variação relativamente às condições normais. Já o subarrefecimento aumenta bastante, visto que, sendo o caudal superior, a pressão de condensação aumenta bastante e, por isso, há uma maior área de transferência de calor destinada ao subarrefecimento. [46]

Para o presente caso, as unidades que contenham um compressor DA91, DA130 e DA220 apresentam uma carga nominal de 1 kg e as unidades com um DA330 ou um DA420 devem ter 2 kg. Este valor será ajustado consoante a necessidade. Em unidades multicircuito, por cada kg de refrigerante em excesso, devem ser adicionadas 30 g de óleo. Em simples circuito, geralmente, não é necessário, a não ser que a carga seja muito mais elevada que a nominal. De forma a contabilizar qual deverá ser a carga aproximada de refrigerante a usar em cada unidade, foi usado um programa em Excel, disponível em [47].

Foram consideradas as seguintes condições iniciais, tendo em conta a potência frigorífica de cada *coolbox*:

- -5 °C e -30 °C de temperatura de evaporação para unidades de MT e LT, respetivamente;
- Evaporador do tipo *Finned air cooler* e condensador do tipo *Water cooled plate*;
- Compressor do tipo *Scroll*, selado hermeticamente;
- Diâmetro nominal da conduta 3/8 em 10 mm e comprimento de 3 m;
- Depósito, orientado verticalmente, com um diâmetro de 85 mm e uma altura de 235 mm para unidades com DA91, DA130 e DA220 e com um diâmetro de 100 mm e uma altura de 221 mm para DA330 e DA420.

Realce-se que esta análise é apenas uma estimativa, sendo as dimensões e o tipo de equipamentos mencionados uma aproximação do que é utilizado na verdade.

Os resultados obtidos quantificam qual a carga máxima e mínima simulada e quanta é verificada no evaporador, no condensador, no compressor, na linha líquido e no depósito. Os valores médios correspondentes podem ser observados no Anexo G.

De acordo com a carga simulada, podem ser retiradas as seguintes conclusões que dizem respeito ao regulamento dos gases fluorados: ^[47]

a) Prevenção de fugas e reparação assim que possível.

b) Realização de testes regulares de fuga (no caso de reparação de alguma fuga, deverá ser feita uma verificação um mês depois):

- 3-30 kg (anualmente);
- 30-300 kg (6 meses);
- >300 kg (3 meses).

c) Realização de registos para sistemas com mais de 3 kg com a seguinte informação:

- Quantidade e tipo de HFC;
- Quantidade de refrigerante adicional;
- Quantidade de refrigerante recuperado durante a manutenção e os testes de deteção de fugas;
- Informação adicional relevante como a identificação da companhia e dos técnicos de manutenção e como os resultados dos testes de deteção de fugas.

d) Recuperação de gás

Se o refrigerante for removido do sistema, deve ser recuperado adequadamente por técnicos certificados. Após a recuperação, o mesmo poderá ser reutilizado ou reencaminhado para reclamação ou mesmo destruição.

e) Realização dos testes de fuga e de recuperação de gás e instalação e manutenção do sistema por equipa de técnicos especializada

f) Rotulação do sistema de acordo com o tipo e quantidade de refrigerante usado.

Note-se que os sistemas com fluidos HFC devem obedecer a todos os pontos acima mencionados, com exceção dos que requerem uma carga inferior a 3 kg, os quais não precisam de seguir as obrigações b e c. Por essa razão, tendo em consideração as cargas simuladas, pode concluir-se que a câmara OPLS, de descarga noturna, de peixe e de congelados apresentam valores superiores a 3 kg, tendo por isso de respeitar as obrigações b e c. ^[47] Também se verificou que todas as cargas estimadas são superiores às nominais e, conseqüentemente, a carga final necessária foi de cerca de 44 kg, ou seja, aumentou em 36%, aproximadamente. Logo, as emissões diretas também apresentarão um incremento de 36%. Contudo, dado que estas cargas são as que otimizam o desempenho do sistema, tal condiciona um menor consumo energético e, por essa razão, as emissões indiretas serão inferiores. Além disso, o tempo de vida dos equipamentos será superior, já que estarão a trabalhar com uma carga ótima de funcionamento.

4.4. Considerações relativamente aos fluidos frigoríficos

Como referido inicialmente, um dos temas que tem vindo a preocupar as empresas de refrigeração é a seleção do fluido frigorífico a utilizar. Na presente secção, serão analisados os que se apresentam na Tabela 22, acompanhados das suas características mais relevantes.

Tabela 22 - Características dos fluidos a analisar ^{[16][17][18]}

Fluido	Tipo	Massa Molar [kg/kmol]	T Crítica [°C]	P Crítica [kPa]	Pto Normal Ebul. [°C]	Grupo Segurança	GWP
R410a	HFC	72,6	72,1	4926	-51,6	A1	2088
R404a	HFC	97,6	72,1	3731	-46,5	A1	3922
R455a	HFO	87,5	85,6	4660	-52,1	A2L	146
R717	Natural	17,0	132,4	11333	-33,3	B2	0
R744	Natural	44,0	31,0	7377	-78,5	A1	1
R600a	HC	58,1	135,0	3660	-11,8	A3	3
R290	HC	44,1	96,7	4284	-42,1	A3	3
R1234ze	HFO	114	109,4	3640	-19,0	A2L	7

Com a implementação do regulamento dos gases fluorados, tem-se vindo a verificar um aumento gradual dos preços e dos impostos associados, tendo em conta o GWP, já que é esperado que a utilização dos HFC's reduza para 21% até 2030, comparativamente com o consumo no período 2009 a 2012. ^[48] Desta forma, verificou-se que, por exemplo, o preço do R404a (GWP de 3922) aumentou em mais de 500% desde janeiro de 2017. ^[49] Com esta subida de valores, tornou-se crucial encontrar soluções, como alterar o sistema de refrigeração ou o próprio fluido a utilizar. Por essa razão, é necessário analisar, para o presente sistema, o desempenho de outros fluidos com um GWP inferior. É importante ainda conhecer o preço médio atual por kg de refrigerante, apresentado na Tabela 23, de forma a que seja possível selecionar um fluido para o sistema. Os valores aproximados introduzidos encontram-se nas tabelas de preços da empresa, as quais incluem os valores de alguns fornecedores.

Tabela 23 - Preço por kg de refrigerante

Fluido Frigorífico	R410a	R404a	R455a	R717	R744	R1234ze
Preço por kg de refrigerante [€/kg]	45	40	50	1,7	1,7	26

4.4.1. Simulação do desempenho de alguns fluidos frigoríficos

Nesse sentido, de modo a simular o desempenho de diferentes refrigerantes no presente sistema, recorreu-se aos pacotes computacionais - *Engineering Equation Solver* (EES) e *Genetron Properties Suite*. O primeiro compara os resultados de diferentes parâmetros ao variar a temperatura de evaporação entre -30 °C e 0 °C, com a finalidade de se estimar o seu desempenho para móveis de média e de baixa temperatura. Já o segundo programa tem em consideração um determinado momento no qual todas as condições se encontram fixas. Realce-se que o R744 não será analisado, já que, para as temperaturas de condensação mencionadas, o mesmo opera em dois regimes – subcrítico e transcrito. Por essa razão, requer componentes que não são utilizados para os restantes fluidos e, por isso, apresenta premissas diferentes das consideradas nas simulações.

b. *Engineering Equation Solver* (EES)

Para a simulação, são impostas as seguintes condições iniciais: temperatura de condensação a 30 °C; sobreaquecimento útil (SH) de 4K; subarrefecimento (SC) de 2K e rendimento isentrópico do compressor (η_{is}) de 70%. As restantes características, tais como a queda de pressão nos equipamentos e a eficiência dos permutadores, são consideradas ideais. As equações a introduzir são as que se apresentam de 22 a 37.

Razão de calores específicos

$$k_{\text{fluido}} = \frac{c_p(\text{"Fluido"; } T=298,15; P=100)}{c_v(\text{"Fluido"; } T=298,15; P=100)} \quad (22)$$

Ponto 1 (à entrada do compressor)

$$P_{\text{evap}} = \text{Pressão}(\text{"Fluido"; } T=T_{\text{evap}}+273,15; x=1) \quad (23)$$

$$v_1 = \text{Volume}(\text{"Fluido"; } T=T_{\text{evap}}+273,15+\text{SH}; P=P_{\text{evap}}) \quad (24)$$

$$h_1 = \text{Entalpia}(\text{"Fluido"; } T=T_{\text{evap}}+273,15+\text{SH}; P=100) \quad (25)$$

$$s_1 = \text{Entropia}(\text{"Fluido"; } P=P_{\text{evap}}; h=h_1) \quad (26)$$

Ponto 2 e 2is (ponto real e ponto isentrópico à saída do compressor, respetivamente)

$$P_{\text{cond}} = \text{Pressão}(\text{"Fluido"; } T=T_{\text{cond}}+273,15; x=0) \quad (27)$$

$$h_{2is} = \text{Entalpia}(\text{"Fluido"; } P=P_{\text{cond}}; s=s_1) \quad (28)$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2is} - h_1) / \eta_{is} \quad (29)$$

$$T_2 = \text{Temperatura}(\text{"Fluido"; } P=P_{\text{cond}}; h=h_2) - 273,15 \quad (30)$$

Ponto 3 (à entrada da válvula de expansão)

$$h_3 = \text{Entalpia}(\text{"Fluido"; } T=T_{\text{cond}}+273,15 - \text{SC}; P=P_{\text{cond}}) \quad (31)$$

Ponto 4 (à entrada do evaporador)

$$h_4 = h_3 \quad (32)$$

Razão de Compressão

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \quad (33)$$

Efeito Frigorífico

$$q_{\text{evap}} = h_1 - h_4 \quad (34)$$

Trabalho Específico de Compressão

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (35)$$

Calor Específico Rejeitado pelo Condensador

$$q_{\text{cond}} = h_2 - h_3 \quad (36)$$

COP

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{w_c} \quad (37)$$

Os resultados obtidos pelas simulações apresentam-se no Anexo H, nos gráficos das Figuras H-1 a H-8. Realce-se que o R410a e o R404a não serão considerados para a análise final, dado o seu elevado GWP, tendo sido analisados apenas por questões de comparação, já que são os fluidos mais usados nas *coolboxes* atualmente. Quanto ao R455a, este não foi analisado já que não existe no programa.

Relativamente à pressão de evaporação, verifica-se que esta apresenta uma tendência crescente com o aumento da temperatura de evaporação, sendo inferior para R600a e para R1234ze (que têm, a baixas temperaturas, uma pressão inferior à atmosférica) e superior para R290. Os fluidos R410a e R400a apresentam igualmente uma elevada pressão de evaporação, o que indica que é necessário que as tubagens apresentem dimensões e espessuras superiores, de forma a suportar tais valores. Importa realçar que os fluidos que funcionam a baixas pressões não devem ser usados para refrigerar móveis de baixa temperatura, já que poderão existir algumas zonas cuja pressão seja inferior à atmosférica. Esta diferença leva a que o caudal de ar atmosférico circule no sentido de colmatar as baixas pressões verificadas no circuito. ^[50]

No que toca à razão de compressão, é conveniente que esta seja reduzida, de forma a que se verifique um menor trabalho de compressão e, conseqüentemente, seja utilizado um compressor com menores dimensões. Este efeito também é esperado por parte de um fluido que apresente um baixo volume específico à entrada do equipamento. ^[51] Por outro lado, é importante que a temperatura de descarga seja inferior, conservando as propriedades do óleo lubrificante que circula no compressor. Deste modo, as suas peças não se desgastam nem sobreaquecem, prolongando-se o seu tempo de vida. Observando os gráficos das Figuras H-2 a H-5, o fluido com menor razão de compressão é o R290. Relativamente ao R717, este destaca-se por apresentar elevados valores de temperatura de descarga, de volume específico e de trabalho de compressão.

Em relação aos permutadores de calor, é necessário analisar os valores para o efeito frigorífico, medido no evaporador, e para o calor rejeitado no condensador. A respeito do calor absorvido pelo evaporador, é importante que seja elevado, de forma a que não exija tanto caudal de fluido. Nesse caso, por análise do gráfico da Figura H-6, o fluido que apresenta maior efeito frigorífico é indubitavelmente o R717, com uma diferença bastante alta relativamente aos restantes. Seguidamente, os melhores fluidos são o R290 e o R600a. Já no que concerne ao calor rejeitado pelo condensador, no gráfico da Figura H-7, é mantida a mesma ordem de valores para os diferentes fluidos e a elevada diferença entre o R717 relativamente aos restantes. Finalmente, analisando o COP, no gráfico da Figura H-8, este é bastante similar em todos os fluidos. Evidencia-se, porém, o bom desempenho do R600a e do R717. No entanto, como estes fluidos e o R1234ze apresentam as limitações já expostas, evidencia-se o desempenho semelhante do R290.

É possível concluir assim que, para instalações pequenas, o R290 é o melhor fluido a utilizar, já que apresenta um bom desempenho, não exigindo equipamentos de elevadas dimensões. O R717, por sua vez, requer instalações de elevada complexidade e uma maior especialização da equipa de manutenção. Tal é justificado pelo facto de se destacar na grande maioria dos parâmetros calculados. Quanto ao R600a e ao R1234ze, estes fluidos revelam uma boa *performance* em consumidores de média temperatura, não se verificando o mesmo para os de baixa temperatura.

c. Genetron Properties Suite

Para a segunda simulação, todas as condições iniciais impostas foram baseadas nos valores retirados, num determinado momento, para a câmara de congelados (baixa temperatura) e para a câmara OPLS (média temperatura). Realce-se que foi analisado para este caso o R455A, com um GWP inferior a 150, sendo uma alternativa limite que respeita o regulamento dos gases fluorados.

Assim, para o consumidor de baixa temperatura, Câmara de Congelados, considera-se que a temperatura de evaporação é de $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$, havendo 4 K de graus de sobreaquecimento útil. Já a temperatura de condensação toma o valor de $27,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, com 2 K de graus de subarrefecimento. No que toca ao compressor, este apresenta uma potência frigorífica de 4530W, sendo o seu rendimento isentrópico de 65% e o seu rendimento volumétrico igual a 100%. Acrescente-se que foram consideradas variações nulas de temperatura e de pressão nos permutadores de calor e ao longo das condutas. Os pontos do diagrama P-h e os resultados obtidos pela simulação encontram-se nas Tabela H-1 e H-2.

Evidencia-se o reduzido caudal mássico requerido para o R717, aliado a um elevado efeito frigorífico. No entanto, como já foi referido, este fluido será tido em consideração apenas para instalações de maior dimensão e complexidade. Por essa razão, também a sua análise terá em conta esse fator. Logo após o R717, são os fluidos R290 e R600a que apresentam essas características vantajosas. Dado que são fluidos A3 na classe de segurança, o que indica que são bastante inflamáveis, este baixo caudal mássico revela-se bastante positivo, já que reduz a possibilidade de haver fugas. Relembre-se que é necessário ter em conta que, para este tipo de sistemas, há um limite de 150 g para a utilização dos hidrocarbonetos, devido à sua flamabilidade. Espera-se, contudo, que este valor suba para 500 g no final de 2018. ^[52] No que toca à pressão de evaporação, realçam-se novamente as pressões subatmosféricas do R600a e do R1234ze, o que indica que não podem ser considerados para consumidores de baixas temperaturas.

No que concerne ao consumidor de média temperatura, Câmara OPLS (Outro Produtos de Livre Serviço), considera-se que a temperatura de evaporação é de $-1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, havendo 4K de graus de sobreaquecimento útil. Já a temperatura de condensação toma o valor de $23,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, com 2K de graus de subarrefecimento. No que toca ao compressor, este apresenta uma potência frigorífica de 3490W, sendo o seu rendimento isentrópico de 65% e o seu rendimento volumétrico igual a 100%. Acrescente-se que foram consideradas variações nulas de temperatura e de pressão nos permutadores de calor e ao longo das condutas. Os resultados para os pontos do diagrama P-h e para os parâmetros principais a analisar encontram-se nas Tabela H-3 e H-4.

Para este caso, foram obtidos resultados semelhantes no que toca à comparação do desempenho dos fluidos. Realça-se que o COP praticamente triplicou em todos os fluidos, o que se deve à elevada redução do trabalho específico de compressão em comparação com a variação sentida no efeito frigorífico. Por exemplo, para o caso do R410a, a redução foi de 72% ou $58,7\text{ kJ/kg}$ para o compressor e de 20% ou $35,2\text{ kJ/kg}$ para o evaporador. Por esta razão, é fundamental ter todo o cuidado no dimensionamento de instalações a baixa temperatura, dado que o consumo energético é bastante superior.

Conclui-se, por análise das simulações e tendo em consideração o preço por kg, que o R290 é o melhor fluido a considerar. Relativamente ao R744, este deve ser tido em consideração pelo facto de ser um refrigerante natural e da classe A1, o que revela que a sua utilização é mais segura que a do R290.

5. Comparação com outras lojas

5.1. Instalação de Amadora

A presente secção destina-se à comparação entre o sistema em estudo e o sistema de refrigeração da Amadora, que é semelhante ao caso de estudo, sendo a refrigeração também integrada com AVAC. A principal diferença reside no facto do *drycooler* se encontrar no interior, dependendo da temperatura controlada ambiente da loja. O mesmo não sucede em Perafita, a qual depende da temperatura do ar exterior, que apresenta uma elevada amplitude térmica ao longo do ano. Este sistema era inicialmente um sistema tradicional (expansão direta com R404a), tendo sido remodelado em agosto de 2017. Foi comparado, portanto, o consumo energético mensal da totalidade da instalação, de 2016 a maio de 2018 (gráfico da Figura 32).

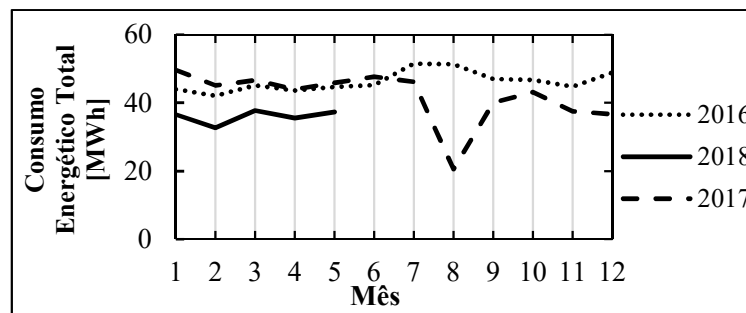


Figura 32 - Consumo energético total desde 2016, na instalação de Amadora.

Por análise do gráfico, verifica-se que, desde a alteração do sistema de refrigeração, houve uma diminuição geral do consumo energético. Tal é confirmado na Tabela 24, onde se compara o último quadrimestre de 2017 com o de 2016 e os primeiros meses de 2018 com os de 2017.

Tabela 24 - Poupança verificada desde a remodelação da instalação de Amadora

		Anterior [MWh]	Recente [MWh]	Savings [MWh]	Savings [%]	Savings [€]
2016-2017	Setembro	46,9	40,0	6,9	14,7%	1137,4
	Outubro	46,7	43,2	3,6	7,6%	586,0
	Novembro	44,7	37,5	7,3	16,3%	1196,6
	Dezembro	48,9	36,6	12,3	25,1%	2016,4
2017-2018	Janeiro	49,6	36,5	13,1	26,4%	2153,0
	Fevereiro	45,1	32,7	12,4	27,6%	2046,0
	Março	46,6	37,7	8,9	19,0%	1456,7
	Abril	44,0	35,5	8,5	19,3%	1394,2
	Maio	45,8	37,3	8,6	18,7%	1407,3
				81,6	19,4%	13393,6

Conclui-se que, considerando um valor de 0,1646 €/kWh, a remodelação permitiu, em nove meses, poupanças na ordem dos 13,4 mil euros, correspondentes a 81,6 MWh.

Relativamente ao *drycooler*, pelo facto de se encontrar no interior da loja, tal dissipa o calor da água do *loop* para o ar ambiente, que apresenta uma temperatura controlada, ao invés do que sucede em Perafita, onde a temperatura é a do ar exterior. No entanto, sobretudo no inverno, a diferença de temperaturas entre a água de retorno ao *drycooler* e o ar ambiente é bastante inferior ao que se verifica em relação à temperatura exterior. Por exemplo, considere-se que a água se encontra a 30 °C e as temperaturas ambiente e do ar exterior são de 20 °C e de 10 °C, respetivamente. É evidente que, tendo em conta a diferença de temperaturas, a transferência de calor será superior se o *drycooler* se encontrar no exterior. Desta forma, irá apresentar um consumo energético inferior, já que, para que a água atinja uma determinada temperatura, não irá requerer tanto trabalho por parte dos ventiladores. Adicionalmente, para o caso do *drycooler* ser interior, além do elevado consumo por parte deste equipamento, irá ser necessária a ativação do *chiller* para arrefecer a água. Este efeito pode ser observado nos gráficos da Figura 33, que relacionam a diferença de temperaturas nas lojas de Perafita e de Amadora com a energia consumida pelo *drycooler* ao longo do período em análise.

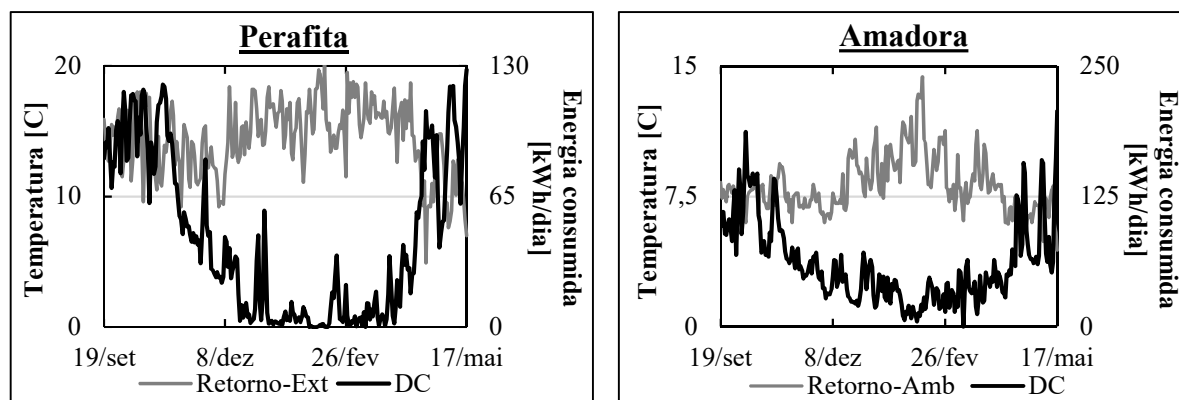


Figura 33 - Relação entre a diferença de temperaturas de retorno e do exterior/ambiente e comparação entre as lojas de Perafita e Amadora, respetivamente.

É de realçar a elevada diferença de temperaturas verificada em Perafita, que atinge os 20°C no inverno, em oposição à Amadora, com um máximo de 15 °C. Já a temperaturas exteriores elevadas, o *drycooler* apresenta um consumo superior. Contudo, dada a proximidade entre as temperaturas ambiente e do ar exterior, a energia despendida deveria ser semelhante, o que não se verifica – atinge os 130 kWh/dia em Perafita e os 250 kWh/dia na Amadora. Na verdade, o que se observa é que, apesar de o *drycooler* consumir mais energia na instalação de Lisboa, esta é compensada pelo consumo inferior dos *chillers* relativamente à loja de Perafita. Adicionando os consumos de ambos os equipamentos, observa-se que o *drycooler* interior pode ser vantajoso nas estações que apresentam temperaturas exteriores elevadas, já que a diferença de temperaturas é superior. Esta informação pode ser suportada pela Tabela 25, a qual indica os consumos médios mensais dos *chillers* e do *drycooler*, divididos pela potência frigorífica total requerida de cada loja.

Tabela 25 - Comparação entre os consumos médios do *drycooler* e dos *chillers* de ambas as instalações

kWh/kW	set	out	nov	dez	jan	fev	mar	abr	mai
Amadora	2,8	3,3	1,7	1,2	0,7	0,7	0,7	1,4	2,2
Perafita	2,4	3,5	1,8	0,8	0,1	0,1	0,4	1,3	2,8

5.2. Instalação de Asprela

A presente secção destina-se à comparação a nível energético, ambiental e económico entre o sistema em estudo e um sistema em cascata R134a/CO₂, cuja instalação se encontra na Asprela. Sendo as lojas geograficamente próximas, o clima é semelhante, estando sob as mesmas condições meteorológicas. Esta análise teve por base a recolha dos dados de consumo energético reais, desde agosto de 2017 até abril de 2018, obtidos pelo sistema de monitorização utilizado pela empresa. O sistema em cascata a analisar, com um consumo energético de cerca de 36% do consumo total, apresenta uma linha a média temperatura, na qual circula o R134a, e uma linha a baixa temperatura, cujo fluido é o R744. Nesta instalação, o sistema de climatização não está integrado, sendo constituído por duas *rooftop*. Por essa razão, serão apenas comparados os sistemas de refrigeração.

5.2.1. Análise Energética

A nível energético, foram analisados separadamente os consumidores de média e de baixa temperatura, no período mencionado. Caso se analisem, por si só, as potências consumidas verifica-se, por observação da Tabela 26, que o consumo em Asprela é superior ao de Perafita. Os valores apresentam-se em MWh.

Tabela 26 – Consumo Energético médio em Asprela e Perafita, desde agosto de 2017

Tipo	Loja	Consumo Médio [MWh]
Média Temperatura	Asprela	14,3
	Perafita	10,0
Baixa Temperatura	Asprela	6,6
	Perafita	6,1
Total	Asprela	20,8
	Perafita	16,1

No entanto, é necessário ter em consideração que as lojas não apresentam as mesmas características a nível de dimensões e potências frigoríficas requeridas, sendo que todos os resultados deverão ser divididos pela respetiva capacidade, de forma a poder ser estabelecida uma comparação mais equitativa. Note-se que se poderia optar igualmente pela área ou mesmo pelo volume de frio, dado que as câmaras frigoríficas são representadas pela área e os móveis pelo comprimento. Nos gráficos das Figuras 34 e 35, são apresentados os consumos energéticos das linhas a média e baixa temperatura, respetivamente, divididos pelas potências frigoríficas requeridas para os respetivos consumidores. Para a linha a média temperatura, as potências são de 73,3 kW para Asprela e 52,4 kW para Perafita e, para a linha de baixa temperatura, tomam os valores de 13,2 kW e 8,5kW, respetivamente. No gráfico da Figura 36, evidenciam-se os consumos de ambas as linhas de refrigeração divididos pela potência total respetiva: 86,5 kW para Asprela e 60,9 kW para Perafita.

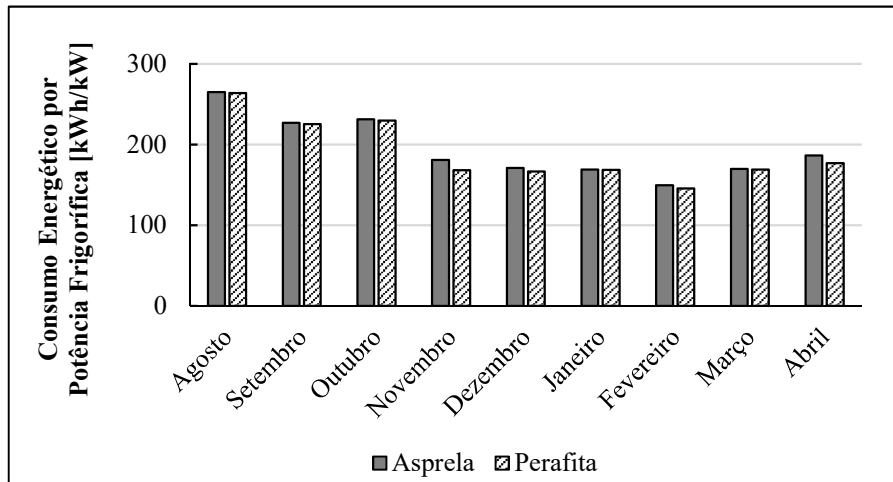


Figura 34 - Consumo energético na linha de média temperatura, pela respetiva potência frigorífica requerida.

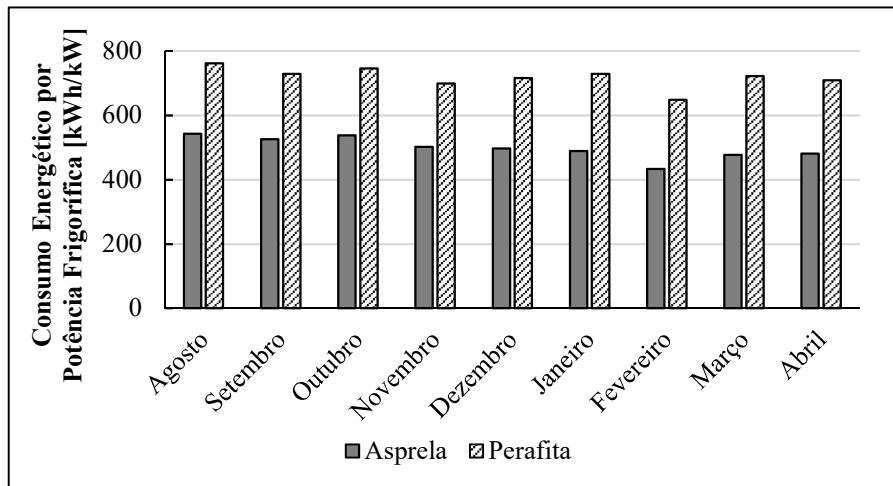


Figura 35 - Consumo energético na linha de baixa temperatura, pela respetiva potência frigorífica requerida.

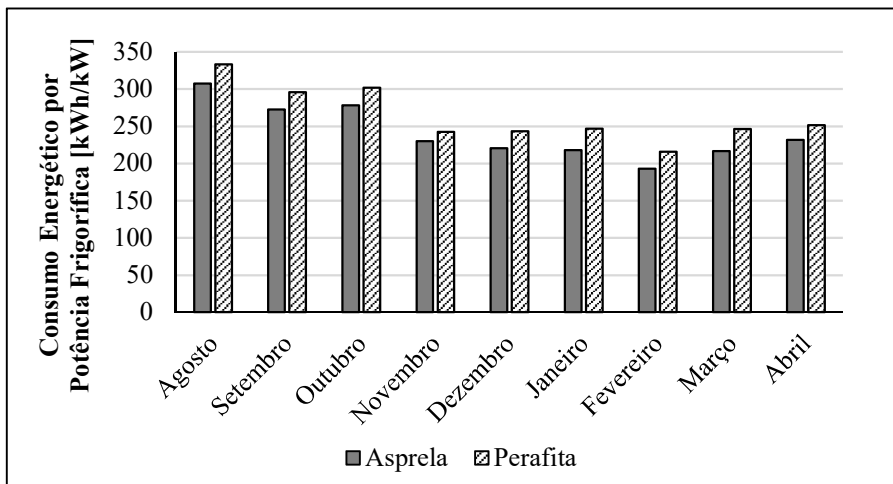


Figura 36 - Consumo energético total, por potência total frigorífica requerida.

Por análise dos gráficos, evidencia-se que, ao dimensionar os consumos, dividindo-os pela potência frigorífica requerida, os valores obtidos são equiparáveis para o caso dos consumidores a média temperatura e bastante superiores na linha de baixa temperatura. Isto revela que o desempenho do sistema em estudo neste tipo de consumidores LT não é vantajoso relativamente ao sistema em cascata, pois está a consumir mais, para a mesma capacidade frigorífica. Esta diferença influencia o consumo total, revelando que, para essa condição, Perafita consome mais, quando, na realidade, por análise apenas da energia (kWh) o mesmo não é verificado. Conclui-se que, para os consumidores LT, a melhor opção será a utilização de R744 em cascata com outro fluido frigorígeno, como o R717, ou mesmo num ciclo transcrito. Propõe-se a análise futura destes sistemas, de forma a confirmar a sua eficiência.

5.2.2. Análise Ambiental

A análise ambiental é realizada tendo em conta o TEWI das duas instalações. As condições iniciais estabelecidas para Asprela e os respetivos resultados das emissões diretas, indiretas e do TEWI encontram-se na Tabela 27. O consumo de energia elétrica anual foi estimado com base no somatório associado aos meses analisados anteriormente. No que concerne ao rácio de fugas anuais, este foi obtido através da Tabela 39 da referência [53], a qual indica que o valor típico para sistemas centralizados é de 12,5% e para *self-contained refrigeration systems*, que corresponde ao caso em estudo, é de 2%. Foi ainda admitido um rácio de reciclagem de 85% e uma vida útil de funcionamento igual a 10 anos. Note-se que o fator de emissão de dióxido de carbono equivalente foi obtido a partir da referência [54].

Tabela 27 - Condições iniciais e resultados do cálculo do TEWI na instalação de Asprela [53] [54]

	Asprela		Perafita	Unidades
	R134a	R744	R410a	
Carga Refrigerante	300	120	28	kg
Rácio de Fugas anuais	0,125		0,02	[-]
Rácio de Reciclagem	0,85		0,85	
GWP	1430	1	2088	
Vida útil funcionamento	10		10	anos
Fator Emissão CO _{2eq}	0,18785		0,18785	kg(CO _{2eq})/kWh
Consumo Energia Elétrica Anual	250052		192996	kWh
Emissões Diretas	600600	168	20462,4	kg(CO _{2eq})
Emissões Indiretas	469723		362543,8	kg(CO _{2eq})
TEWI	1070491		383006,2	kg(CO_{2eq})
Variação de 64,3 %				

De forma a visualizar os resultados, observe-se o gráfico da Figura 37.

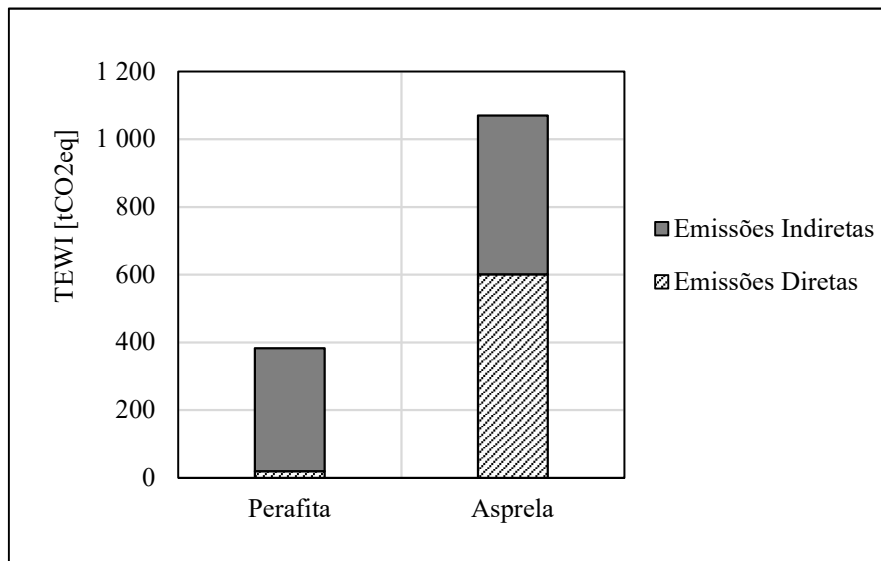


Figura 37 - Emissões Diretas e Indiretas em ambas as instalações

Para ambos os tipos de emissões, a instalação de Asprela apresenta valores bastante superiores. No que concerne às emissões diretas, isto deve-se sobretudo ao facto da carga usada ser de 420 kg, no total, em oposição aos 28 kg para Perafita. Tal é justificado pela utilização de água glicolada e não de um fluido refrigerante nas condutas que separam a área de vendas de cada unidade de refrigeração. Acrescente-se que o facto de o rácio de fugas anuais ser de 12,5% para o sistema em cascata e de 2% para o *waterloop* também afeta bastante as emissões diretas, que têm em conta as fugas e a degradação do refrigerante ao longo do tempo. Quanto às emissões indiretas, estas dependem apenas do consumo energético anual, já que foi considerado que a vida útil de funcionamento e o fator de emissões de dióxido de carbono eram iguais em ambas as instalações. Por essa razão, sendo o consumo superior na loja de Asprela, também estas emissões o serão. Em conclusão, verificou-se que, em dez anos, o sistema em estudo teve uma redução de 687484 kg(CO₂eq), que corresponde a cerca de 64% do total das emissões da instalação em cascata.

5.2.3. Análise Económica

De forma a completar a análise das instalações, deve ser calculado o custo do ciclo de vida - *Life Cycle Cost* (LCC). Esta metodologia tem como objetivo a comparação das duas soluções de refrigeração, no que toca ao investimento inicial e ao custo associado ao consumo energético ao longo de um determinado tempo de vida. ^[55] Assim, são definidas as condições iniciais, apresentadas na Tabela 28. A poupança económica de Perafita relativamente a Asprela encontra-se na Tabela 29.

Tabela 28 - Condições iniciais para o cálculo do LCC ^[56] ^[57] ^[58]

Condições Iniciais		
Taxa de Juros Nominal	1,031	%
Taxa de Inflação Nominal	0,4	%
Custo de Energia	0,1646	€/kWh
Ciclo de Vida	10	anos

Tabela 29 – Poupança em Perafita nos custos associados à instalação e ao consumo energético anual

		Poupança em Perafita
Custo Inicial	Equipamento [€]	36584
	Instalação [€]	16693
	Total [€]	53277
Custo Anual Operacional	Consumo Energia [kWh]	57056
	Custo de Manutenção [€]	-

Assim, tomando os valores para cada instalação como base, é possível recorrer à metodologia LCC para realizar a análise. São então calculados os seguintes parâmetros, nas Equações 38 a 40:

- Taxa de Juros Efetiva, calculada com base na Equação de Fisher;

$$\begin{aligned} \text{Taxa de Juros Efetiva} &= \text{Taxa de Juros Nominal} - \text{Taxa de Inflação Nominal} & (38) \\ &= 1,031 - 0,4 = 0,631 \end{aligned}$$

- Custo Anual Total (CA);

$$CA = \text{Preço por kWh} * \text{Consumo Energético Anual} \quad (39)$$

- Custo Atual de Energia (*Present Value*), - representado por PV.

$$PV = CA * \left(\frac{PV}{CA} \right)_n^i = CA * \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (40)$$

Onde:

- i** Taxa de juros nominal
- n** Ciclo de vida (10 anos)

Na Figura 38, é possível evidenciar a evolução dos custos de ambas as instalações ao longo de dez anos.

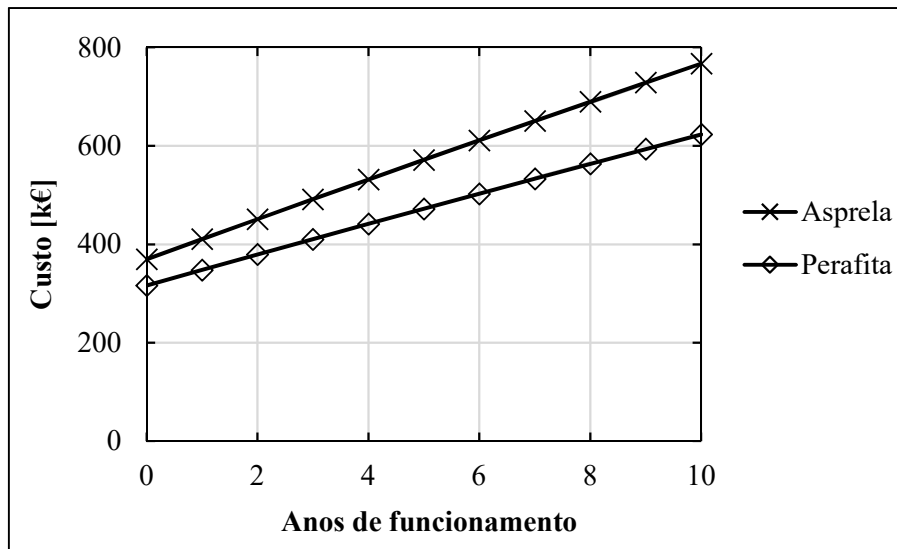


Figura 38 - Evolução dos custos de ambas as instalações, ao longo de 10 anos.

Ao fim de dez anos, verifica-se ainda que houve uma poupança de cerca de 19% em relação à instalação de Asprela, que corresponde a cerca de 144 mil euros, dos quais 53 mil euros se devem aos custos iniciais totais. Além disso, ao longo de dez anos, a instalação de Perafita revela-se sempre mais económica. Realce-se que o custo de manutenção não foi considerado para os cálculos, já que, sendo o sistema de Perafita um projeto piloto, é esperado que exija inicialmente maior trabalho de manutenção que a instalação em cascata.

5.2.4. Elaboração de um Modelo Matemático

De forma a estimar o funcionamento das instalações com tecnologia *waterloop* e em cascata em outras cidades portuguesas, foi efetuada uma recolha de dados de julho de 2017 a abril de 2018. À semelhança do que foi realizado anteriormente, foi tida em consideração a proporção do consumo do *waterloop* destinado à refrigeração e foi determinada a energia total despendida para os consumidores de média e de baixa temperatura. Posteriormente, foi criada uma tabela dinâmica que calcula a média dos consumos das duas linhas de temperatura que se verificaram para cada valor de temperatura exterior. Assim, e sabendo o número de dias num ano (*bins*) em que se verifica uma determinada temperatura, é possível obter um modelo matemático (linha de tendência de grau 2, como sugerido), que traduza o comportamento do sistema. Desta forma, será possível estimar o desempenho do mesmo noutros climas.

Para o caso da tecnologia *waterloop*, foram obtidas as equações 41 e 42, para os consumidores de média e de baixa temperatura, respetivamente.

$$\text{Consumo MT} = 0,21 \cdot T_{\text{ext}}^2 + 9,93 \cdot T_{\text{ext}} + 231,8 \quad (41)$$

$$\text{Consumo LT} = 0,10 \cdot T_{\text{ext}}^2 - 0,69 \cdot T_{\text{ext}} + 197,16 \quad (42)$$

Para o caso da instalação em cascata, as equações obtidas foram as representadas em 43 e 44.

$$\text{Consumo MT} = -0,07 \cdot T_{\text{ext}}^2 + 19,51 \cdot T_{\text{ext}} + 321,39 \quad (43)$$

$$\text{Consumo LT} = -0,09 \cdot T_{\text{ext}}^2 + 3,67 \cdot T_{\text{ext}} + 195,44 \quad (44)$$

Substituindo, nas equações, as temperaturas verificadas no Porto ao longo do período em análise, observa-se, nos gráficos das Figuras 39 e 40, que os modelos se encontram de facto próximos da realidade. Os erros médios associados são de 19% e de 4% para os consumidores MT e LT do *waterloop*, respetivamente, e de 17% e 5% no sistema em cascata.

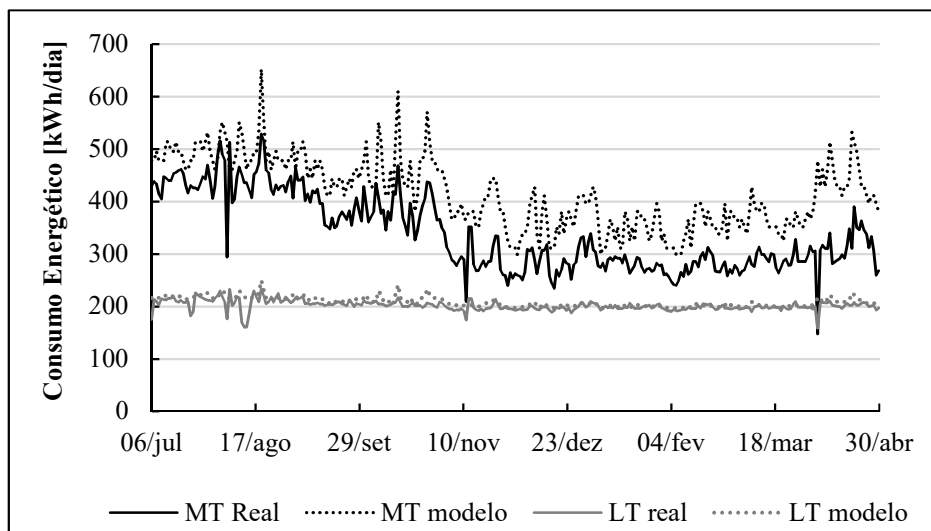


Figura 39 - Comparação entre os consumos energéticos reais e obtidos pelo modelo para *waterloop*.

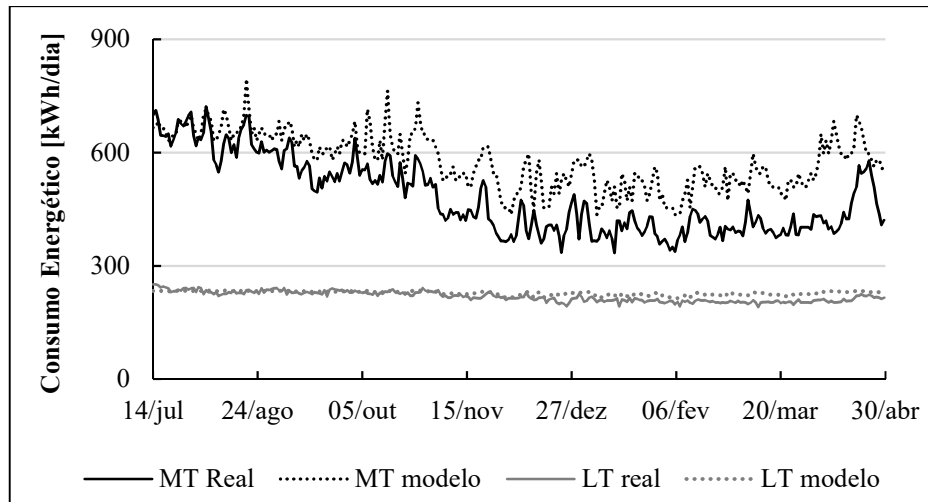


Figura 40 - Comparação entre os consumos energéticos reais e obtidos pelo modelo para sistema em cascata.

De seguida, foram obtidas as temperaturas exteriores das cidades de Lisboa, Faro e Guarda, de forma a poder estimar quais seriam os consumos verificados para cada clima. Assim, sabendo o número de dias em que se verifica uma determinada temperatura exterior, multiplica-se a energia respetiva, estimada pelo modelo, pelo número de dias. Desta forma, é possível obter o consumo anual teórico, em MWh, para ambas as linhas de temperatura. Realce-se novamente que é necessário adimensionar em relação à capacidade frigorífica, já que o modelo revela que, se se comparar em termos energéticos (MWh), o *waterloop* revela maior poupança energética. Contudo, se se dividir pela potência respetiva (MWh/kW), é a cascata que evidencia um menor consumo para as quatro cidades. Os resultados encontram-se nas tabelas 30 e 31.

Tabela 30 - Consumo energético anual por potência frigorífica respetiva estimado nas quatro cidades

Consumo [MWh/kW]		Porto	Lisboa	Faro	Guarda
MT	<i>Waterloop</i>	3,0	3,3	3,5	3,4
	Cascata	3,0	3,1	3,3	3,2
LT	<i>Waterloop</i>	9,0	9,3	9,5	9,5
	Cascata	6,4	6,4	6,4	6,3

De forma a ser possível a comparação entre duas lojas com iguais capacidades, é sugerida a multiplicação dos valores da tabela pelas potências frigoríficas de ambas as linhas de temperatura de Perafita. Para o cálculo do custo da eletricidade consumida, considera-se o valor de 0,1646 €/kWh. Verifica-se, desta forma, que o sistema em cascata apresenta uma poupança energética e económica (no que concerne ao custo de energia), em relação ao sistema *waterloop*.

Tabela 31 - Poupança Energética do sistema em cascata relativamente ao *waterloop* nas quatro cidades

Poupança	Porto		Lisboa		Faro		Guarda	
	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT
[MWh]	1,2	22,8	5,6	24,7	9,0	26,3	10,6	27,4
[%]	1%	42%	3%	46%	5%	48%	6%	51%
[€]	202,6	3748,1	925,3	4067,1	1482,3	4328,8	1740,5	4516,9
	3950,7		4992,4		5811,1		6257,4	

Por observação da Tabela 31, é possível novamente concluir que grande parte da poupança energética ocorre nos consumidores de baixa temperatura, pelo facto de se utilizar R744 em vez de R410a. Verificam-se ainda maiores poupanças na Guarda, usando o sistema em cascata, o que se deve sobretudo ao facto de apresentar uma elevada dispersão de temperaturas exteriores ao longo do ano. Note-se ainda que 25% correspondem a temperaturas superiores a 24 °C e 25% das temperaturas são inferiores a 11 °C, o que requer a utilização de um *chiller* e de uma bomba de calor, respetivamente, para o caso do sistema *waterloop*. (gráfico da Figura 41). Por esta razão, no sistema em estudo, há um maior consumo energético para arrefecer a água do *loop*. Realce-se, no entanto, que esta comparação é apenas uma estimativa, sendo os *setpoints* estabelecidos para as cidades os mesmos que para as lojas de Perafita e de Asprela.

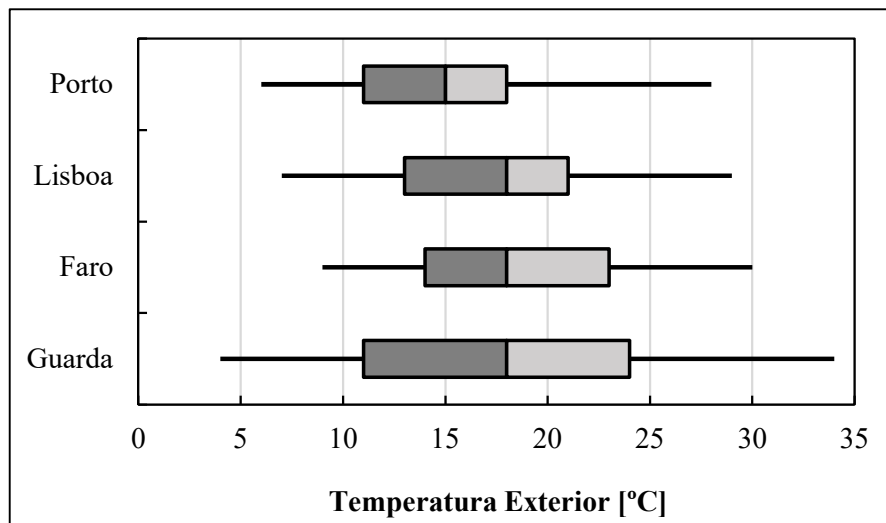


Figura 41 - Distribuição das temperaturas médias em cada cidade, ao longo de um ano.

Conclui-se assim que o sistema *waterloop* é mais eficiente em climas com temperaturas amenas, não requerendo tanta energia dos *chillers*.

6. Tendências de Mercado: Fluidos Frigoríficos Alternativos

Com a implementação do regulamento dos gases fluorados, tornou-se imperativa a procura de soluções de refrigeração e de AVAC que incluíssem fluidos frigoríficos de baixo GWP. Apresentam-se, de seguida, os refrigerantes cuja procura aumentou.

6.1. Dióxido de Carbono (R744)

Este fluido natural apresenta um baixo impacto ambiental e pertence à classe de segurança A1, sendo uma ótima solução a longo prazo. Pode ser usado num ciclo transcrito ou subcrítico, estando neste caso em cascata com outro fluido.

- **Ciclo Transcrítico**

O ciclo transcrito tem-se revelado uma das melhores soluções, não só a nível energético, como também ambiental. Atualmente, a sua integração no sistema *waterloop* encontra-se em estudo. Pelo facto de ser um fluido com uma elevada capacidade de recuperação do calor rejeitado pelas unidades, tal poderá ser reaproveitado para o aquecimento da loja, não necessitando de energia adicional. ^[59]^[60] Além disso, por ser um refrigerante natural e seguro, não apresenta limite de carga, como é o caso dos hidrocarbonetos, por exemplo. Contudo, é importante ter em consideração que os compressores são de momento verticais. Tal não se revela muito estético do ponto de vista do cliente, já que a *coolbox* terá uma altura superior. No entanto, espera-se que, até ao final de 2018, já se encontrem disponíveis compressores horizontais, suscetíveis de ser integrados nas *coolboxes*, como se revela nas referências ^[61]^[62]^[63]. Deve ainda ser utilizada uma válvula de expansão e simultaneamente de pressão elevada. Este tipo de equipamentos apresenta custos iniciais elevados. Realce-se, no entanto, os baixos valores do preço do fluido e do consumo energético, os quais conduzirão a uma solução rentável a longo prazo. ^[60]

- **Em Cascata com Amónia (R717)**

Uma outra solução que tem apresentado um baixo impacto ambiental é o sistema em cascata, usando R744 para a linha de baixa temperatura e R717 para a linha de média temperatura. Desta forma, é possível conjugar as vantagens de ambos os fluidos naturais. De acordo com ^[67], foram verificadas poupanças energéticas entre os 15% e os 20%, quando comparado com um sistema exclusivamente com R717, sendo o custo de instalação semelhante. Esta poupança depende do local da loja, sendo mais eficiente a baixas temperaturas. Realce-se que o R717 é um fluido da classe de segurança B2, requerendo uma equipa de manutenção especializada. Dado que no sistema em cascata a carga é inferior em relação à utilizada no ciclo exclusivamente com R717, há menor probabilidade de fugas, sendo a segurança superior.

6.2. Propano (R290)

A procura do propano tem sido crescente, pelo seu baixo GWP e elevada eficiência em ambas as linhas de refrigeração. Por essa razão, a sua utilização em *coolboxes* também representa uma solução. No entanto, é necessário ter em consideração que é um fluido da classe de segurança A3, apresentando elevada flamabilidade. Por essa razão, foi estabelecido um limite de carga de 150 g em cada unidade, o que afeta o desempenho do sistema.^[60] Contudo, um grupo de trabalho (*Working Group SC61/WG4*) propôs, após uma investigação de três anos, o aumento da carga para 500 g. Para este efeito, é necessário um volume mínimo de espaço, um teste inicial de deteção de fugas e certos requisitos construtivos, como a utilização de compressores herméticos. Esta proposta será votada no final de 2018.^{[66] [67]}

6.3. Hydrofluoroolefin

Os *Hydrofluoroolefin* (HFO) são fluidos sintéticos criados de forma a representarem alternativas aos HFC, apresentando por isso um baixo GWP e tendo a possibilidade de substituir diretamente os HFC utilizados. No entanto, de acordo com^[68], não representam uma solução natural nem segura (classe A2L), têm performance reduzida em linhas de baixa temperatura e são dispendiosos. Por estas razões, a utilização de fluidos HFO pode revelar-se uma solução apenas temporária, adiando assim a integração de refrigerantes naturais nos sistemas de refrigeração. Apresentam-se de seguida dois fluidos HFO em estudo para implementação em sistemas de refrigeração.

6.3.1. R455A

Este fluido, com um GWP de 146 (próximo do valor limite de 150), foi integrado numa solução *waterloop* com o objetivo de remodelar o sistema tradicional em R134a que existia anteriormente. No entanto, o R455a apenas é usado para a linha de média temperatura, sendo a outra linha de refrigeração alimentada pelo R290. Verificou-se um menor investimento inicial em comparação com as instalações de R744 e uma diminuição, em cerca de 30%, nos consumos energéticos relativamente à instalação anterior.^[69]

6.3.2. R1234ze

O R1234ze é um fluido com um GWP bastante inferior ao do R455a, tornando-o numa melhor opção a nível ambiental. Para que seja usado em sistemas de refrigeração, foi estudada em^[70] a possibilidade de ser implementado um sistema em cascata, com R744 na linha de baixa temperatura. Na investigação, foi verificado que, para climas muito quentes, existe uma maior eficiência deste ciclo em comparação com um sistema exclusivamente com R744. Já para climas amenos, evidenciou-se o oposto. No entanto, ambos apresentam um melhor desempenho, quando relacionados com um sistema tradicional a R404a.

7. Conclusões e Trabalhos Futuros

O presente projeto foi realizado em ambiente empresarial na empresa RACE, S.A., tendo sido analisado o desempenho de um sistema de refrigeração alternativo. Tal sistema foi implementado com a finalidade de integrar lojas de menores dimensões e de reduzir as emissões diretas e indiretas de gases de efeito de estufa, ao se diminuir a carga necessária de refrigerante e se aumentar a eficiência energética. Este sistema denomina-se *waterloop* e encontra-se integrado numa instalação em Perafita. Tal loja apresenta 23 consumidores de média temperatura, com uma capacidade frigorífica total de 52,4 kW, e 2 de baixa temperatura, com uma potência total de 8,5 kW. Relativamente ao circuito de água, este inclui um *drycooler* e dois *chillers*. Concluiu-se que o consumo energético do *drycooler* é significativamente maior quanto maior for a temperatura exterior, de forma a manter a temperatura da água do *loop* próxima do *setpoint* estabelecido. A temperaturas elevadas, é ainda ativado o *chiller* 1, de forma a contribuir para tal efeito. Durante a época fria, todo o calor é recuperado para o aquecimento da loja, podendo o *chiller* 2 funcionar como bomba de calor. No inverno, foi alterada a gama de funcionamento dos *chillers*, de forma a não despendar tanta energia. Assim, evidenciou-se, em 121 dias, uma poupança energética de 4,4 MWh, correspondentes a cerca de 723€. Foi ainda observado que as temperaturas exteriores ótimas para arrefecer a água da linha de baixa e de média temperatura seriam superiores a 25 °C e a 35°C, respetivamente.

Quanto à carga do fluido frigorígeno em cada unidade, evidenciou-se que tal variável influencia o desempenho da instalação. De forma a contabilizar qual deverá ser a carga aproximada de refrigerante a usar em cada unidade, recorreu-se a um programa em Excel. Concluiu-se que quatro dos consumidores exigiam, na simulação, uma carga superior a 3 kg, o que indica que devem ser realizados testes regulares de fuga e registos com informação relevante. Também se verificou que todas as cargas estimadas são superiores às nominais e, consequentemente, a carga final necessária foi de cerca de 44 kg, ou seja, aumentou em 36%, aproximadamente. Contudo, dado que estas cargas são as que otimizam o desempenho do sistema, tal condiciona um menor consumo energético e, por essa razão, as emissões indiretas serão inferiores. Além disso, o tempo de vida dos equipamentos será superior, já que estarão a trabalhar com uma carga ótima de funcionamento.

No que concerne ao fluido a utilizar, foram realizadas simulações no EES e no *Genetron Properties Suite*. Concluiu-se principalmente que, para instalações pequenas, o R290 é o melhor fluido a utilizar, já que apresenta um bom desempenho, não exigindo equipamentos de elevadas dimensões. O R717, por sua vez, requer instalações de elevada complexidade e uma maior especialização da equipa de manutenção. Já os fluidos R600a e ao R1234ze revelaram uma boa *performance* em consumidores de média temperatura, não se verificando o mesmo para baixa temperatura. Relativamente ao R744, este deve ser tido em consideração pelo facto de ser um refrigerante natural, de baixo custo e pertencente à classe A1, sendo o fluido mais seguro.

Posteriormente, foram estabelecidas comparações com uma instalação semelhante à do caso em estudo, sendo a principal diferença o facto do *drycooler* se encontrar no interior da loja, estando sujeito à sua temperatura ambiente controlada. Este sistema foi resultado de uma remodelação a partir de um sistema tradicional de expansão direta a R404a, verificando-se, em nove meses, poupanças na ordem dos 13,4 mil euros, correspondentes a 81,6 MWh. Relativamente ao *drycooler* interior, concluiu-se que pode ser vantajoso nas estações com temperaturas exteriores elevadas, já que a diferença de temperaturas entre o ambiente e a água é superior, em comparação com a diferença entre o exterior e a água. No entanto, durante a época fria, verifica-se o oposto, sendo preferível o *drycooler* exterior.

De seguida, foi estabelecida uma comparação, a nível energético, ambiental e económico, com um ciclo em cascata R134a/ R744. Verificou-se que os valores obtidos são equiparáveis para o caso dos consumidores a média temperatura e bastante superiores na linha de baixa temperatura. No último caso, a explicação reside no facto de se utilizar R744, que apresenta um melhor desempenho que o R410a. A nível ambiental, concluiu-se que, em dez anos, o sistema em estudo revelará um melhor comportamento, apresentando uma diferença de 687484 kg(CO_{2eq}), que corresponde a cerca de 64% do total das emissões da instalação em cascata. Isto deve-se sobretudo ao facto da carga usada ser de cerca de 28 kg, em oposição aos 420 kg totais destinados ao sistema em cascata. Economicamente, é possível concluir que, em dez anos, haverá uma poupança de cerca de 19% em relação à instalação em cascata, que corresponde a cerca de 144 mil euros. Realce-se que o custo de manutenção não foi considerado para os cálculos, já que, sendo o sistema em estudo um projeto piloto, é esperado que exija inicialmente maior trabalho de manutenção do que a instalação em cascata. Realizou-se ainda um modelo matemático para ambas as instalações, de forma a poder estimar o seu comportamento em quatro cidades portuguesas diferentes – Porto, Lisboa, Faro e Guarda. Verificou-se novamente que grande parte da poupança energética ocorre nos consumidores de baixa temperatura, pelo facto de se utilizar R744 em vez de R410a. Evidenciaram-se maiores poupanças na Guarda, usando o sistema em cascata, o que se deve, por um lado, à quantidade de dias em que a temperatura exterior é superior a 20°C e, por outro, pelo facto de apresentar valores de temperatura máximos mais elevados que os das restantes cidades. Conclui-se assim que o sistema *waterloop* é mais eficiente em climas com temperaturas amenas, não requerendo tanta energia dos *chillers*.

Para finalizar, foram pesquisadas algumas tendências de mercado, no que concerne aos fluidos frigoríficos, nas quais o setor da Refrigeração deve apostar. Foi possível verificar que os melhores refrigerantes serão os naturais – R744 e R717 – e, caso a carga máxima seja aumentada, também o R290 será uma boa opção.

Como trabalhos futuros, seria interessante analisar a eficiência dos equipamentos de AVAC e comparar o seu desempenho caso não se encontrassem integrados no sistema *waterloop*. Adicionalmente, sugere-se a comparação com os sistemas transcíticos e em cascata R717/ R744. Seria ainda relevante conhecer ao certo as temperaturas máximas e mínimas da água do *loop*, de forma a reduzir a utilização dos *chillers* e, conseqüentemente, poupando mais energia. Esta análise, já realizada para o inverno, deverá ser efetuada para o verão, já que existe maior consumo energético neste período. Finalmente, sugere-se a análise aprofundada da manutenção operacional e preventiva, de forma a poder concluir sobre os problemas mais comuns e de que modo podem ser prevenidos e/ou evitados.

Referências

- [1] RACE. 2018. <https://www.race.com.pt/pt>
- [2] “Compression Cycle.” 2018. SWEP. <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/2.-compression-cycle/>
- [3] Clito Afonso. 2013. *Refrigeração*, AEFUEP. ISBN: 978-989-98632-0-0
- [4] A. Messineo. 2012. "R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System", *Energy Procedia*, vol. 14.
- [5] De Castro, José. 2008 *Apostila: Refrigeração*, Faculdade de Engenharia Mecânica UNIVASF.
- [6] “Danfoss.” 2018. <http://www.danfoss.com/learning/#/>
- [7] Lazzarin, R. e M. Noro. 2008. Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant. *International Journal of Refrigeration* 31:113–8.
- [8] “Refrigerant Criteria.” 2018. SWEP. <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/sd7/>
- [9] “Segurança: Normas Para Fluidos Refrigerantes.” 2018. https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/news_events/news/2016/ed27_seguranca.html
- [10] CAREL. Maio 9, 2016. F-Gas and EcoDesign: Influences of EU Legislation on Italian Industry.
- [11] E. Halimic, D Ross, B Agnew, A. Anderson, I. Potts. 2003. “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants” *Applied Thermal Engineering*
- [12] P. Makhnatch and R. Khodabandeh. 2014. “The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant” 6th International Conference on Applied Energy, Taipei, Taiwan.
- [13] “Supermarket energy and TEWI comparisons”. AIRAH Natural Refrigerants Special Technical Group.
- [14] Regulamento (UE) n. ° 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n. ° 842/2006 Texto relevante para efeitos do EEE
- [15] “Refrigerants Environmental Data: Ozone Depletion and Global Warming Potential.” Germany: Linde Gases AG.
- [16] “Refrigerant Gases and Products for Air Conditioning and Refrigeration”. 2018. <http://www.gas-servei.com/>.
- [17] 2018. Linde Industrial Gases Portugal. <http://www.linde-gas.pt/pt/index.html>.
- [18] 2018. Refrigerants Americas. <https://fluorineproducts-honeywell.com/refrigerants/>.
- [19] Ferreira, José Adriano. 2010. *Estudo de uma Nova Metodologia para Gestão de Energia em Edifícios – aplicação ao AVAC*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, FEUP – Faculdade Engenharia da Universidade de Porto.
- [20] *Manual Gestão Energia*. 10 de Janeiro, 2018. Building Efficiency. Continente Bom Dia Waterloop. Porto: RACE.

- [21] Prata, Hugo Daniel Ramos. 2014. Manual De Manutenção De Edifícios: Guia Prático. 2nd ed. PUBLINDUSTRIA.
- [22] Ramos, Ernesto Peixeiro. 7 de outubro, 2011. "A QAI E Os Sistemas AVAC." http://www.ordemengenheiros.pt/fotos/dossier_artigo/20111013_pramos_14197609154ea69560da320.pdf.
- [23] Cabrita, C. Pereira e A. J. Marques Cardoso. 2015. "Conceitos e Definições de Falha e Avaria nas Normas Portuguesas de Manutenção NP EN 13306:2007 e NP EN 15341:2009." Manutenção.
- [24] Martins, Ana Patrícia R. A. Pires. 2012. A influência da manutenção industrial no Índice Global de Eficiência (OEE). Dissertação de Mestrado em Ciências de Engenharia e Gestão Industrial, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa.
- [25] BS EN 13306:2010. 30 de Novembro, 2010. Maintenance Terminology. British Standards Institution.
- [26] "A ADENE - Agência Para a Energia". 2018. ADENE. <https://www.adene.pt/>.
- [27] Rodrigues de Almeida, Jorge. 2014. Manual de Formação – Sustentabilidade Ambiental: Eficiência Energética.
- [28] S. Sá, Emanuel e Alexandre, José. 2018. Auditorias Energéticas no Sector de Frio Industrial. Medidas de Poupança e de Eficiência Energética.
- [29] Energaia. 2014. Auditorias Energéticas.
- [30] Pinho, Carlos. 2015. Sebenta de Gestão de Energia Térmica.
- [31] "Método Graus-Dia." 2018. <https://paginas.fe.up.pt/~em00003/Centro/GD.htm>.
- [32] Ferrarese, Tommaso, Giacomo Bagarella, e Andreína Figuera. "Instalaciones De Refrigeración Comercial De Alta Eficiencia Con Compresores BLDC y Circuito De Agua." CAREL.
- [33] "Elevada Eficiência Sistema Waterloop (Anel De Água)." CAREL.
- [34] LearnEngineeringTeam. 2014. "Brushless DC Motor, How It Works?" YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=bCEiOnuODac&t=80s>.
- [35] Yedamale, Padmaraja. 2003. "Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals". Microchip Technology Inc.
- [36] "HEOS: User Manual." CAREL.
- [37] "Rotary Vane Compressors". 2018. CAREL. <http://www.carel.com/rotary-vane-compressors>.
- [38] "Toshiba Rotary Compressor Catalog". TOSHIBA.
- [39] "BPHE Construction and Denomination." 2018. SWEP. <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/8.-practical-advice/qw7/>.
- [40] Alves, Henrique A. C. 2016. Aproveitamento de Calor Rejeitado em Sistemas de Refrigeração. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa.
- [41] "Diagrama de Negativos e Positivos, Simples e Multicircuito" Porto: RACE S.A.
- [42] Gaspar, P. D., Miranda, A. e Pitarma, R. A. 2001, Equipamentos Expositores Refrigerados Perspectiva Comercial e Energética. Universidade da Beira Interior; Escola Superior Tecnologia Gestão, Inst. Polit. da Guarda.

- [43] David, Luís. “Caso De Estudo Retalho Alimentar: Integração De Sistemas De Refrigeração e AVAC.” RACE S.A.
- [44] “Five Advantages of the Water-Loop System for Refrigeration in Supermarkets” 2018. CAREL. <http://www.carel.com/blog/-/blogs/five-advantages-of-the-water-loop-system-for-refrigeration-in-supermarkets>.
- [45] Bagarella, Giacomo. *Regolazione Ottima Dei Circuiti Frigoriferi Con Particolare Attenzione All’efficienza Energetica*. Dissertação de Doutoramento, Università degli Studi di Padova, Pádova.
- [46] Grace, I.N., Datta, D. e Tassou, S.A. 2005. " Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection", *Applied Thermal Engineering*, vol. 25.
- [47] “Refrigerant Charge Calculator.” DEFRA.
- [48] 2015. “F-Gas Regulation & Pricing of Refrigerants: Q&A”. Honeywell.
- [49] 2018. “Stay in Business: Stop Installing R-404A/ R507A”. AREA, ASERCOM, EFCTC. EPEE.
- [50] ALMEIDA, I. M. G.; BARBOSA, C. R. F.; FONTES, F. A. O. 2009. Simulação energética de um sistema de refrigeração operando com misturas zeotrópicas ternárias. IV Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação Tecnológica.
- [51] Ortiz, E. García, G. Búrdalo, M. Veiga, J. Cepeda, M. Fuentes, M. de Barrios, e J. Ferrero. “Análisis Comparativo De Las Características Básicas De Los Fluidos Refrigerantes Más Utilizados.” Rep. Análisis Comparativo De Las Características Básicas De Los Fluidos Refrigerantes Más Utilizados.
- [52] “Hydrocarbon Limit Likely to Move to 500 Grams by 2018.” 2018. HYDROCARBONS21. http://hydrocarbons21.com/articles/7322/hydrocarbon_limit_likely_to_move_to_500_grams_by_2018.
- [53] Martins, Sara R. A. S. 2017. “Revamping” de instalação frigorífica com aplicação de tecnologia avançada. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior De Engenharia De Lisboa, Lisboa.
- [54] 2018. “Simulador CO2 - Apoio Ao Cliente” EDP. <https://www.edp.pt/particulares/apoio-cliente/simulador-co2/>.
- [55] Grönqvist, Cajus. 2016. Comparative life-cycle cost analysis of refrigeration systems in ice rinks. Dissertação de Mestrado, Aalto University School of Engineering, Helsínquia.
- [56] “Statistics Portugal.” 2018. INE. https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_indicadores&contacto=pi&indOcorrCod=0002386&selTab=tab0
- [57] CEVE. 2018. “Tarifas De Energia” CEVE. <http://www.ceve.pt/?id=104>.
- [58] “Statistics Portugal.” 2018. INE. https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_destaquas&DESTAQUESdest_boui=315226629&DESTAQUESmodo=2.
- [59] “CO₂ Water Loop System” 2018. Arneg. <https://www.arneg.com.au/en/co2-water-loop-system>.
- [60] CAREL Industries S.p.A. 2018. “New Frontiers for DC Inverter Compressors in Waterloop Systems.” LinkedIn SlideShare. https://pt.slideshare.net/CAREL_group/new-frontiers-for-dc-inverter-compressors-in-waterloop-systems.

- [61] “Horizontal CO2 Compressor for Commercial Refrigeration.” 2017. Axair Fans. August 17. <https://www.axair-fans.co.uk/news/company/axair-refrigeration-co2-compressor/>.
- [62] 2018. Panasonic Appliances Compressor (Dalian) Co., Ltd. http://papcdl.panasonic.cn/english/Rotary_List_1024.asp?ArticleID=217.
- [63] Embraco. “Hermetic Compressors R744 - EK Series.”. <http://www.r744.com/assets/link/06009.pdf>.
- [64] Hitachi. “Hitachi Horizontal Scroll Compressor for Refrigeration Use” <https://www.jci-hitachi.com/wp-content/uploads/2015/08/HR-E614Q.pdf>.
- [65] Garry, Michael. Spring 2017. “Accelerate Australia & NZ.” <http://publication.shecco.com/upload/file/org/59ef4db16b11a1508855217DikD9.pdf>
- [66] CAREL. 2018. From 150 to 500 g of Propane: Higher Charge, Same Risk? http://carelcn.ariadnedev.it/nb/web/guest/blog/-/blogs/779835;jsessionid=B0B2B05DB99A1D8070C9259B9B1C96B1?_33_redirect=http://carelcn.ariadnedev.it/nb/web/guest/blog;jsessionid=EE6562994AACDFC3376B81B4BCC42FE2?p_p_id=33.
- [67] Skačanová, Klara. Winter 2017. “Accelerate Europe.” <http://publication.shecco.com/upload/file/org/5a2552627f2f11512395362xIhXo.pdf>.
- [68] Williams, Andrew. Summer 2017. “Accelerate Europe.” http://www.frigoconsulting.ch/media/directory/uploads/AE_1705.pdf
- [69] Kuntzelmann, Elise. 25 de setembro, 2015. " A pilot supermarket installs a waterloop with R-455A" <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2017/12/RPF-article-Honeywell.pdf>
- [70] Purohit, N., Gullo, P. e Dasgupta, M. S. Março 2017. " Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates", Energy Procedia, vol. 109.
- [71] “Depósito De Inércia | Depósito De Inércia De Água De Aquecimento.” 2016. Viessmann. February 17. <https://www.viessmann.pt/pt/comercial/aquecedores-de-agua/depositos-de-inercia-de-agua-de-aquecimento.html>.
- [72] “VRV.” 2018. Daikin. https://www.daikin.pt/pt_pt/product-group/vrv.html.

ANEXO A: Glossário

Sistemas de Expansão

Tubo Capilar

Tubo longo de diâmetro constante que liga o condensador ao evaporador, com a finalidade de diminuir a pressão e, por consequência, a temperatura. Com o atrito gerado e diâmetro reduzido, o fluido aumenta a sua velocidade e reduz a sua pressão, o que leva à sua evaporação até ao estado de vapor húmido. ^[3]

Válvula de Expansão Termostática (TEV)

Válvula analógica que controla o caudal de fluido frigorígeno, de acordo com a temperatura à saída do evaporador. Desta forma, regula os graus de sobreaquecimento. ^[3]

Válvula de Expansão Manual

Válvula que controla o caudal do fluido, por intermédio de um manípulo exterior e com recurso a um manómetro e a um termómetro instalado à saída do evaporador. ^[3]

Válvula de Expansão Automática

Controla o caudal de fluido no evaporador, de forma a manter a pressão constante. ^[3]

Válvula de Expansão Eletrónica (EEV)

Regula de forma mais eficiente o caudal de fluido no evaporador pelo cálculo dos graus de sobreaquecimento e com recurso a um controlador, que usa a informação dada por um sensor de temperatura e por um transmissor de pressão. ^[3]

Válvula Flutuadora

Garante um nível de refrigerante constante no lado da baixa ou da alta pressão, independente da pressão e da temperatura. Consiste num flutuador num depósito que contém o fluido frigorígeno, que sobe ou desce de acordo com o nível de fluido aí contido, levando à abertura ou fecho de uma válvula de expansão de agulha. ^[3]

Componentes Secundários

Válvula de Fecho ou Esfera

As válvulas de esfera permitem um caudal bidirecional, controlado manualmente. ^[5]

Válvula Solenoide

Esta válvula eletromagnética tem o objetivo de controlar o caudal de fluido, de acordo com um sinal elétrico. Tal sinal pode ter tido origem numa informação dada, por exemplo, por um termostato. A válvula poderá ser disponibilizada como normalmente aberta ou como normalmente fechada, tendo o fornecimento de energia uma ação diferente em cada caso. No primeiro, o mesmo leva ao fecho da válvula, enquanto que, para uma válvula normalmente fechada, verifica-se a sua abertura. ^[3] ^[6]

Separador de Óleo

O separador de óleo permite uma separação entre o fluido frigorígeno e o óleo, que retorna ao compressor. Assim, além de prevenir a falta de lubrificação do equipamento, melhorando o seu desempenho, impede a circulação de óleo em conjunto com o fluido no sistema frigorífico, não se verificando a sua acumulação em espaços inadequados. ^[6]

Arrefecedor de Óleo

O arrefecedor de óleo tem como finalidade o arrefecimento do óleo à saída do compressor, caso a temperatura de descarga seja demasiado elevada. [6]

Visor de Líquido

O visor de líquido permite uma visualização do nível e do estado do fluido frigorígeno. [6]

Filtro Secador

A filtragem das impurezas e a retenção da humidade é garantida pelo filtro secador. A introdução deste produto no sistema de refrigeração irá assim melhorar o desempenho dos diferentes equipamentos. [6]

Depósito de Líquido

Este equipamento armazena o fluido frigorígeno proveniente do condensador. [3]

Termostato

O termostato controla automaticamente o compressor, de forma a garantir a temperatura desejada no evaporador e no espaço a refrigerar. De acordo com o elemento de medição da temperatura, é denominado de termostato com sensor de temperatura por bolbo, termostato bimetálico ou termostato eletrónico. [3]

Pressostato

Relativamente ao pressostato, este tem em consideração a pressão ou mesmo o diferencial de pressão, por intermédio de um parafuso. Apresenta três tipos de controlo: de baixa pressão, considerando um limite inferior para a pressão de admissão do compressor; de alta pressão, focando-se num limite superior para a pressão de descarga; e de pressão diferencial, dependendo da diferença entre a pressão da bomba e do cárter do compressor, permitindo saber quando a pressão do óleo de lubrificação dos compressores é insuficiente. [3]

Regulador de Pressão Diferencial

Este mecanismo tem o objetivo de garantir uma pressão predeterminada no depósito de líquido, ao controlar a diferença de pressões entre a linha de descarga e este equipamento. O aumento deste valor condiciona uma maior abertura da válvula. [6]

Regulador de Pressão no Cárter

Já o regulador de pressão no cárter tem a finalidade de garantir uma pressão constante no condensador e no evaporador, independentemente da alteração de certos valores, tais como a “carga térmica, temperatura da câmara frigorífica ou temperatura ambiente”. [6] Além disso, previne a sobrecarga do compressor aquando do seu arranque, após um determinado período de inatividade. [6]

Válvula de Segurança

A válvula de segurança atua como uma proteção contra pressões de condensação demasiado elevadas, verificadas no compressor, ou pressões de evaporação demasiado baixas, à entrada do mesmo. [6]

Equipamentos AVAC

Chiller

O *chiller* é um equipamento com a função de retirar calor de um fluido, através de um sistema de refrigeração integrado, gerando assim energia térmica. De acordo com o tipo de compressão do fluido, o *chiller* poderá ser de compressão ou de absorção. No primeiro caso, o sistema é um ciclo de compressão, sendo o fluido comprimido mecanicamente, por fornecimento de trabalho. Já no segundo caso, o processo baseia-se num ciclo de absorção, no qual o fluido é comprimido pela ação térmica conjunta de um absorvedor e de um gerador, ocorrendo primeiramente a absorção, depois a bombagem e a destilação do fluido e finalmente a expansão da solução remanescente no gerador. Neste processo, é comprimido líquido em vez de vapor e é fornecido calor e não trabalho, sendo usando um fluido auxiliar (absorvente).^[3]

Bomba de Calor

A bomba de calor apresenta um princípio de funcionamento contrário ao do *chiller*, sendo o seu objetivo aquecer um fluido, aproveitando o calor cedido pelo condensador para esse fim. Tendo em conta a climatização do local, a expansão poderá ser direta, se houver transferência de calor diretamente do fluido frigorigéneo, ou indireta, se existir um fluido intermédio.^[19]

Caldeira

Este equipamento funciona como um permutador de calor, apenas com a sua própria fonte de calor, que é transferido para o fluido a aquecer. Poderá ser convencional ou de condensação, na qual o vapor de água dos produtos de combustão condensa dentro da mesma, havendo aproveitamento de calor latente. Isto ocorre dada a elevada área de transferência do equipamento, que irá levar a um rendimento superior do sistema.^[19]

Depósito de Inércia

Um depósito de inércia é um termoacumulador, no qual é armazenado temporariamente o excesso de energia térmica, assegurando a disponibilidade da mesma sempre que necessário. Funciona também como um separador hidráulico entre o sistema de produção de energia térmica e os equipamentos terminais.^[71]

Rede de Tubagens

A rede de tubagens assegura a ligação entre dois sistemas. Poderá conduzir água ou um fluido frigorigéneo, que transferirão energia térmica para os “componentes do ciclo termodinâmico”.^[19]

Ventiloconvector

Tem a finalidade de aquecer um espaço, utilizando a água proveniente dos sistemas geradores de energia térmica como fluido de trabalho. Assim, a energia por esta transportada é fornecida ao ar do local a climatizar, que apresenta uma circulação forçada, de forma a melhorar a eficiência nesta troca de calor.^[71]

UTA

A UTA (Unidade de Tratamento de Ar) é um sistema onde é tratado o ar, tendo em conta as suas condições de pressão, temperatura e higrometria. Além disso, contabiliza ainda a concentração de dióxido de carbono presente no espaço a climatizar, de forma a poder variar a percentagem de abertura da grelha que contacta com o exterior, permitindo a maior ou menor entrada de ar novo proveniente do exterior.

UTAN

Numa UTAN (Unidade de Tratamento de Ar Novo), a principal diferença relativamente à UTA é que se verifica a insuflação de 100% de ar novo no local a climatizar. ^[19]

Split/ Multi-Split

Um equipamento *Split* apresenta uma unidade geradora de energia térmica (exterior) ligada a uma unidade terminal (interior) e tem a possibilidade de aquecer ou refrigerar o espaço a climatizar consoante a necessidade, alterando apenas qual a unidade, interior ou exterior, que funciona como um evaporador e um condensador. Um equipamento *Multi-Split* apresenta as mesmas características, apenas com a particularidade de ter várias unidades terminais para uma só geradora de energia. ^[19]

VRF

O sistema VRF (*Variable Refrigerant Flow*), criado na Daikin®, denomina-se na verdade de VRV (*Variable Refrigerant Volume*), tendo sido patenteado pela mesma. Este equipamento diferencia-se do sistema *split* principalmente pelo facto de permitir a variação de caudal do fluido de trabalho, pela variação de rotação do motor do compressor (sistema *inverter*). Esta funcionalidade, ao alterar a velocidade, permite uma maior eficiência e poupança energética do sistema, de forma a manter a temperatura desejada. ^[72]

Rooftop

O sistema *Rooftop* assemelha-se ao funcionamento de uma UTA ou uma UTAN, sendo a principal diferença a geração de energia térmica no próprio equipamento, através uma bomba de calor com permutadores de calor externo e interno. ^[19]

ANEXO B: Registo Fotográfico da Instalação de Perafita

Nas Figuras B-1 a B-4, é possível observar o *drycooler*, os *chillers* e os componentes das *coolboxes* instaladas na loja de Perafita.

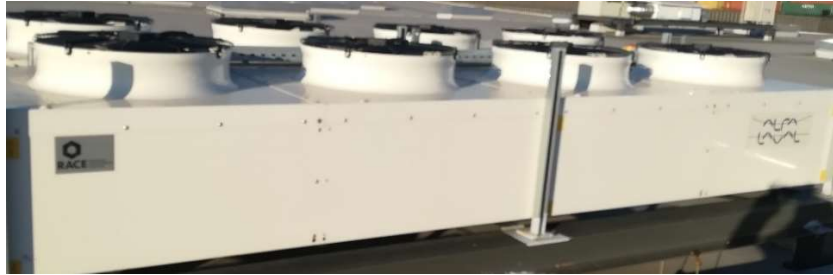


Figura B- 1 - *Drycooler*.



Figura B- 2 - *Chiller água-água*.



Figura B- 3 - *Chiller ar-água*.



Figura B- 4 - Componente mecânica de uma *coolbox* simples de positivos.

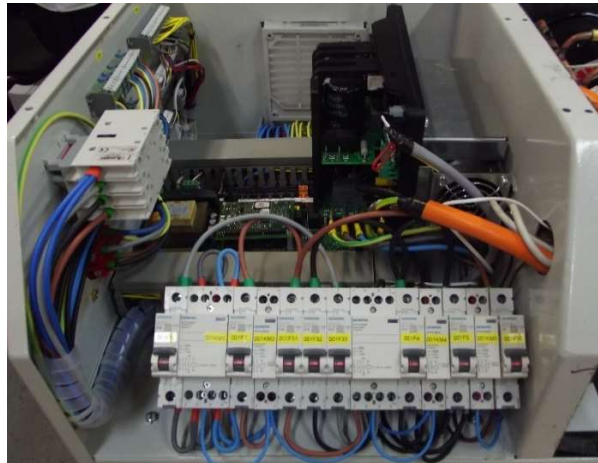


Figura B- 5 - - Componente eletrônica de uma *coolbox*.

ANEXO C: *Layout* da loja de Perafita e localização das unidades



As imagens C-1 a C-5 evidenciam a disposição das unidades em alguns consumidores.



Figura C- 1 - Mural de Especialidades.

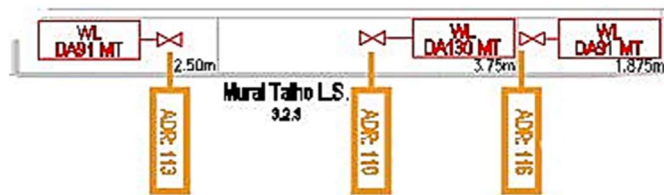


Figura C- 2 - Mural de Talho.

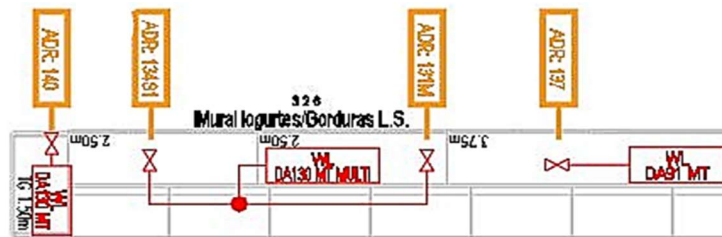


Figura C- 3 - Mural de Iogurtes.



Figura C- 4- Mural de Charcutaria.

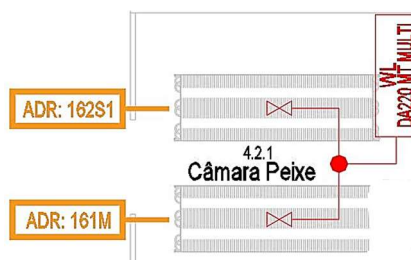
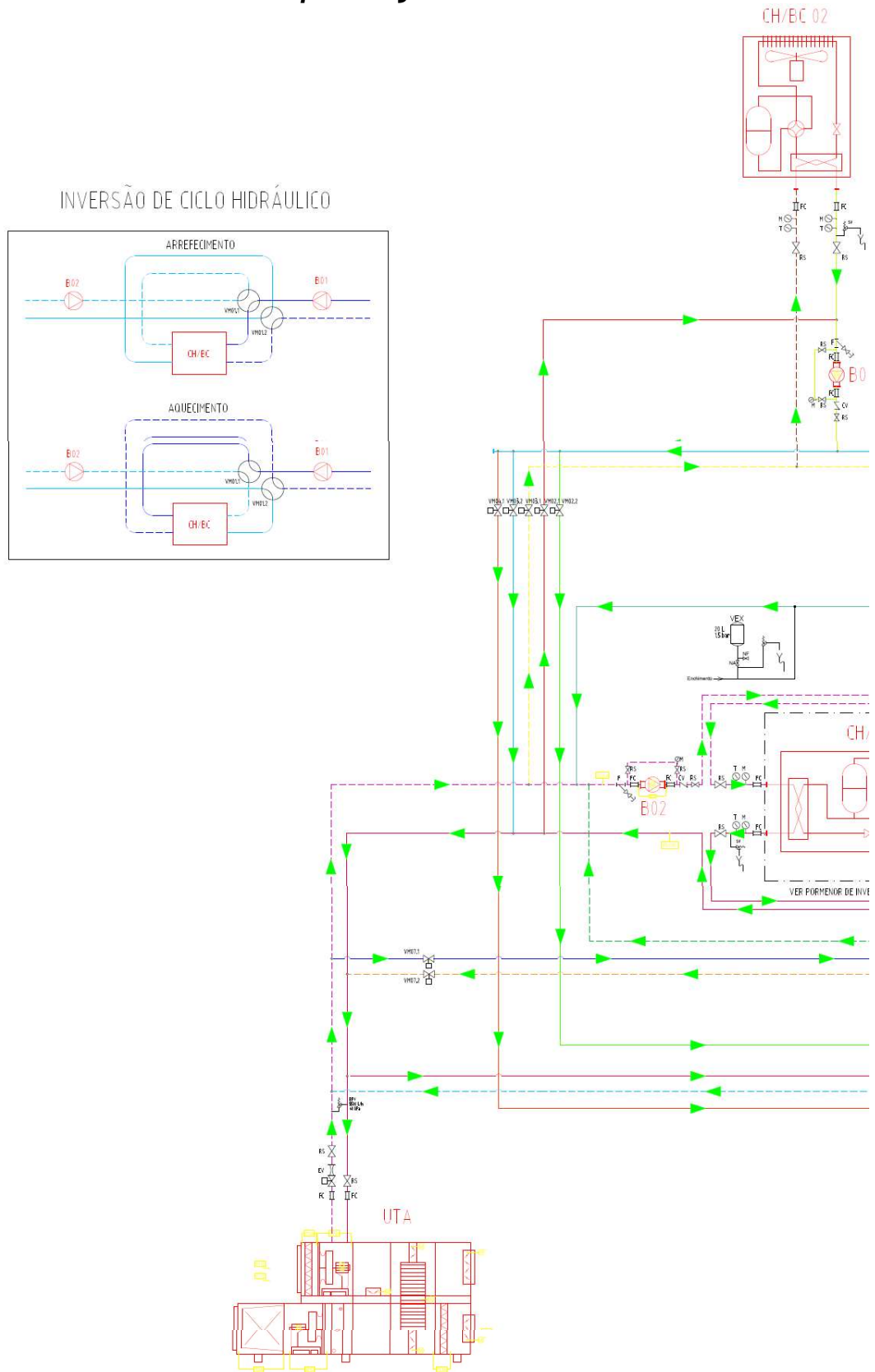
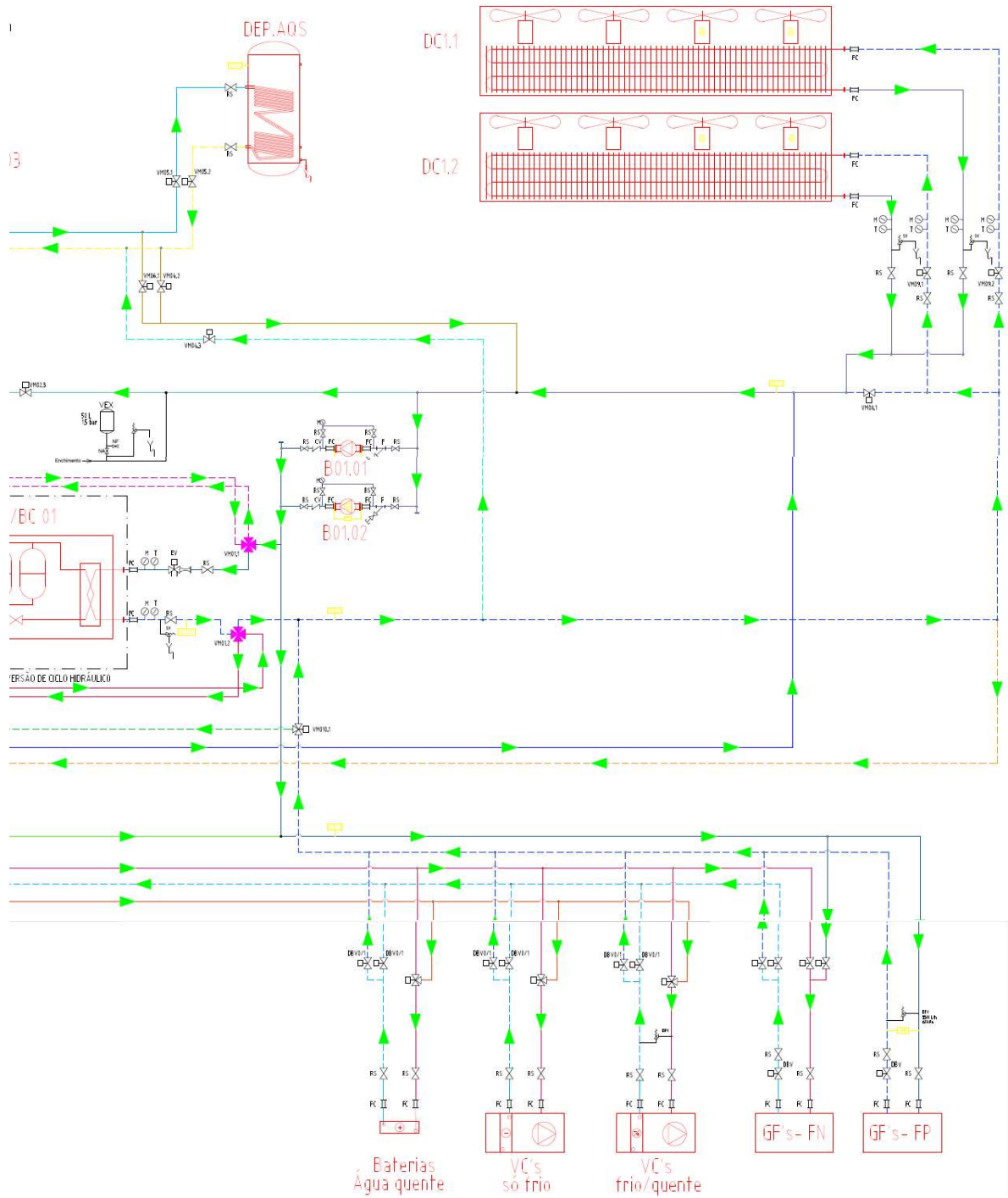


Figura C- 5 - Câmara de Peixe.

ANEXO E: Circuito *Waterloop* da loja de Perafita





ANEXO F: Principais Modos de Funcionamento do Sistema

No primeiro modo de funcionamento, representado na Figura F-1, todo o calor rejeitado pelo condensador das unidades frigoríficas é conduzido, através do circuito de água, até ao *drycooler*. Posteriormente, é libertado para o exterior, arrefecendo a água, que retorna depois às *coolboxes*. Tal circuito funciona em paralelo com o *chiller* água-água, que tem o objetivo de transferir o calor da UTA para o *drycooler*, de forma a climatizar a loja.



Figura F- 1 - Primeiro modo de funcionamento do sistema.

Já no modo 2, que surge na Figura F-2, quando a temperatura de condensação das unidades de baixa temperatura é demasiado elevada, pode usar-se o *chiller* para arrefecer a água do *drycooler*, permitindo um melhor desempenho das *coolboxes*. Simultaneamente, continua a climatizar a loja, ao estar ligado à UTA.

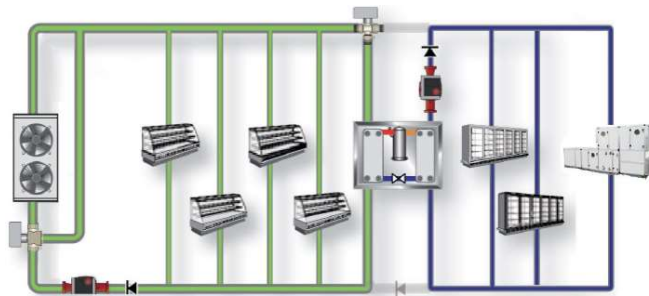


Figura F- 2 - Segundo modo de funcionamento do sistema.

No que concerne ao modo 3 (Figura F-3), todas as unidades de média e de baixa temperatura, bem como a UTA, encontram-se ligadas ao *chiller*. O calor rejeitado pelos equipamentos é transferido para o circuito de água que se dirige ao *drycooler*, onde arrefecerá. Neste caso, o *chiller* é usado com a finalidade de reduzir ainda mais a temperatura da água, já que o *drycooler* é insuficiente, dado que a temperatura exterior é demasiado elevada.

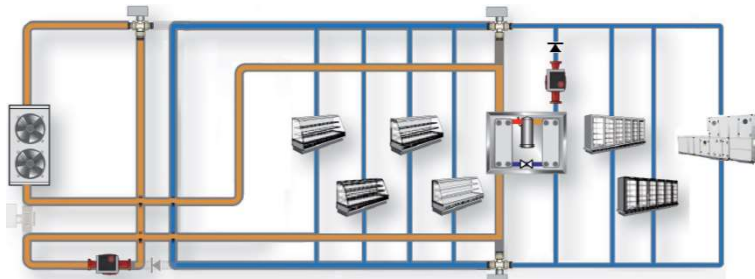


Figura F- 3 - Terceiro modo de funcionamento do sistema.

No quarto modo (Figura F-4), todo o calor rejeitado pelas unidades frigoríficas é reaproveitado para aquecer a loja, através da UTA. Neste modo, o *chiller* e o *drycooler* não se encontram em funcionamento.



Figura F- 4 - Quarto modo de funcionamento do sistema.

No quinto modo, representado na Figura F-5, o *chiller* funciona como bomba de calor, aquecendo a loja através da UTA.



Figura F- 5 - Quinto modo de funcionamento do sistema.

Realce-se que estão apenas apresentados os principais modos de funcionamento, sendo o *chiller 2* mais frequentemente usado em condições de temperaturas exteriores extremas, não verificáveis em Perafita, e no aquecimento das águas sanitárias. Além disso, pode ser usado também para climatizar a loja, os escritórios e as zonas técnicas, estando ligado à UTA e aos ventiloconvectores.

ANEXO G: Resultados obtidos pela simulação da carga de refrigerante

Na Tabela G-1, apresentam-se os valores obtidos pela simulação da carga.

Tabela G-1 - Resultados da simulação da carga do refrigerante

Produto	Compr.	Carga Nominal [kg]	Carga Simulada [kg]					Total
			Evap.	Cond.	Compr.	Linha de Líquido	Depósito	
Talho	DA91	1	1,0	1,0	0,1	0,2	0,4	2,7
		1						
	DA130	1	0,5	0,5	0	0,2	0,4	1,6
Charcutaria	DA91	1	0,7	0,5	0	0,2	0,4	1,8
		1						
	DA130	1	0,7	0,7	0,1	0,2	0,4	2,1
		1						
Iogurtes	DA91	1	0,5	0,5	0	0,2	0,4	1,6
	DA130	1	0,7	0,7	0,1	0,2	0,4	2,1
		1						
	DA130	1	0,5	0,5	0	0,2	0,4	1,6
Frutas e Legumes	DA330	2	1,7	1,5	0,1	0,2	0,5	4
Especialidades/ Take-Away	DA91	1	0,7	0,7	0,1	0,2	0,4	2,1
		1						
	DA130	1	0,5	0,5	0	0,2	0,4	1,6
Take-Away	DA130	1	0,7	0,7	0,1	0,2	0,4	2,1
Sumos/ Frutas Lam.		1						
OPLS	DA330	2	1,6	1,7	0,2	0,2	0,5	4,3
Descarga Noturna	DA330	2	1,7	1,6	0,2	0,2	0,4	4,1
Charcutaria	DA220	1	1,1	1,1	0,1	0,2	0,4	2,9
Padaria	DA91	1	0,6	0,6	0	0,2	0	1,4
Peixe	DA220	1	1,4	1,2	0,1	0,2	0,4	3,3
Peixe Congelado	DA220	1	0,3	0,4	0,1	0,2	0,4	1,4
Congelados	DA420	2	1,2	1,3	0,2	0,2	0,5	3,4
		28						44,1

ANEXO H: Resultados das Simulações em EES e Genetron

As Figuras H-1 a H-8 apresentam os resultados das simulações efetuadas no pacote computacional EES para diferentes fluidos frigoríficos.

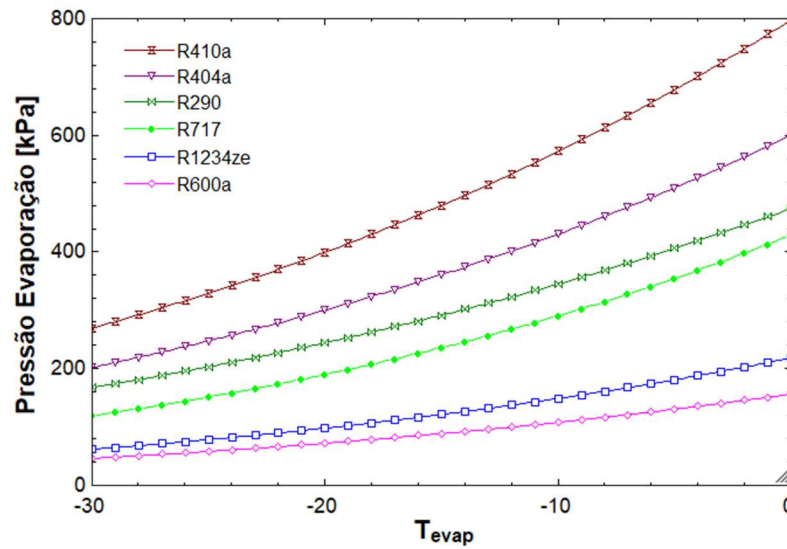


Figura H- 1 – Relação entre a pressão de evaporação e a temperatura de evaporação.

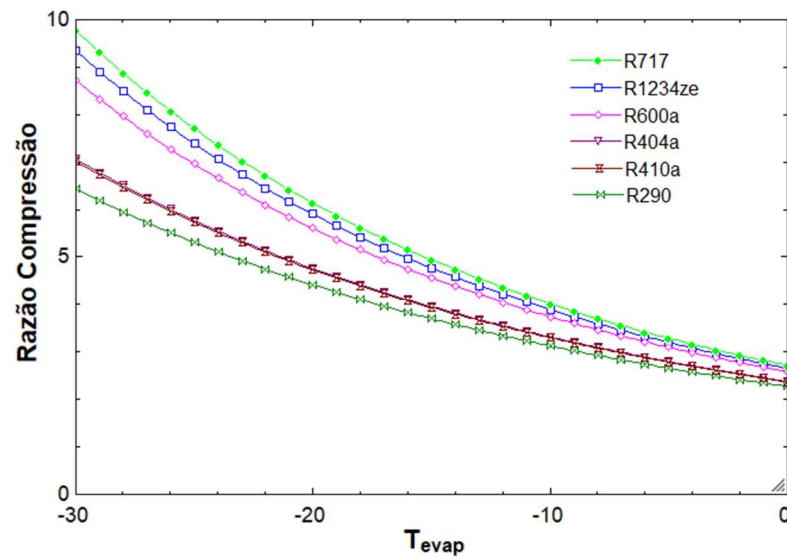


Figura H- 2 - Relação entre a razão de compressão e a temperatura de evaporação.

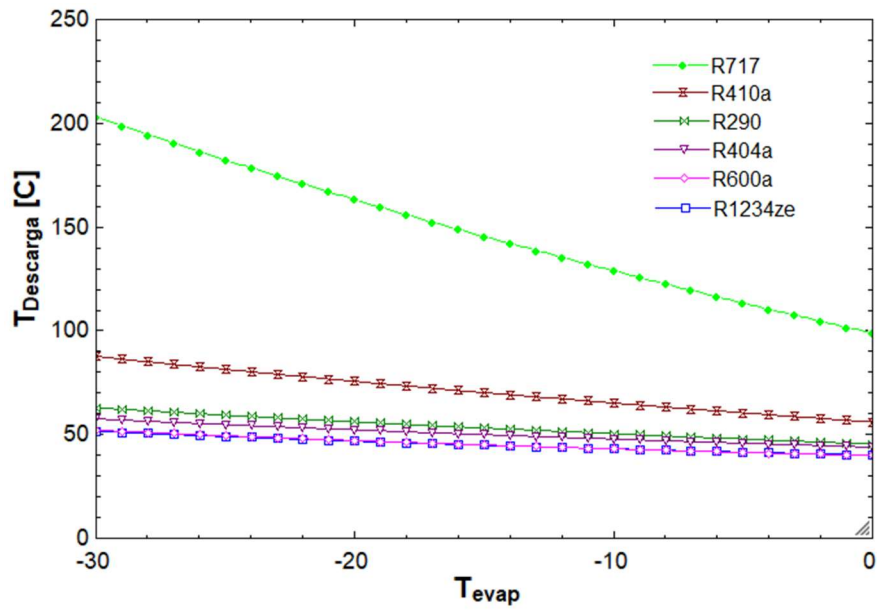


Figura H- 3 - Relação entre a temperatura de descarga e a temperatura de evaporação.

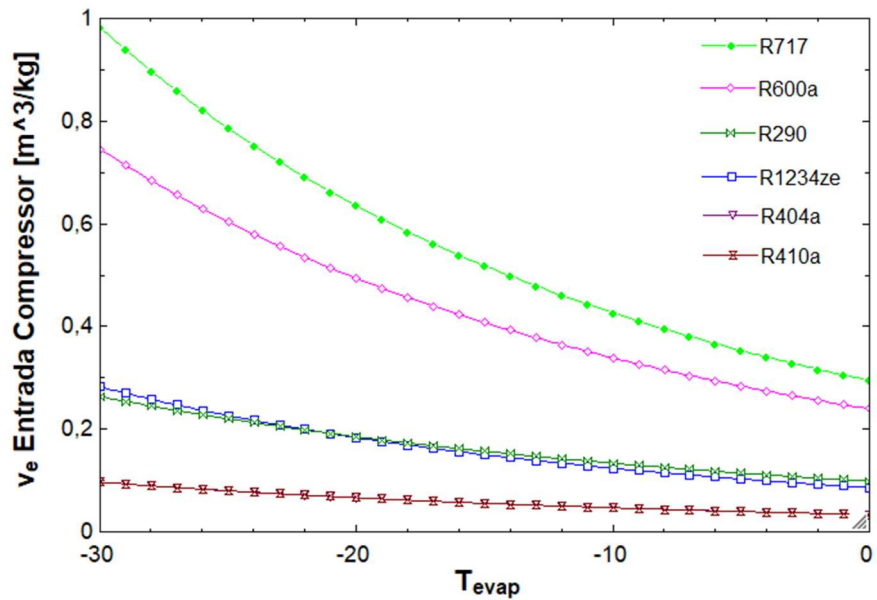


Figura H- 4 - Relação entre o volume específico à entrada do compressor e a temperatura de evaporação.

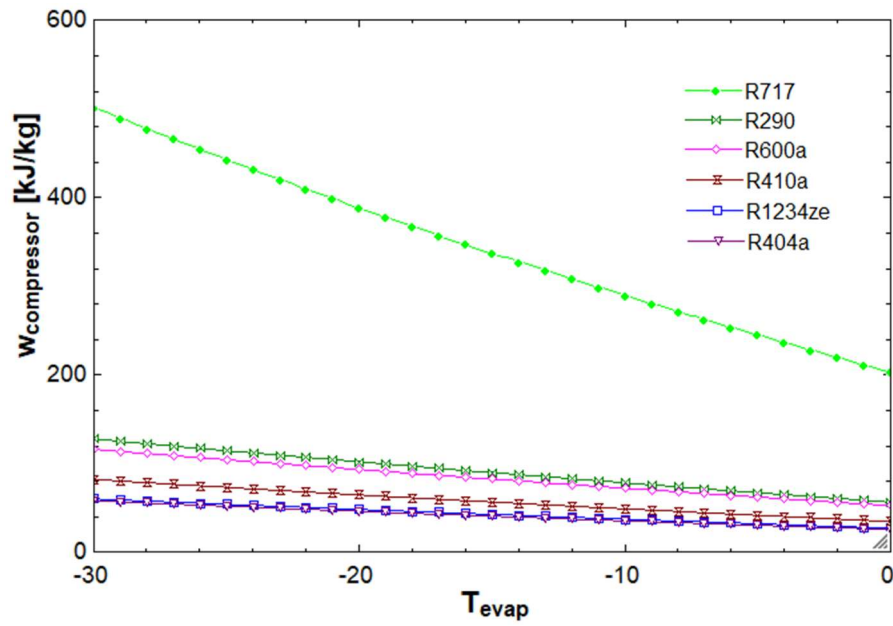


Figura H- 5 - Relação entre o trabalho específico do compressor e a temperatura de evaporação.

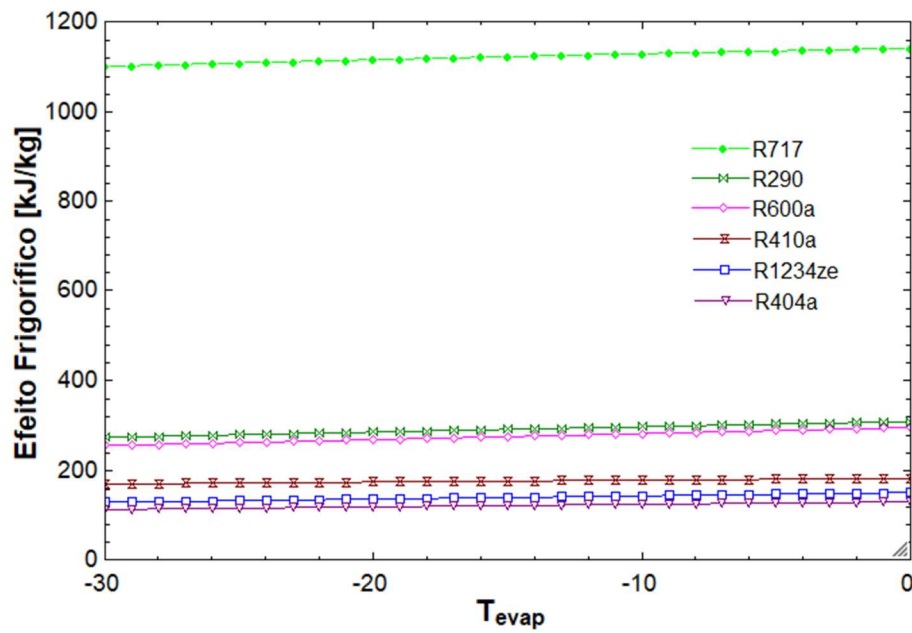


Figura H- 6 - Relação entre o efeito frigorífico e a temperatura de evaporação.

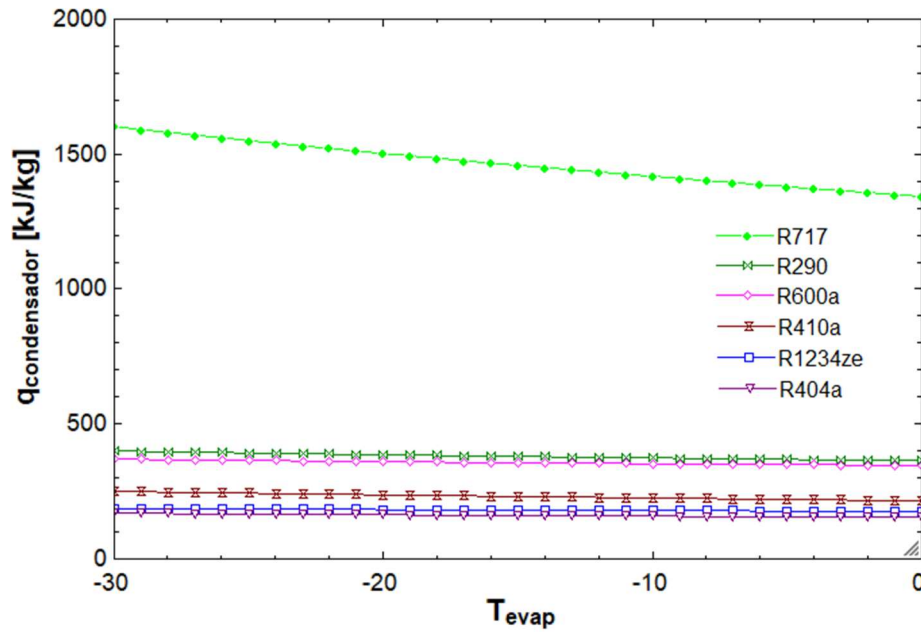


Figura H- 7 - Relação entre o calor específico rejeitado pelo condensador e a temperatura de evaporação.

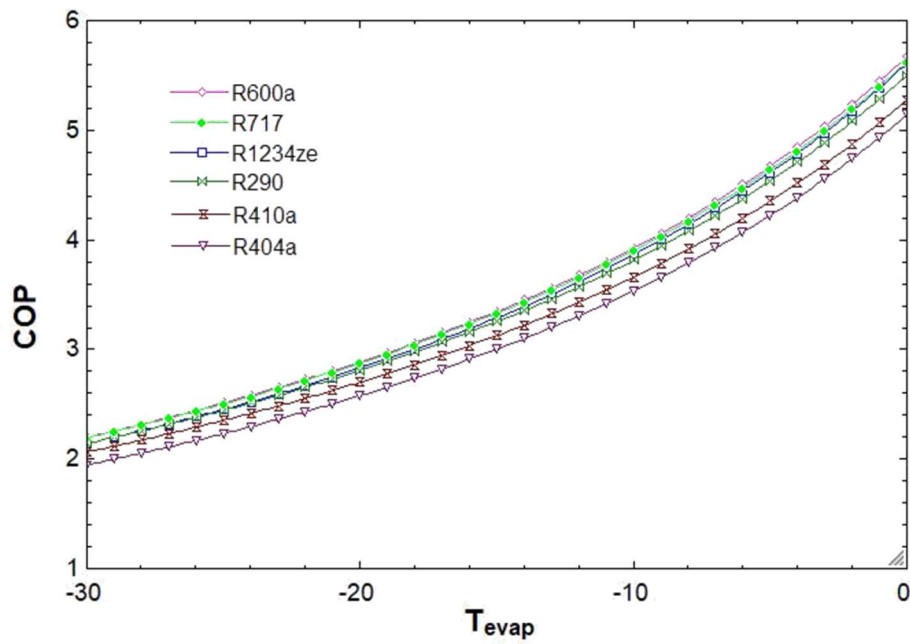


Figura H- 8 - Relação entre o COP e a temperatura de evaporação.

Os resultados das simulações no *software Genetron Properties*, podem ser observados nas tabelas H-1 a H-14.

Tabela H-1 - Pontos do diagrama P-h obtidos para a Câmara de Congelados

	Pressão [kPa]		Entalpia [kJ/kg]		
	Pontos 1 e 4	Pontos 2 e 3	Ponto 1	Ponto 2	Pontos 3 e 4
R410A	286,8	1749,3	415,3	496,5	241,1
R404A	217,3	1318,7	352,4	409,4	234,6
R455A	190,6	1277,6	388,7	459,7	236,4
R717	128,4	1069,8	1578	1792,1	461,3
R600A	49,9	372,7	522,2	637,6	259,2
R290	178	1004	548,3	675,5	265,4
R1234ze	65,7	531	367,4	427,7	233,9

Tabela H-2 - Resultados obtidos pela simulação para a Câmara de Congelados

	R410A	R404A	R455A	R717	R600A	R290	R1234ze
GWP	1924	3943	146	0	4	3	1
Caudal Mássico [kg/s]	0,026	0,038	0,030	0,005	0,017	0,016	0,034
Temperatura Descarga [°C]	86,4	56,5	71,8	87,1	52,5	63,1	53,1
Razão de Compressão	6,1	6,1	6,7	8,3	7,5	5,6	8,1
Efeito Frigorífico [kJ/kg]	174,2	117,8	152,3	950,1	263,0	282,9	133,5
Calor Condensador [kJ/kg]	255,4	174,8	223,3	1330,8	378,34	410,1	193,7
Trabalho Compressão [kJ/kg]	81,2	57,0	71,0	214,1	115,4	127,2	60,3
COP	2,2	2,1	2,2	2,5	2,3	2,2	2,2

Tabela H-3 - Pontos do diagrama P- h obtidos para a Câmara OPLS

	Pressão		Entalpia		
	Pontos 1 e 4	Pontos 2 e 3	Ponto 1	Ponto 2	Pontos 3 e 4
R410A	578,2	1189,5	367,7	390,2	228,7
R404A	764,1	1576,9	426,5	457,4	234,6
R455A	538,9	1153	405,6	433,6	230,3
R717	407,4	948,7	1614,4	1795,3	442,7
R600A	149,3	332,6	558,9	606,0	249,8
R290	454,5	909,2	580,2	631,0	254,9
R1234ze	205,6	471,9	386,7	411,1	228,6

Tabela H-4 - Resultados obtidos pela simulação para a Câmara OPLS

	R410A	R404A	R455A	R717	R600A	R290	R1234ze
GWP	3943	1924	146	0	4	3	1
Caudal Mássico [kg/s]	0,025	0,018	0,020	0,003	0,011	0,011	0,022
Temperatura Descarga [°C]	37,1	47,8	46,1	86,6	34,6	39,4	35,1
Razão de Compressão	2,1	2,1	2,1	2,3	2,2	2,0	2,3
Efeito Refrigerífico [kJ/kg]	139,0	191,9	175,3	1171,7	309,1	325,4	158,2
Calor Condensador [kJ/kg]	161,5	222,8	203,3	1352,7	356,2	376,2	159,5
Trabalho Compressão [kJ/kg]	22,5	30,9	28,0	180,9	47,0	50,8	21,7
COP	6,2	6,2	6,3	6,5	6,6	6,4	6,5