



# Estudo do Desempenho da Instalação de Frio de uma Indústria Alimentar

**CLÁUDIA SOFIA DE JESUS PINTO**

Novembro de 2018

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO**

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA

RAMO ENERGIA E BIORREFINARIA



Orientação:  
Co-Orientação:



## Agradecimentos

Gostaria de dirigir os meus sinceros agradecimentos a todos os elementos da empresa Super Bock Group, SGPS, S.A, principalmente aqueles que permitiram a minha integração no Departamento de Manutenção e que me acolheram durante o período de estágio e por todos os conhecimentos que me transmitiram.

Aos meus orientadores, Doutora Isabel Brás Pereira e Eng. Alcides Gonçalves, gostaria de agradecer todo o apoio, todo o conhecimento transmitido e toda a disponibilidade prestada durante a realização da dissertação de Mestrado.

A toda a equipa do Departamento de Manutenção e Enchimento e a todos os colaboradores da empresa Veolia, muito obrigado por me terem recebido tão bem e por estarem sempre disponíveis a ajudarem-me.

À Eduarda Melo, muito obrigada por toda a ajuda, pela disponibilidade e pela paciência que teve comigo. A todos os restantes colaboradores da Manutenção que são muitos, muito obrigada por toda a ajuda e pela boa disposição com que fomos recebidos todos os dias.

Agradeço aos meus colegas estagiários Beatriz, Margarida, Fernando, Julien, Zé e Tomé, por toda a interajuda, amizade e companhia nos intervalos do trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Química um especial agradecimento por disponibilizar a experiência de estagiar em ambiente empresarial, é sem dúvida uma experiência enriquecedora.

Um agradecimento enorme à minha família, que sempre me mostrou o melhor caminho a seguir, apoiaram-me sempre nos meus sonhos e ajudaram-me sempre em tudo o que puderam para conseguir atingi-los. Obrigada pelo vosso apoio incondicional e por me terem chamado à razão sempre que precisei.

E por último, mas não menos importante, um muito obrigado aos meus amigos que sempre me apoiaram e ajudaram durante estes últimos 5 anos, vocês são os melhores.



## Resumo

Este relatório descreve o trabalho realizado no âmbito da unidade curricular de Dissertação/Estágio do Mestrado em Engenharia Química, ramo de Energia e Biorrefinaria do Instituto Superior de Engenharia do Porto. O estágio decorreu numa empresa de Indústria Alimentar, no Departamento de Manutenção, com uma duração de 5 meses.

De modo a cumprir o objetivo principal do tema proposto “Estudo do desempenho da instalação de frio de uma Indústria Alimentar”, foi estudada toda a teoria do ciclo de refrigeração, estudou-se a instalação de frio existente, procedeu-se à identificação de equipamentos, elaborou-se o diagrama da instalação e por fim analisou-se o seu desempenho.

De modo geral verificou-se que a instalação de refrigeração não apresenta um comportamento uniforme, existindo flutuações devido às variações das condições que a instalação está sujeita, como as condições ambientais, as necessidades de “frio” para a unidade industrial e as características de funcionamento dos equipamentos.

Em relação ao seu desempenho e considerando a razão entre o calor trocado nos evaporadores e o consumo total de energia elétrica, a instalação apresenta um valor de COP (*coefficient of performance*) global superior a 3, para o período analisado. A instalação apresenta melhor desempenho quando o sistema de refrigeração produz mais frio, quando os condensadores evaporativos trabalham para velocidades superiores a 80% do valor máximo, e, conforme seria de esperar, quando a temperatura ambiente é mais baixa e a diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação do refrigerante é mais pequena. Em relação aos compressores, verificou-se que devem operar a uma carga superior a 50%, para se beneficiar de valores de COP mais elevados. Relativamente aos condensadores evaporativos verificou-se que com base nos dados recolhidos pelo sistema de controlo, o valor calculado para a quantidade de calor rejeitada é significativamente superior à soma do calor recebido nos evaporadores e do trabalho realizado. Não foi possível confirmar a origem exata do problema, através de balanços mais completos, pois o caudal de refrigerante não está a ser medido.

Em termos dos valores medidos e que o sistema de controlo usa, quer para fixar valores de *set-point*, quer para calcular outras quantidades, apontam-se como possíveis falhas: a posição do sensor de temperatura de termómetro húmido e as leituras dos

totalizadores de energia elétrica dos compressores. Considera-se que seria extremamente útil medir o caudal de refrigerante.

Após a análise do desempenho de toda a instalação e dos seus equipamentos, verificou-se que existem medidas que podem ser implementadas no sentido de facilitar a avaliação do desempenho da unidade e de melhorar a sua eficiência. Entre essas medidas estão: verificar os totalizadores dos compressores, privilegiar a sequência de arranque de compressores que permite que os mais eficientes arranquem em primeiro, ajustar a escolha dos condensadores evaporativos de acordo com a capacidade de refrigeração necessária de modo a que eles estejam a trabalhar perto da sua capacidade máxima e prevendo que alguns possam ficar em standby para quantidades de menor refrigeração, maior frequência de manutenção e limpeza dos condensadores evaporativos, mudar o sensor de termómetro húmido para um local mais adequado, adicionar contadores de energia elétrica nos restantes equipamentos e medidores de caudal para o amoníaco, para facilitar o rastreamento dos consumos e verificar os cálculos de calor rejeitado dos condensadores evaporativos.

Palavras-chave: refrigeração, desempenho, COP e eficiência.

## Abstract

This report describes the work carried out within the curricular unit of Dissertation / Internship of the Master's in Chemical Engineering, branch of Energy and Biorefinery of the Instituto Superior de Engenharia do Porto. The internship was held in a Food Industry company, in the Maintenance Department, with a duration of 5 months.

In order to fulfill the main objective of the proposed theme "Study of the performance of a Food Industry refrigeration system", the whole theory of the refrigeration cycle was studied, as well as the existing refrigeration plant. The plant diagram was drawn and finally its performance was analyzed.

In general, it was found that the refrigeration plant does not exhibit a uniform behavior, fluctuations occurring due to variations in the conditions that the installation is subject to, such as ambient conditions, "cold" needs for the industrial unit and the operating characteristics of equipment.

Regarding its performance and considering the ratio between the heat exchanged in the evaporators and the total consumption of electric energy, the system presents an overall COP (coefficient of performance) of more than 3, for the analyzed period. The system performance is better for higher rates of cooling, when the evaporative condensers work at speeds above 80% of the maximum value, and, as expected, for lower ambient temperatures and when the difference between the condensation and evaporation temperatures of the refrigerant is smaller. Regarding the compressors, it has been found that they must operate at a load of more than 50%, in order to benefit from the higher COP values. Regarding the evaporative condensers it has been found that based on the data collected by the control system, the calculated value for heat rejected is significantly higher than the sum of the heat received in the evaporators and the work done. The exact origin of the problem could not be confirmed through more complete balances because the refrigerant flow rate is not being measured.

In terms of the measured values that the control system uses, either to establish set-point values or to calculate other quantities, the following are possible faults: the position of the wet bulb temperature sensor and the electric energy totalizers of the compressors. It would be extremely useful to measure the refrigerant flow rate.

After analyzing the performance of the entire facility and its equipment, it has been found that there are measures that can be implemented to facilitate the evaluation of the performance of the unit and to improve its efficiency. These measures include: checking the compressor totalizers, prioritizing the compressor startup sequence that allows the

most efficient to start first, adjusting the choice of evaporative condensers according to the required cooling capacity so that they are working close to their maximum capacity and providing that some can stay in standby for smaller amounts of refrigeration, providing more frequent maintenance and cleaning of evaporative condensers, to change the wet bulb temperature sensor to a more suitable place, to add electric energy counters in the remaining equipment and flowmeters for the refrigerant to facilitate the tracking of the consumptions and to check the rejected heat calculations of the evaporative condensers.

Key-words: refrigeration, performance, COP and efficiency.

# Índice

Capítulo 1 - Introdução .....	1
1.1 Enquadramento .....	1
1.2 Breve Apresentação da Empresa.....	1
1.3 Tema e objetivos do estágio .....	3
1.4 Organização do relatório .....	4
Capítulo 2 - Panorama nacional do consumo de energia.....	5
2.1.1 – Caracterização Energética Nacional.....	5
2.1.2 - Eficiência Energética e a ISO 50001:2011 .....	9
Capítulo 3 – Refrigeração: conceitos gerais e equipamentos .....	11
3.1 – Perspetiva histórica.....	12
3.2 – Ciclos de Refrigeração .....	14
3.3 - Ciclo de Carnot de um gás ideal .....	15
3.4 – Ciclo de Carnot com um refrigerante real.....	16
3.5 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor .....	17
3.6 – Equipamentos do Ciclo de Compressão de Vapor .....	21
3.6.1 – Compressores .....	21
3.6.3 – Evaporadores .....	27
3.6.4 - Equipamentos de expansão .....	28
3.7 – Refrigerantes Primário e Secundário .....	29
Capítulo 4 – Descrição da instalação de frio em estudo .....	31
Capítulo 5 – Resultados e discussão de resultados.....	35
5.2 – Comportamento teórico e ótimo dos compressores de parafuso.....	36
5.3 – Análise da instalação de refrigeração.....	42
5.3.1 – COP global da instalação .....	43
5.3.2 - COP global dos compressores .....	44

5.3.3 – Verificação dos circuitos 1 e 2 .....	46
5.3.4 – Análise dos condensadores evaporativos .....	47
5.3.5 - Análise global à instalação .....	48
5.3.6 – Medidas propostas para a otimização da instalação de frio .....	52
5.4 – Elaboração do relatório semanal .....	55
6 -Conclusões e propostas para trabalhos futuros.....	59
Referências bibliográficas.....	63
Anexos .....	65
Anexo D – Tabela de dados da instalação de frio .....	65

## Índice de Figuras

Figura 1. 1 - Estrutura Acionista do Suber Bock Group, SGPS, S.A: .....	2
Figura 3. 1 - Evolução da taxa de dependência energética nacional, em %, de 2012 a 2016. [10].....	6
Figura 3. 2 - Evolução do consumo de energia primária em Portugal de 2012 a 2016. [10] .....	6
Figura 3. 3 - Distribuição relativa da energia elétrica produzida em Portugal em 2016, a partir de fontes de energia renováveis. [10] .....	7
Figura 3. 4- Evolução da potência instalada (MW) de energia eólica em Portugal, de 2012 a 2016. [10].....	8
Figura 3. 5- Evolução da produção de Energia Elétrica (GWh) a partir da Energia Eólica em Portugal, de 2012 a 2016. [10].....	8
Figura 3. 6 - Imagem do diagrama P-V e T-S do ciclo de Carnot ideal.....	15
Figura 3. 7- Diagrama de Mollier (P vs H) do ciclo de Carnot.....	16
Figura 3. 8- Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (à esquerda) e diagrama P-h do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (à direita). .....	17
Figura 3. 9 - Ciclo de refrigeração real e respetivo diagrama de Mollier.....	19
Figura 3. 10-Fotografia de um compressor de parafuso utilizado na instalação de Leça do Balio do SBG. ....	24
Figura 3. 11-Fotografia de um condensador evaporativo da instalação da SBG e um esquema do mesmo. ....	25
Figura 3. 12 - Fotografia de um separador de líquido e respetivos permutadores de placas acoplados da instalação do SBG. ....	27
Figura 4. 1 - Diagrama esquemático da instalação de frio realizada no programa VISIO. ....	34
Figura 5. 1 – Capacidade de Refrigeração (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C.....	38

Figura 5. 2 - Trabalho (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C. ....	38
Figura 5. 3 - Coeficiente de Performance (COP) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C.....	39
Figura 5. 4 - Capacidade de Refrigeração (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP5 e CP6, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de 3°C. ....	40
Figura 5. 5 - Coeficiente de Performance (COP) do compressor de parafuso Grasso, CP5 e CP6, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de 3°C. ....	41
Figura 5. 6 - Variação do COP global da instalação em função do frio consumido (kW), para os diferentes dias de análise da instalação.....	44
Figura 5. 7 - Variação do COP obtido com base no trabalho dos compressores em função do frio consumido (kW), para os 17 dias estudados. ....	45
Figura 5. 8 - Comparação da capacidade de refrigeração dos compressores do circuito 1 com o frio consumido pelos consumidores do circuito 1.....	46
Figura 5. 9 - Comparação da capacidade de refrigeração dos compressores do circuito 2 com o frio consumido pelos consumidores do circuito 2.....	47
Figura 5. 10 – Relação entre o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos (kW) em função da velocidade dos mesmos (%). ....	48
Figura 5. 11 - Comparação do calor rejeitado pelos condensadores evaporativos e da soma do frio consumido pelos consumidores (calor trocada nos evaporadores com o trabalho dos compressores.....	49
Figura 5. 12 - Razão entre $[Q_e+W_{comp}]$ e $Q_c$ em função do frio consumido ( $Q_e$ ). ....	50
Figura 5. 15 - Evolução do consumo de energia elétrica do ano 2018, comparando o valor estimado com o real. ....	56
Figura 5. 13 - Evolução do Kpi da instalação de frio para os anos de 2016, 2017 e 2018 ao longo das 52 semanas de cada ano.....	56

## Índice de Tabelas

Tabela D. 1 -Excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio. ....	65
Tabela D. 2 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio. ....	66
Tabela D. 3 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio. ....	67
Tabela D. 4 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio. ....	68



## Nomenclatura

### Lista de Abreviaturas

Atan - arcotangente

CE – condensadores evaporativos

CFCs – clorofluorcarbonetos

COP – Coeficiente de desempenho (*Coefficient of performance*)

CP – compressor de parafuso

CUFP - Companhia União Fabril Portuense

EV – evaporadores

PT1B – transformador de potência de baixa tensão

RH – humidade relativa (%)

SBG – Super Bock Group

SL – separador de líquido

VMPS – Grupo Vidago, Melgaço e Pedras Salgadas

### Símbolos

$\dot{m}_{\text{água glicolada}}$  – caudal mássico da água glicolada (kg/s)

$\dot{m}_R$  - Caudal mássico do refrigerante (kg/s)

$\Delta h_{CP}$  – Variação de entalpia do refrigerante no compressor (kJ/kg)

$\Delta h_{EvCond}$  – Variação de entalpia do refrigerante entre o evaporador e o condensador (kJ/kg)

$\Delta T_{EvCond}$  – Variação da temperatura entre o evaporador e o condensador (°C)

$c_P$  - calor específico do refrigerante (kJ/kg°C)

$c_{p \text{ água glicolada}}$  – calor específico da água glicolada (kJ/kg°C)

$P_{\text{cond}}$  – pressão de condensação (barg)

$P_{\text{csp}}$  – pressão de set-point (barg)

Q - Calor transferido (kW)

$Q_e$  - calor absorvido na região de baixa temperatura, neste caso no evaporador (kW)

$T_0$  - temperatura da fonte fria (°C)

$T_c$  - temperatura da fonte quente (°C)

$T_{\text{cond}}$  – temperatura de condensação (°C)

$T_{\text{db}}$  – temperatura do ar ambiente (°C)

$T_{\text{wb}}$  – Temperatura de bolbo húmido (°C)



# Capítulo 1 - Introdução

## 1.1 Enquadramento

Este relatório descreve as atividades desenvolvidas no estágio realizado no âmbito da unidade curricular de Dissertação/Estágio do Mestrado em Engenharia Química, ramo de Energia e Biorrefinaria do Instituto Superior de Engenharia do Porto, para a finalização do mesmo.

O estágio decorreu no Super Bock Group, SGPS, S.A., no centro produtivo situado em Leça do Balio, e especificamente no Departamento da Manutenção. O estágio teve a duração de 5 meses (entre 12 de fevereiro a 13 de julho de 2018), com o horário das 9h às 18h às segundas, terças e quintas-feiras e das 9h às 17h às quartas e sextas-feiras.

## 1.2 Breve Apresentação da Empresa

O Super Bock Group, SGPS, S.A. (SBG), anteriormente designado Unicer - Bebidas de Portugal, SGPS, SA, é a maior empresa portuguesa de bebidas refrescantes, com uma estratégia multimarca e multimercado, cuja atividade principal assenta nos negócios das cervejas e das águas engarrafadas, estando ainda presente nos setores dos refrigerantes, sidras e vinhos, na produção e comercialização de malte e no turismo, detendo dois ativos de referência de Trás-os-Montes: os Parques Lúdico-Termiais de Vidago e Pedras Salgadas [1].

A sede do SBG situa-se em Leça do Balio, onde está um dos seus maiores centros produtivos, tendo ainda mais 7, em Melgaço, Pedras Salgadas, Caramulo, Castelo de Vide, Envendos, Póvoa de Lanhoso e Palmela, existindo ainda centros de venda, assistência técnica, turismo noutras localidades de Portugal. Para além de Portugal, o SBG, encontra-se em cerca de 50 países por todo o mundo [2].

O Super Bock Group é um grupo de capital maioritariamente português, detido em 56% pelo Grupo Viacer (71,5% Violas e 28,5% Arsopi) e em 44% pelo grupo Carlsberg [1].

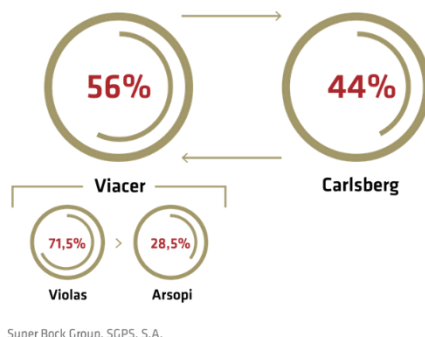


Figura 1. 1 - Estrutura Acionista do Super Bock Group, SGPS, S.A:

As origens do grupo remontam aos inícios da industrialização do setor de bebidas, na segunda metade do século XIX. A 7 de março de 1890 é constituída a Companhia União Fabril Portuense das Fábricas de Cerveja e Bebidas Refrigerantes (CUFP), com fábricas na Rua do Melo e na Rua da Piedade.

A marca Super Bock expandiu a sua popularidade, com a participação em importantes eventos como o emblemático festival de Verão Super Bock Super Rock, cuja primeira edição decorreu em 1995, na Expo 98, com as marcas Super Bock e Vitalis como patrocinadores oficiais do evento e a campanha “Super Bock/Cerveja Oficial do Ano 2000”, lançada em 1999.

Na primeira década do século XXI, a empresa passa a designar-se Unicer – Bebidas de Portugal, SGPS, S.A., ao adquirir o grupo Vidago, Melgaço e Pedras Salgadas (VMPS) e a Caféira.

Em 2012 iniciou-se o projeto de reconversão e modernização, em Leça do Balio, nas áreas de produção e enchimento, passando a capacidade desta unidade para 450 milhões de litros, e concentrando agora toda a produção de cerveja da empresa em Leça do Balio.

A 7 de março de 2015, a Empresa celebrou 125 anos com a presença do presidente da República, Aníbal Cavaco Silva, que presidiu à cerimónia oficial e visitou o novo complexo industrial, que representou, um dos maiores investimentos da sua história, superior a 100 milhões de euros. Ainda em outubro desse ano foi inaugurada a Super Bock Casa da Cerveja.

No dia 10 de novembro de 2017, a Unicer anunciou que a empresa teria uma nova identidade, passando assim a ser designada de Super Bock Group, numa cerimónia presidida pelo presidente da República, Marcelo Rebelo de Sousa. A nova designação pretende simbolizar as suas qualificadas cervejas e dar continuidade à sua estratégia de crescimento em Portugal assim como fortalecer a expansão internacional através da sua principal marca, a Super Bock, presente em mais de 50 países [3], [4].

O presente estágio decorreu no Departamento da Manutenção, e em concreto na área das Utilidades. Esta é uma área muito vasta, que engloba uma grande diversidade de utilidades e processos, como a água, cogeração, ar comprimido, sistema de refrigeração, entre outras.

### 1.3 Tema e objetivos do estágio

O estágio teve como tema “Estudo do desempenho da instalação de frio da Super Bock Group (SBG)”, com o objetivo principal de identificação de oportunidades de melhorias e implementação destas. Para a concretização deste objetivo, foi necessário estudar a instalação de frio existente, proceder à identificação de equipamentos, elaborar o diagrama da instalação e fazer a análise do seu desempenho.

O setor industrial constitui um dos setores com maiores consumos energéticos e com forte dependência de recursos energéticos não renováveis. O consumo energético do setor da indústria representa cerca de 30% do consumo final da energia do país. Com o consumo e os custos a crescer e o aumento do impacto ambiental da energia, é cada vez mais importante a eficiência energética, como tal é essencial otimizar os processos industriais de modo a minimizar os custos e assim torná-los mais eficientes [5].

Em relação ao panorama energético, a refrigeração apresenta uma grande influência no consumo e nos custos energéticos, elevando assim a importância de encontrar equipamentos mais económicos e mais eficientes.

A instalação de frio do centro produtivo de Leça do Balio do SBG representa cerca de 23% do consumo energético da unidade fabril, sendo assim pertinente tentar otimizar o seu funcionamento com vista à redução do seu consumo.

## 1.4 Organização do relatório

O relatório apresenta-se dividido em 5 capítulos. No capítulo 1 encontra-se uma breve introdução ao estágio realizado, com a indicação do seu enquadramento, breve apresentação da empresa, tema e objetivos do estágio. O capítulo 2 retrata o conceito de energia e de eficiência energética e a caracterização energética de Portugal e no capítulo 3 encontram-se os conceitos gerais e a descrição dos equipamentos principais usados na instalação de refrigeração, assim como os conceitos teóricos do ciclo de Carnot. No capítulo 4 é efetuada a descrição da instalação de frio. Por fim no capítulo 5, encontram-se os resultados e discussão de resultados da instalação estudada, desde o estudo do comportamento teórico dos compressores e dos condensadores evaporativos, o estudo da instalação através da observação de dados fornecidos pelo programa de controlo WincC e por fim tratamento de dados com a finalidade de obter o KPI e a energia elétrica consumida estimada, para realização de um relatório semanal da instalação de frio, no capítulo 6 as conclusões tiradas desta dissertação e propostas para trabalhos futuros.

## Capítulo 2 - Panorama nacional do consumo de energia

A energia existe na Natureza em diferentes formas e, para ser utilizada, necessita de ser transformada.

A energia elétrica é sem dúvida uma das formas de energia mais utilizada, podendo ser obtida a partir de diferentes fontes. É importante conhecer a origem da energia elétrica, de modo a que se possa recorrer à sua utilização de uma forma cada vez mais consciente e responsável defendendo o ambiente e a sustentabilidade do planeta, e permitindo, simultaneamente, poupar ao final do mês na fatura de eletricidade.

A eletricidade em Portugal é produzida, em maioria, a partir de fontes renováveis (eólica, hídrica, solar, biomassa, etc) e por centrais termoelétricas, que utilizam fontes convencionais como: o carvão, gás natural e o fuelóleo.

Devido aos elevados consumos de energia elétrica, a importância de otimizar e poupar a mesma tem vindo a crescer, aparecendo assim o conceito de eficiência energética.

### 2.1.1 – Caracterização Energética Nacional

Portugal é um país com escassos recursos energéticos fósseis endógenos, nomeadamente aqueles que asseguram a generalidade das necessidades energéticas da maioria dos países desenvolvidos (como o petróleo, o carvão e o gás natural).

A escassez de recursos fósseis conduz a uma elevada dependência energética do exterior (75% em 2016), nomeadamente das importações de fontes primárias de origem fóssil, o que reforça a importância de aumentar a contribuição das energias renováveis: hídrica, eólica, geotérmica, biomassa. A taxa de dependência energética tem vindo globalmente a decrescer desde 2012, tendo, contudo, registado uma subida em 2015. Na figura 3.1 é possível observar a evolução da taxa de dependência energética em Portugal de 2012 a 2016 [6].

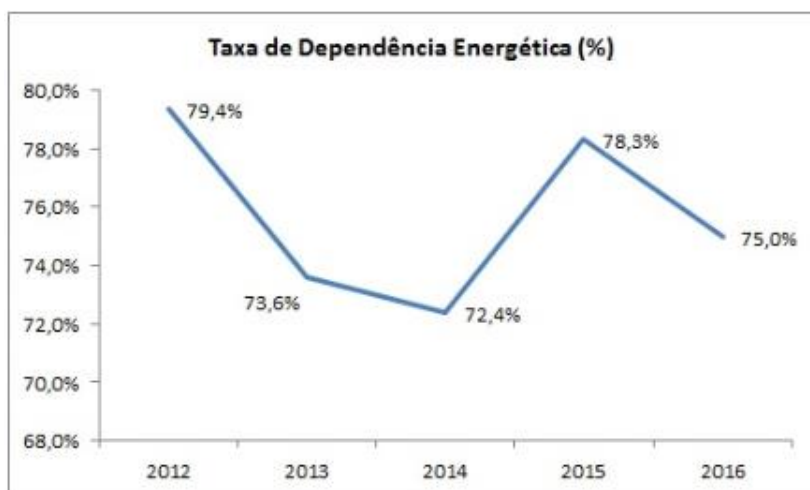


Figura 3. 1 - Evolução da taxa de dependência energética nacional, em %, de 2012 a 2016. [10]

A figura 3.2 mostra a evolução do consumo de Energia Primária em Portugal, no período 2012-2016.

Entende-se como Energia Primária, a forma de energia disponível na natureza antes de ser convertida ou transformada.

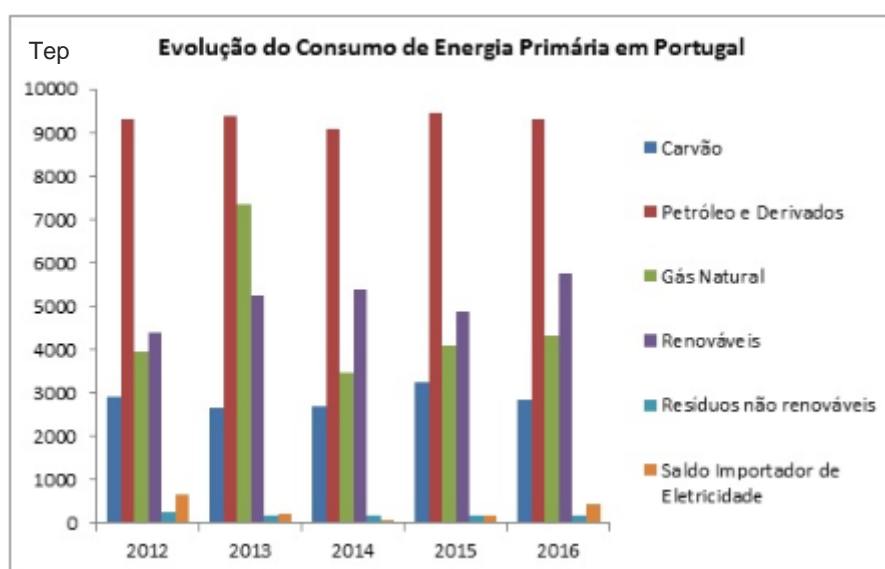


Figura 3. 2 - Evolução do consumo de energia primária em Portugal de 2012 a 2016. [10]

Em termos relativos, o petróleo (e derivados) não apresenta variações significativas ao longo dos anos, mas mantém um papel essencial na estrutura de abastecimento, representando 42,8% do consumo total de energia primária em 2016.

O gás natural em 2016 teve um peso de 19,8% no consumo total de energia primária, apresentando um ligeiro aumento relativamente aos anos anteriores.

O consumo de carvão representou, em 2016, 13% do total do consumo de energia primária. Prevê-se uma redução da contribuição do carvão na produção de eletricidade,

devido ao seu impacto nas emissões de CO<sub>2</sub>. Nos dois últimos anos (2016 e 2017) não se observou diminuição em consequência da redução do preço desta fonte de energia nos mercados internacionais bem como do preço baixo das licenças de CO<sub>2</sub>.

Em 2016 o contributo das energias renováveis no consumo total de energia primária foi de 26,3%, sendo o valor mais elevado dos últimos 4 anos, algo bastante positivo, pois com o aumento do consumo de energias renováveis, ocorre a diminuição do consumo de energias fósseis endógenos.

O saldo importador de energia, consiste na importação de energia, e pode-se verificar que nos últimos 3 anos houve um aumento desse saldo o que indica que estamos a importar mais energia, pois não estamos a conseguir produzir energia suficiente para os nossos consumos.

Face aos escassos recursos energéticos fósseis endógenos, a produção doméstica de energia depende totalmente do recurso às energias renováveis. Atingiu-se em 2016, 13.388 MW de potência instalada sendo 6.838 MW em energia hídrica, 742 MW em biomassa, 5.313 MW em energia eólica, 29 MW em energia geotérmica e 467 MW em energia fotovoltaica. Em 2016 foram produzidos 33.448 GWh de energia elétrica a partir de fontes de energia renováveis.

Na figura 3.3 é possível observar a distribuição relativa da energia elétrica produzida em 2016 a partir das diferentes fontes de energia renováveis, em Portugal.

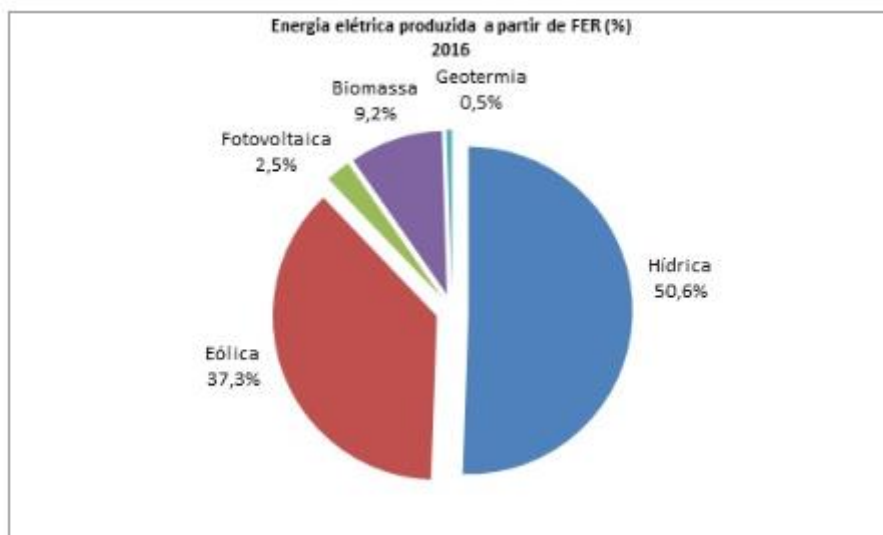


Figura 3. 3 - Distribuição relativa da energia elétrica produzida em Portugal em 2016, a partir de fontes de energia renováveis. [10]

Analisando o gráfico da figura 3.3, é possível verificar que a energia hídrica é aquela que mais contribui para a produção de energia elétrica com 50,6% da energia total produzida. Contudo de 2012 a 2016 a energia eólica registou uma subida ao nível de

potência instalada assim como de energia elétrica produzida, como pode ser verificado nas figuras 3.4 e 3.5.

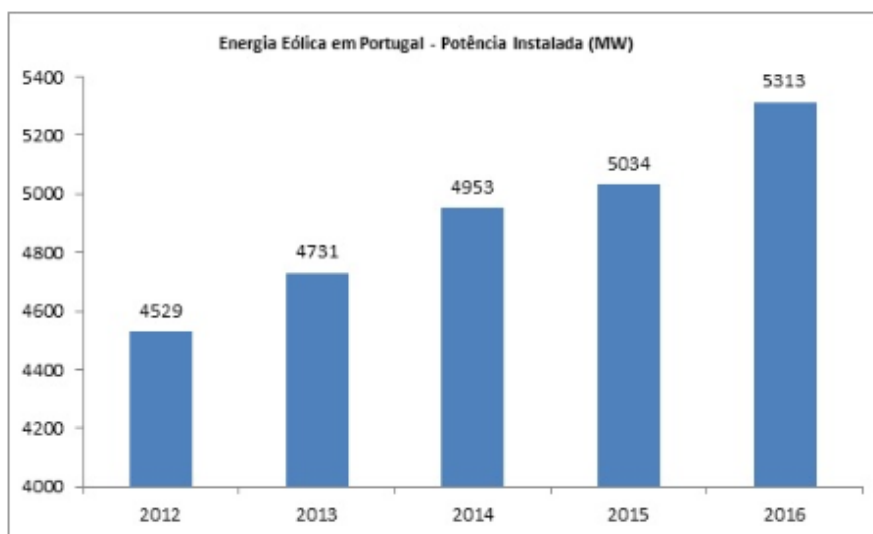


Figura 3. 5- Evolução da potência instalada (MW) de energia eólica em Portugal, de 2012 a 2016. [10]

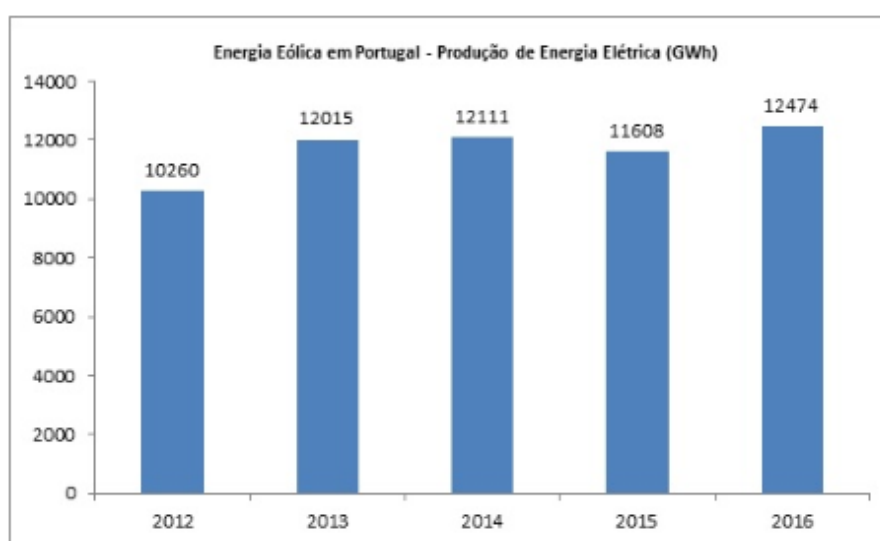


Figura 3. 4- Evolução da produção de Energia Elétrica (GWh) a partir da Energia Eólica em Portugal, de 2012 a 2016. [10]

O consumo de energia elétrica final, em 2016, atingiu o valor de 15.291 quilo toneladas equivalentes de petróleo (ktep) tendo-se verificado uma redução de 0,4% face a 2015. Registou-se uma diminuição do consumo de petróleo de 1,9% e de 1,0% no gás natural e um aumento de 1,2% na eletricidade. O consumo de produtos petrolíferos representou 48,2% em 2016.

Em 2016, o peso dos principais setores de atividade económica, relativamente ao consumo final de energia, foi de 30,5% na Indústria, 36,9% nos Transportes, 17,1% no Doméstico, 12,7% nos Serviços e 2,8% na Agricultura e Pescas [6].

### 2.1.2 - Eficiência Energética e a ISO 50001:2011

De acordo com a Norma ISO 50001:2011, eficiência energética é definida como: “rácio ou relação quantitativa entre um desempenho, serviço, bem ou energia e um consumo de energia”, tendo como exemplo: “Eficiência de uma conversão; relação energia necessária/energia utilizada; relação entre o resultado/energia consumida; relação entre a energia teoricamente necessária à operação/energia consumida na operação.”

A Norma ISO 50001:2011 especifica requisitos para Sistema de Gestão de Energia (SGE), sobre os quais uma organização pode desenvolver e implementar uma política energética e estabelecer objetivos, metas e planos de ação que tenham em conta as exigências legais e informações relacionadas com o uso significativo de energia. O SGE permite tomar medidas necessárias para melhorar o desempenho energético e demonstrar a conformidade do sistema.

De modo a combater os problemas energéticos da economia portuguesa, como a intensidade energética elevada, a intensidade carbónica elevada e a forte dependência da importação de energia primária, foi necessário criar e promover medidas para realçar a importância da eficiência energética, sendo criado o Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética PNAEE em maio de 2008.

No âmbito do PNAEE, foram definidos 12 programas abrangendo vários setores de atividade para atuar nas várias vertentes da eficiência energética. O programa 7 é referente ao Sistema de Eficiência Energética na Indústria, e o Sistema de Gestão de Consumos Intensivos de Energia (SGCIE) é criado com o objetivo de promover a eficiência energética e monitorizar os consumos energéticos de instalações consumidoras intensivas de energia (CIE). As instalações CIE definidas como as que têm um consumo anual de energia superior a 500 toneladas equivalentes de petróleo (tep), realizam periodicamente auditorias energéticas que incidem sobre as condições de utilização de energia e promovem o aumento da eficiência energética, incluindo a utilização de fontes de energia renováveis.

Para facilitar a análise do desempenho das unidades industriais sob o ponto de vista energético e ambiental, ou de sustentabilidade, é habitual trabalhar com indicadores que interrelacionam quantidades como: consumos de energia, produção, emissões, etc. Entre estes indicadores podem referir-se a título de exemplo: “intensidade energética” (IE) é definida como a relação entre o consumo total de energia (tep) e o valor acrescentado bruto – VAB (€), o consumo específico de energia (CEE), que representa a relação entre o consumo total de energia e a produção total (tep) e a

produção, a intensidade carbónica (IC), que é estimada com base na relação entre as emissões GEE (kg CO<sub>2</sub>) e o consumo total de energia (tep) [7].

De acordo com os dados energéticos fornecidos pelo SBG, verifica-se que a instalação de refrigeração desta unidade apresenta consumos energéticos superiores a 1000 tep/ano, sendo considerada assim uma instalação consumidora intensiva de energia (CIE) de acordo com o SGCIE. Por essa razão, tem metas a cumprir para reduzir os seus consumos de energia. Em concreto, num período de 6 anos em 6 anos a instalação terá de apresentar uma melhoria dos seus indicadores do Plano de Racionalização Energética, fixada em 6% no caso da Intensidade energética (IE) e do Consumo Específico de Energia (CEE), e manter os valores históricos da Intensidade Carbónica (IC). O não cumprimento das metas estabelecidas poderá levar a penalidades [10, 11].

O estudo proposto para este estágio enquadra-se nesta estratégia, uma vez que o sistema de refrigeração da unidade produtiva de Leça do Balio representa uma parcela muito importante do consumo total da unidade. De acordo com dados adquiridos a instalação de frio consumiu 23,6% da energia elétrica total da unidade produtiva em 2016 e 21,7% em 2017, apresentando assim uma descida de 1,9%, e sendo ainda possível de diminuir o seu consumo.

## Capítulo 3 – Refrigeração: conceitos gerais e equipamentos

A refrigeração define-se como qualquer processo de remoção de calor, com o objetivo de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do meio circundante [8].

Existem várias formas de remover calor, algumas apenas com interesse histórico. Através de alguns métodos mais antigos, a redução de temperatura pode ser conseguida pela rápida expansão de gases sob pressões reduzidas. Outras formas de redução da temperatura podem ser realizadas através da diluição de certos sais como, o nitrato de sódio, o tiosulfato de sódio ou sulfito de sódio em água.

Existem dois métodos comuns de refrigeração, os de forma natural e os de forma mecânica. Desde os tempos antigos até à atualidade que é utilizado gelo para refrigerar, tratando-se assim dum método de refrigeração natural. Neste método a circulação forçada de ar passa na vizinhança dos blocos de gelo, e a parte do calor do ar circulante é transferido para o gelo, dando-se assim o arrefecimento.

Na refrigeração mecânica, utiliza-se um refrigerante, ou seja, é utilizada uma substância capaz de transferir calor absorvido a baixa pressão e temperatura para um agente de condensação. O refrigerante encontra-se a temperatura e pressão mais elevadas. Por meio de expansão, compressão e arrefecimento, o refrigerante retira calor a partir de uma substância e transfere-a para o meio a arrefecer [9].

Este processo de modo geral consiste em arrefecer um determinado ambiente de forma controlada, de modo a viabilizar processos, processar e conservar produtos (refrigeração comercial e industrial) ou efetuar climatização. Em âmbito industrial, a refrigeração é efetuada através de equipamentos como permutadores de calor de placas, compressores, condensadores evaporativos, entre outros.

As instalações de refrigeração industrial e refrigeração de processo são amplamente utilizadas para diferentes tipos de indústrias e aplicações como, por exemplo, instalações de armazenamento de frio, remoção de calor de processos industriais como a produção química, indústrias vinícolas, cervejeiras, alimentares, plásticos e fábricas de embalagens entre outros [10].

Normalmente, os sistemas de refrigeração são grandes consumidores de energia elétrica e os setores em que o consumo é mais significativo são a indústria alimentar, a de bebidas e de produtos químicos. Por isso, os consumos energéticos representam uma proporção significativa dos custos totais do consumo de energia gasta pela empresa.

Por isso mesmo, é necessário um procedimento para análises energéticas e exergéticas dos sistemas de refrigeração. Estes procedimentos devem incluir projetos de otimização de sistemas, aplicações de técnicas para refrigeração ótima, técnicas para a medição e avaliação do desempenho dos componentes e metodologias para a utilização dos dados para conceber um sistema de refrigeração eficiente e eficaz e/ou para melhorar os sistemas de refrigeração existentes [9].

### 3.1 – Perspetiva histórica

As primeiras tentativas de produzir refrigeração mecânica dependeram dos efeitos de arrefecimento da evaporação de água. Em 1755 William Cullen obteve temperaturas suficientemente baixas para a produção de gelo. Ele conseguiu este feito, reduzindo a pressão da água num recipiente fechado com uma bomba de ar. Desde Cullen, muitos cientistas e engenheiros criaram inúmeras invenções para clarificarem os princípios fundamentais da refrigeração mecânica.

Em 1834, Jacob Perkins construiu e patenteou uma máquina de compressão de vapor com um compressor, um condensador, um evaporador e uma fonte de calor entre o condensador e o evaporador, capaz de produzir uma pequena quantidade de gelo. No período de grandes progressos e descobertas que se seguiu a 1850 outros cientistas (Faraday, Thilorier e outros) propuseram novas substâncias, como o amoníaco e o dióxido de carbono, mostraram que podiam ser liquefeitas e foram consideradas mais adequadas do que a água e o éter. Os conceitos teóricos requeridos para a refrigeração mecânica foram fornecidos por Rumford e Davy, que explicaram a natureza do calor e por Kelvin, Joule e Rankine que continuaram o trabalho começado por Sadi Carnot na área da termodinâmica.

Os primeiros equipamentos de refrigeração apareceram entre 1850 e 1880, e estes podiam ser classificados de acordo com a substância que utilizavam. Havia máquinas que usavam ar como refrigerante e por isso eram chamadas máquinas de ar comprimido ou ar frio, tendo estas um papel importante na história da refrigeração. Os equipamentos de refrigeração que usam ar frio como refrigerante podem ser divididos em dois tipos, ciclos fechados e ciclos abertos. Nos ciclos fechados, o ar é confinado na máquina a pressão mais elevada do que a pressão atmosférica. Nos ciclos abertos, o ar entra na máquina à pressão atmosférica e, quando arrefecido, é descarregado diretamente no espaço a ser refrigerado.

Na Europa, Alexander Kirk desenvolveu comercialmente uma máquina de refrigeração de ciclo fechado em 1862, e Franz Windhausen inventou uma máquina de

ciclo fechado e patenteou-a na América em 1870. Os equipamentos de refrigeração de ciclo aberto teoricamente delineados por Kelvin e Rankine no início dos anos 1850 foram inventados por um francês, Paul Giffard, em 1873 e por Joseph Coleman e James Bell na Grã-Bretanha em 1877.

Em 1860, um engenheiro francês, Ferdinand P. Edmond Carre, inventou um aparelho de absorção descontínuo de amoníaco bruto com base na afinidade química da água com o amoníaco, que produzia gelo a uma limitada escala. Apesar das suas limitações, representou um progresso significativo. O verdadeiro inventor de uma pequena máquina de absorção manual foi H.A. Fleuss, que projetou uma bomba eficaz para o equipamento de absorção descontínuo de amoníaco bruto. Uma unidade de absorção de gelo comparativamente grande foi construída em 1878 por F. Windhauser.

Um dos primeiros equipamentos de compressão a vapor foi inventado e patenteado por Alexander Twining, em 1853. Ele montou uma instalação que poderia produzir perto de uma tonelada de gelo por dia. Depois disso, outros inventores começaram a utilizar máquinas de compressão a vapor que usavam éter ou seus compostos. Em França, Ferdinand P. Edmond Carre desenvolveu e instalou uma máquina de compressão a éter, e Charles Tellier construiu uma instalação usando éter metílico como refrigerante. Na Alemanha, Carl Linde financiado por cervejeiras, instalou uma unidade de éter metílico em 1874. Pouco antes disto, Linde abriu o caminho para grandes melhorias em máquinas de refrigeração, demonstrando como a eficiência termodinâmica poderia ser calculada e aumentada. Inventores de equipamentos de compressão também experimentaram utilizar o amoníaco, o qual se tornou no refrigerante mais popular e usado por muitos anos.

A figura mais importante no desenvolvimento de equipamentos de compressão de amoníaco foi Carl Linde, que obteve uma patente em 1876 para um equipamento que foi instalado na cervejaria Trieste no ano seguinte. O uso de amoníaco nos equipamentos de refrigeração por compressão levou a um grande avanço e além da sua vantagem termodinâmica, as pressões necessárias eram fáceis de produzir, e as máquinas usadas podiam ser de pequeno tamanho. Em 1866, T.S.C. Lowe, um americano, desenvolveu um equipamento de refrigeração que usava dióxido de carbono. As máquinas de refrigeração por compressão a dióxido de carbono tornaram-se importantes, por se tratar de um gás inofensivo. Entre 1880 e 1890 as instalações de compressão de amoníaco tornaram-se mais comuns. Por volta de 1890 a refrigeração mecânica provou ser prática e económica para a indústria alimentar.

Após 1890 houve um progresso técnico constante no campo da refrigeração mecânica. Muitas melhorias foram realizadas em diversos países, nos projetos e construções de unidades de refrigeração, bem como os seus componentes básicos, compressores, condensadores e evaporadores [9].

Na década de 1930, um dos desenvolvimentos mais excepcionais na refrigeração foi a descoberta por Midgely and Hene de um refrigerante da família dos clorofluorcarbonetos, não tóxico e não inflamável chamado Fréon. Nos últimos anos, têm-se vindo a desenvolver novos refrigerantes por fabricantes químicos de modo a substituir os CFCs, que se provou contribuírem muito para a destruição da camada de ozono.

Em 1940, Servel introduziu uma unidade que usava água como refrigerante e brometo de lítio como solução absorvente. A capacidade dessas unidades variava entre 52 e 123 kW. Apenas em 1945, Carrier introduziu os primeiros grandes refrigerantes comerciais de absorção por brometo de lítio. Estas unidades foram desenvolvidas para terem uma capacidade de 352 a 2460 kW, usando vapor a baixa pressão como fonte de calor [11].

### 3.2 – Ciclos de Refrigeração

Um ciclo de refrigeração consiste num ciclo termodinâmico em que um refrigerante é usado para transferir o calor. Inicialmente, o refrigerante absorve calor porque a sua temperatura é mais baixa do que a temperatura da fonte de calor. Ao longo do ciclo, e a temperatura do refrigerante vai aumentando, sendo-lhe possível transferir calor para os dissipadores de calor, que se encontram forçosamente a uma temperatura inferior [9].

Um sistema de refrigeração é uma combinação de componentes e equipamentos ligados sequencialmente de modo a produzirem o efeito de refrigeração [11]. Os principais sistemas e ciclos de refrigeração são:

- Sistema de refrigeração por compressão de vapor
- Sistema de refrigeração por absorção
- Sistema de refrigeração padrão de ar
- Sistema de refrigeração por ejetor de vapor
- Refrigeração termoelétrica
- Refrigeração termoacústica
- Refrigeração solar

O sistema de refrigeração estudado durante o estágio foi o sistema de refrigeração por compressão de vapor, o qual será abordado nos subcapítulos seguintes com mais detalhe. Descreve-se inicialmente o ciclo de Carnot (ciclo ideal), depois o ciclo de Carnot com um refrigerante real e finalmente um ciclo real de compressão de vapor como o estudado.

### 3.3 - Ciclo de Carnot de um gás ideal

O ciclo de Carnot para um gás ideal pode ser apresentado pela figura 3.6 [12]:

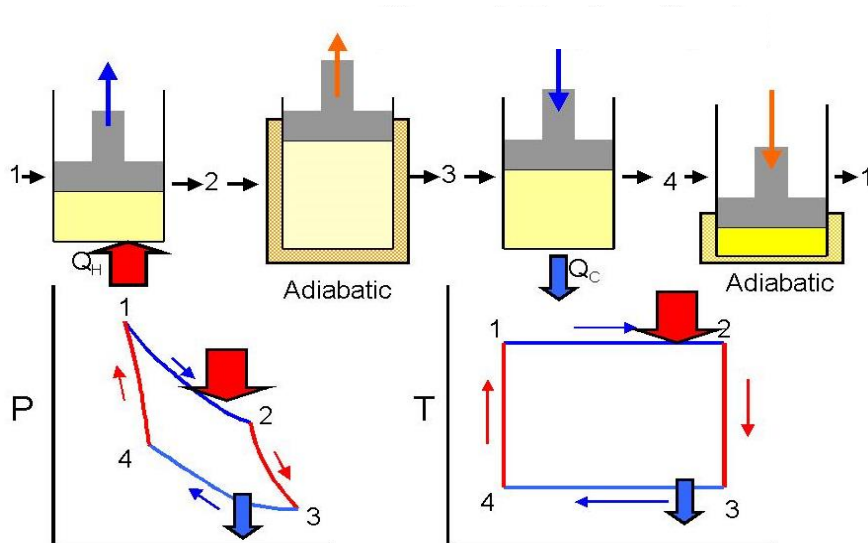


Figura 3. 6 - Imagem do diagrama P-V e T-S do ciclo de Carnot ideal.

As quatro etapas do ciclo de Carnot da figura 3.6 poderão ser descritas como:

- Etapa 1-2 - o gás é expandido isotermicamente, enquanto recebe energia  $Q_H$ , do reservatório quente à temperatura  $T_H$  por transferência de calor;
- Etapa 2-3 - o gás continua a expandir-se adiabaticamente até a temperatura descer a  $T_C$ ;
- Etapa 3-4 - o gás é comprimido isotermicamente à temperatura  $T_C$ , enquanto liberta energia  $Q_C$  do reservatório de frio por transferência de calor;
- Etapa 4-1 - o gás é comprimido adiabaticamente até à temperatura  $T_H$ .

Neste ciclo, o gás atravessa quatro processos reversíveis em que vai regressar ao seu estado inicial. Se este ciclo operar em direção contrária à dos ponteiros do relógio, dá-se-lhe o nome de ciclo de Carnot inverso, este pode encarar duas situações distintas, a de privilegiar a captação de calor de uma zona fria, tendo-se assim um refrigerador ou

então privilegia-se a remoção de calor de uma zona mais fria, transportando-o para uma região mais quente, a bomba de calor. [13].

Todos os ciclos térmicos reais devem ter como referência de comparação o ciclo de Carnot, pois este é aquele que possui o maior rendimento térmico possível e destaca-se por se tratar de um ciclo ideal (reversível) [15, 16].

### 3.4 – Ciclo de Carnot com um refrigerante real

O ciclo de Carnot é aquele com maior eficiência, de modo que a tentativa de o reproduzir é um dos objetivos da Termodinâmica aplicada. Entretanto, deve-se reconhecer que os processos de compressão ou expansão sem atrito são impossíveis, embora processos isotérmicos possam ser reproduzidos na prática. Uma maneira de obter estes últimos é a mudança de fase (evaporação ou condensação) do refrigerante a pressão constante. Na figura 3.7 apresenta-se o diagrama de Mollier do ciclo de Carnot.

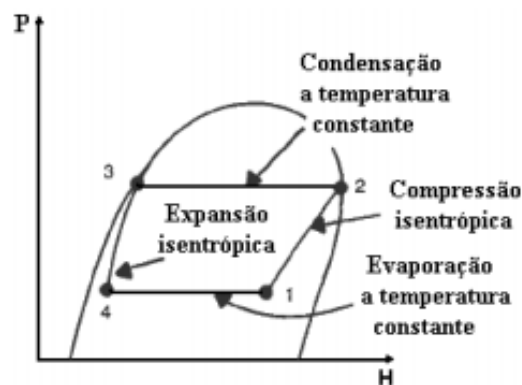


Figura 3. 7- Diagrama de Mollier (P vs H) do ciclo de Carnot.

A descrição do ciclo representado pela figura 3.7 será iniciada pelo processo 4-1, em que o refrigerante se evapora a pressão constante. O processo de mudança de fase é concluído no estado 1, em que o líquido ainda se encontra misturado com vapor. O estado 1 deve ser tal que concluído o processo de compressão, o estado em 1 é uma mistura líquido-vapor, como o estado em 2. O estado em 2 poderia, eventualmente, estar associado a um estado na região de saturação. No processo seguinte, entre os pontos 2 e 3, a pressão e a temperatura mantêm-se constantes, enquanto o refrigerante condensa. A condensação é concluída em 3, em que o refrigerante está no estado de líquido saturado. O processo de expansão isentrópico, ocorre de 3 para 4, em que o refrigerante volta ao estado 4, mistura líquido-vapor.

Porém, um ciclo real, operando como o ciclo representado na figura 3.7, desenvolveria uma série de problemas mecânicos nos processos de compressão e de expansão. Apesar dos problemas criados, o ciclo proposto seria possível de ser

produzido se fossem substituídos alguns equipamentos como por exemplo a utilização de um condensador, no processo de rejeição de calor a alta temperatura, e de um evaporador, no processo de remoção de calor do ambiente a baixa temperatura [14].

### 3.5 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo que está implementado na unidade produtiva de Leça do Balio do SBG é um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o qual será abordado neste subcapítulo.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor, consiste num ciclo termodinâmico que combina 4 fases: compressão, condensação, expansão e evaporação. O refrigerante utilizado, é o amoníaco ( $\text{NH}_3$ ), também conhecido como refrigerante R-717, e este sofre alterações na pressão, temperatura e estado físico durante todo o ciclo.

A figura 3.8 representa um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com os seus principais componentes, válvula de expansão, evaporador, compressor e condensador. Na figura 3.8 representa-se ainda o diagrama de Mollier, mais conhecido como diagrama P-h do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

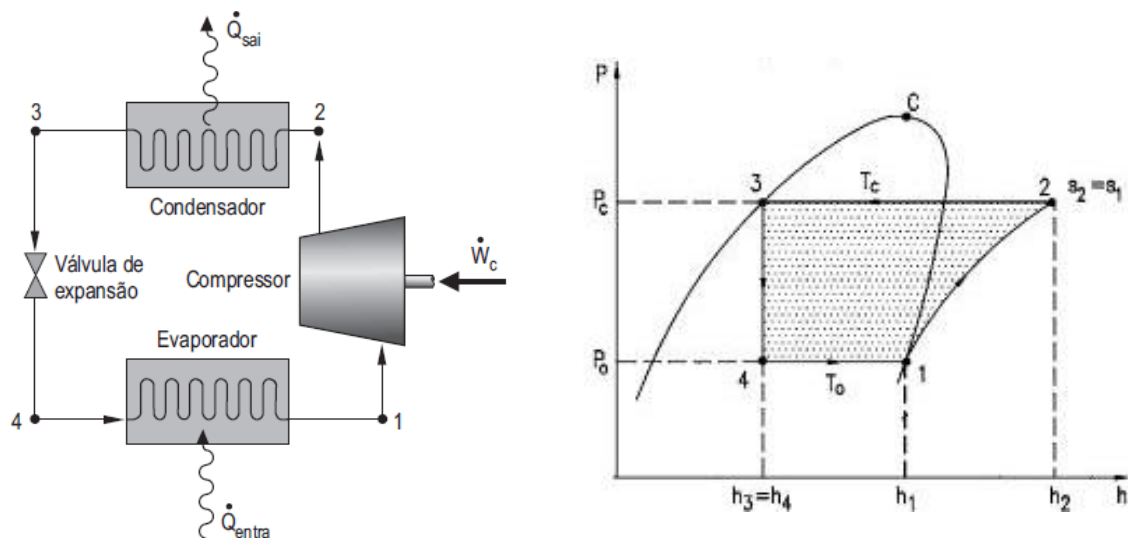


Figura 3. 8- Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (à esquerda) e diagrama P-h do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (à direita).

Analisando a figura 3.8 [16] é possível descrever os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respetivos equipamentos, e que são:

- Processo 1-2: ocorre no compressor, e é teoricamente adiabático, reversível e isentrópico. O refrigerante entra no compressor à pressão a que sai do

evaporador, e é comprimido até atingir a pressão de condensação. Ao sair do compressor, está sobreaquecido à temperatura  $T_2$ , que é superior à temperatura de condensação.

- Processo 2-3: ocorre no condensador, pela rejeição de calor do refrigerante para o meio ambiente, a pressão constante. Neste processo o fluido refrigerante é arrefecido da temperatura  $T_2$  até à temperatura de condensação,  $T_c$ . O amoníaco é condensado até se tornar líquido saturado à temperatura  $T_3=T_c$ .
- Processo 3-4: ocorre na válvula de expansão, é adiabático, irreversível e isentálpico. Neste processo a pressão do líquido diminui até à pressão de vaporização ( $P_0$ ), e a sua temperatura também diminui de  $T_3$  até à temperatura de evaporação,  $T_0=T_4$ .
- Processo 4-1: ocorre no evaporador, pela transferência de calor para o fluido de refrigeração a pressão e a temperatura constantes. O refrigerante entra como mistura líquido-vapor e sai vapor saturado seco [7, 10].

Na realidade o processo de refrigeração não segue o ciclo ideal descrito em cima, devido à queda de pressão nas linhas de descarga e de sucção do compressor), assim como no condensador e no evaporador. À saída do evaporador o refrigerante está na forma de vapor sobreaquecido, isto é, a uma temperatura mais alta do que a temperatura de saturação de baixa pressão. O refrigerante que sai do condensador é líquido subarrefecido, isto é, sai a uma temperatura mais baixa do que a de saturação a alta pressão.

Isto é possível de se verificar na figura 3.9 [17], onde está apresentado o diagrama de Mollier do ciclo real, pelos segmentos C-C' (sobreaquecimento) e A-A' (subarrefecimento). O refrigerante que deixa a válvula de expansão é uma mistura de vapor e líquido (ponto B). No diagrama de Mollier da figura 3.9, a fase de expansão é representada pelo segmento A'-B, a fase de evaporação pelo segmento B - C', a fase de compressão pela curva C -D' e a fase de condensação pelo segmento D-A'. [17].

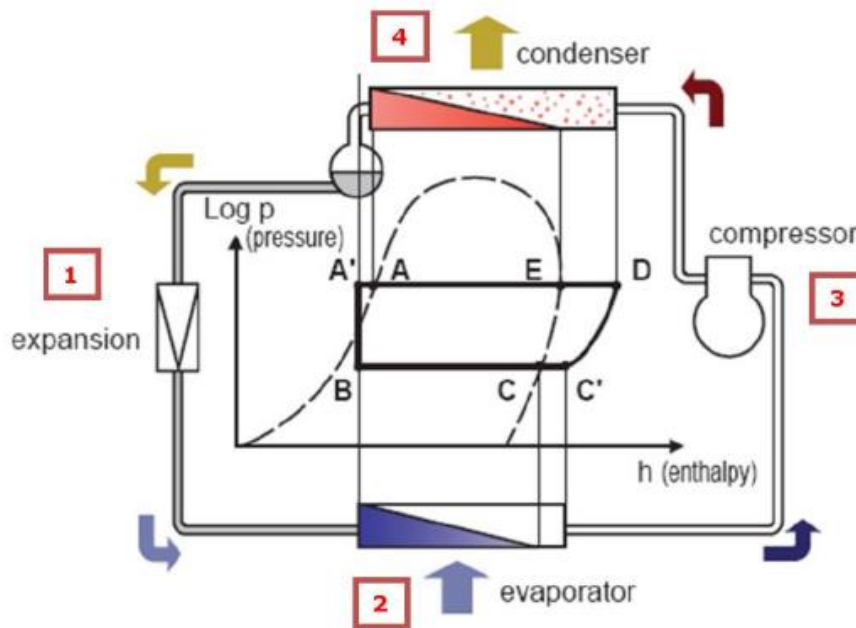


Figura 3. 9 - Ciclo de refrigeração real e respetivo diagrama de Mollier.

Os sistemas de refrigeração industriais são grandes consumidores de energia. Num sistema de refrigeração por compressão de vapor o equipamento que consome mais energia é o compressor. Portanto, perdas de eficiência podem ter um impacto significativo na viabilidade económica do equipamento e do sistema e indiretamente no impacto ambiental.

O desempenho de um ciclo de refrigeração e o seu processo de arrefecimento associado, podem ser definidos através das leis da termodinâmica. Existem duas entradas de energia principais para o ciclo de refrigeração, e estas são:

- a energia necessária para a vaporização (e sobreaquecimento) do líquido refrigerante no evaporador ( $Q_e$ , em kW)
- a energia necessária para comprimir o vapor refrigerante de baixas pressões a elevadas pressões no compressor ( $W_{comp}$ , em kW)

O calor  $Q_e$  representa o arrefecimento que é conseguido pelo sistema de refrigeração.  $W_{comp}$ , representa a entrada de energia útil para o compressor. Devido às ineficiências do motor do compressor, é necessário um pouco de mais energia elétrica. A soma das duas energias  $Q_e$  e  $W_{comp}$  designa-se por  $Q_c$  e corresponde ao calor rejeitado para o ambiente pelo condensador. O calor  $Q_c$  é dado pela primeira lei da termodinâmica [17], representada na equação (1):

$$Q_c = Q_e + W_{comp} \quad (1)$$

onde as quantidades  $Q_c$  e  $Q_e$  podem ser obtidas pela equação (2)

$$Q_i = m_R \times \Delta h_i \quad (2)$$

em que:

$Q_i$  = calor transferido no evaporador ( $Q_e$ ) ou no condensador ( $Q_c$ ) (kW)

$m_R$  = caudal mássico do refrigerante (kg/s)

$\Delta h$  = variação de entalpia do refrigerante no evaporador (para  $Q_e$ ) ou no condensador (para  $Q_c$ ) (kJ/kg)

O trabalho realizado pelo compressor pode ser obtido pela equação (3):

$$W_{comp} = m_R \times \Delta h_{comp} \quad (3)$$

em que:

$\Delta h_{comp}$  = variação de entalpia do refrigerante no compressor (kJ/kg)

Dependendo da configuração do sistema e do tipo de equipamentos, também pode ser necessária energia elétrica para acionar os ventiladores do condensador, assim como para as várias bombas e outros equipamentos. No entanto, o compressor é o equipamento com maior consumo de energia elétrica no ciclo de refrigeração.

Para determinar o desempenho do ciclo de refrigeração, o método mais utilizado é o cálculo do coeficiente de desempenho, COP (*coefficient of performance*), que representa o quociente entre o calor absorvido pelo refrigerante na região de baixa temperatura e o trabalho fornecido ao sistema. Isto é representado pela equação (4):

$$COP = \frac{Q_e}{W_{comp}} \quad (4)$$

em que:

$Q_e$  = calor absorvido na região de baixa temperatura, neste caso no evaporador (kW)

Se o ciclo de refrigeração funcionar segundo um ciclo de Carnot inverso e as fontes de calor tiverem as mesmas temperaturas das fontes de calor do refrigerador real, então:

$$COP = \frac{1}{\frac{T_c}{T_0} - 1} \quad (5)$$

em que:

$T_c$  = temperatura da fonte quente (°C)

$T_0$  = temperatura da fonte fria ( $^{\circ}\text{C}$ )

O valor de COP pode ser superior ou inferior à unidade, mas deve ser o maior possível [13].

### 3.6 – Equipamentos do Ciclo de Compressão de Vapor

Existem diversos equipamentos utilizados num sistema de refrigeração. Os equipamentos principais de um sistema de refrigeração são: compressores, condensadores, evaporadores e equipamentos de expansão, sendo ainda utilizados equipamentos auxiliares.

No ciclo de compressão de vapor, os equipamentos principais são iguais ao referidos em cima, porém existem diferentes tipos de equipamentos que poderão ser mais adequados para o tipo de sistema de refrigeração a ser usado.

#### 3.6.1 – Compressores

Um compressor de refrigeração é o coração de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Este tem duas funções num ciclo de refrigeração, a primeira é bombear o vapor refrigerante do evaporador para que a temperatura e a pressão desejadas possam ser mantidas no evaporador e a segunda função é aumentar a pressão do vapor refrigerante através do processo de compressão e simultaneamente aumentar a temperatura do vapor refrigerante [5, 6, 13].

Os compressores de refrigeração podem ser divididos em duas categorias: os compressores de deslocamento e os compressores dinâmicos. Ambos os tipos de compressores podem ser herméticos, semi-herméticos ou abertos [9].

Os compressores herméticos são usados preferencialmente para unidades projetadas para menor faixa de temperaturas necessárias em aplicações de condicionamento de ar ou refrigeração, em equipamentos pequenos, onde o custo é um fator importante e a instalação no local é preferencialmente mantida no mínimo, como combinações de motor/compressor hermeticamente selados. Nestes compressores, que estão disponíveis para pequenas capacidades, o motor e o acionamento são vedados num invólucro soldado compacto. Quase todos os compressores utilizados nos frigoríficos domésticos e aparelhos de ar condicionado são herméticos. Estes podem efetuar cerca de 1450 a 2800 rotações por minuto (rpm). Os compressores herméticos podem trabalhar por um longo tempo em sistemas de refrigeração de pequena capacidade sem qualquer necessidade de manutenção e sem vazamento de gás, mas

são sensíveis a flutuações de tensão elétrica, que podem fazer as bobinas de cobre do motor queimarem. O custo destes compressores é muito baixo [9].

Os compressores semi-herméticos são também conhecidos como compressores herméticos acessíveis. A principal vantagem que os compressores semi-herméticos têm sobre os compressores herméticos é a acessibilidade para reparação durante uma falha do compressor ou para manutenção regular. A maioria dos compressores de tamanho médio são semi-herméticos. Estes compressores são fabricados em pequenas e médias capacidades, as suas capacidades motoras podem chegar a 300 kW. Esses compressores são disponíveis para refrigerantes alternativos (por exemplo, R-134a, R-404A e R-507).

Num compressor aberto, o compressor e o motor são colocados em dois espaços separados. Um compressor aberto precisa de vedações de eixo para minimizar fugas do refrigerante. Na maioria dos casos, um ventilador fechado é usado para arrefecer os rolamentos do motor usando o ar ambiente. Um compressor aberto não precisa evaporar o refrigerante líquido para arrefecer os rolamentos herméticos do motor. Comparando com os compressores herméticos, os compressores abertos podem economizar de 2 a 4% da entrada de energia total. A maior parte dos compressores de refrigeração de grande dimensão são compressores abertos [11].

Os compressores de deslocamento são aqueles que usam o trabalho do eixo para aumentar a pressão do refrigerante, reduzindo assim o volume de compressão na câmara. Os compressores de deslocamento são: os alternativos, os rotativos e os de parafuso.

Os compressores dinâmicos, aumentam a pressão do refrigerante através da troca contínua entre um elemento mecânico rotativo e um fluido sujeito a compressão. Os principais tipos são os compressores centrífugos e os compressores turbo [9].

Os compressores usados nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor são: os compressores alternativos/pistão, rotativos e de parafuso [15], sendo estes últimos os usados na instalação de refrigeração em estudo, do SBG.

Os compressores de parafuso podem ser compressores de parafuso duplo e compressores de parafuso simples, e os mais comuns são os compressores de parafuso duplo. Os compressores de parafuso são escolhidos para capacidades acima dos 300 kW, são mais eficientes que os compressores alternativos, são de menor tamanho e apresentam um menor número de partes móveis em relação aos alternativos [9], [14].

O compressor de parafuso simples consiste num elemento cilíndrico com ranhuras helicoidais. Acompanhando o parafuso existem duas rodas dispostas transversalmente, que giram em sentidos opostos, o plano de rotação das rodas contém o eixo do parafuso. A carcaça envolve o parafuso e as duas rodas. O parafuso gira com uma certa folga no interior da carcaça composta por uma cavidade cilíndrica, que por sua vez contém duas cavidades laterais onde se alojam as rodas. O acionamento é feito pelo eixo do fuso, que aciona as rodas. O controlo da capacidade é realizado no início da compressão. O processo de compressão ocorre na parte superior e inferior do parafuso [14].

O funcionamento do compressor de parafuso duplo baseia-se no princípio em que dois parafusos helicoidais, um com quatro lóbulos (rotor macho) e outro com seis estrias (rotor fêmea), rodam em contacto um com o outro. O refrigerante (neste caso o amoníaco) é aspirado e comprimido entre os rotores e respetivos compartimentos, e ao ser comprimido percorre o espaço entre os lóbulos enquanto é transferido axialmente da sucção para a descarga.

Na sucção os rotores giram, os espaços entre os lóbulos abrem-se e aumentam de volume, o gás então é succionado através da entrada e preenche os lóbulos, quando os espaços entre os lóbulos alcançam o volume máximo, a entrada é fechada. O gás admitido na sucção fica armazenado em duas cavidades helicoidais e a câmara onde os rotores giram.

Nos compressores de parafuso, a localização da câmara de descarga é que determina quando a compressão termina. Neste processo são utilizadas duas aberturas, uma para a descarga radial na saída final da válvula de deslizamento e uma para descarga axial na parede de final de descarga. O posicionamento da descarga controla a compressão, uma vez que determina a razão entre os volumes internos. O processo de descarga é finalizado quando o espaço ocupado pelo gás é tomado pelo lóbulo do rotor macho. Este tipo de descarga apresenta uma vantagem em relação aos compressores alternativos, pois permite operar com razões de compressão mais altas, uma vez que o gás não permanece na câmara de expansão [14].

O óleo injetado veda os espaços, lubrifica os parafusos para minimizar o desgaste, evitando assim a fuga de gás e ainda ajuda na redução de barulho. A mistura refrigerante-óleo apresenta temperaturas elevadas durante o processo de compressão, podendo atingir valores excessivamente elevados, razão pela qual o óleo deve ser arrefecido. A temperatura típica do óleo antes da injeção no compressor varia entre 20 e 55°C para o amoníaco.

Existem diferentes esquemas de arrefecimento que podem ser adotados, e que podem ser resumidos em duas categorias:

1. arrefecimento do óleo por intermédio de um permutador de calor do tipo carcaça e tubos (utilizando água ou utilizando refrigerante do tanque de líquido que recolhe o refrigerante condensado ao sair do condensador evaporativo, por bombeamento ou por efeito de termossifão);
2. injeção direta do refrigerante líquido (no próprio compressor ou na linha de descarga).

Os compressores usados na SBG arrefecem o óleo por intermédio de um permutador de calor do tipo carcaça e tubos, utilizando refrigerante do tanque de líquido por efeito de termossifão.

O sistema de termossifão exige que o depósito de líquido que fica situado após os condensadores evaporativos, que recolhe o amoníaco condensado, necessita que esteja a uma elevação adequada em relação ao permutador de calor para ocorrer a circulação do refrigerante, sendo assim necessário instalações que possam enfrentar as dificuldades do espaço físico que exigem [14].

Na figura 3.10 é possível observar-se um compressor de parafuso da instalação de refrigeração em estudo, do SBG.



Figura 3. 10-Fotografia de um compressor de parafuso utilizado na instalação de Leça do Balio do SBG.

### 3.6.2 – Condensadores

Existem vários tipos de condensadores a serem considerados para uma instalação de frio, como os condensadores de arrefecimento a água, a ar, condensadores evaporativos e torres de arrefecimento. Cada tipo de condensador tem a sua própria aplicação.

Os condensadores devem ser selecionados com base na rejeição total de calor na carga máxima, temperatura e pressão de condensação do refrigerante, e caudal do refrigerante, a temperatura de projeto para a água e o ar, tempo de operação e condições climáticas.

Os condensadores utilizados na instalação do SBG são condensadores evaporativos.

Na figura 3.11, é possível observar à esquerda um exemplo de um condensador evaporativo da instalação da SBG e à direita um esquema de um condensador evaporativo da BALTIMORE Aircoil Company.

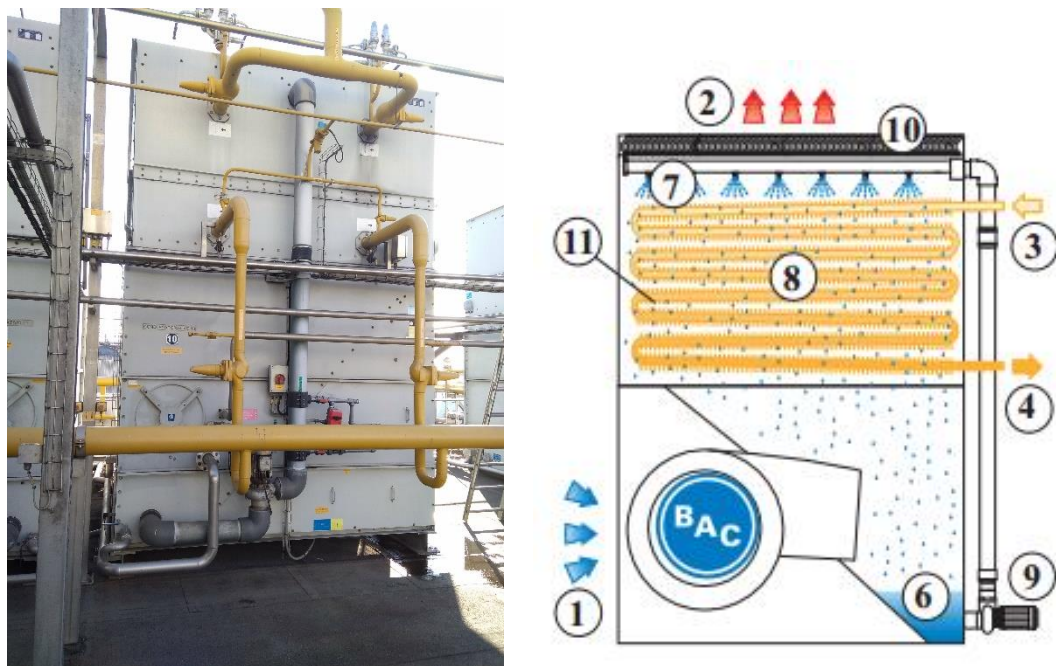


Figura 3. 11-Fotografia de um condensador evaporativo da instalação da SBG e um esquema do mesmo.

Os condensadores evaporativos (apresentados na figura 3.11) usam água e ar que circulam em contracorrente no seu interior. O fluido refrigerante circula dentro de uma serpentina, conforme se esquematiza na figura. Como se pode ver no esquema da figura 3.11, o condensador evaporativo tem bicos aspersores de água no topo, e um ou mais ventiladores que promovem a circulação do ar, em sentido ascendente. Graças à

diferença de temperatura entre o refrigerante e o exterior, o calor é transferido através da serpentina para a água que está a cair em cascata sobre a mesma e para o ar. O ar que circula em contracorrente permite a evaporação de uma percentagem dessa água, absorvendo o calor latente da vaporização e rejeitando-o para a atmosfera. O refrigerante condensado é escoado para o depósito de líquido, e daí é posteriormente enviado para os separadores de líquido conforme o necessário. A restante água cai num reservatório para depois ser recirculada por uma bomba. O consumo de água fresca é apenas o necessário para repor a quantidade evaporada e a purga realizada intencionalmente para limitar a concentração de impurezas no reservatório de água.

Os condensadores evaporativos são operados através de sistemas de controlo que usam *set-points*. Habitualmente os valores de *set-point* dizem respeito à pressão de operação e, por consequência à temperatura de condensação do refrigerante, sendo estes influenciados por valores limite que dependem das condições de temperatura e humidade relativa do ar ambiente.

A evaporação de água para o ar requer que a temperatura da água seja superior à temperatura de termómetro húmido do ar ( $T_{wb}$ ). Esta é sempre menor ou igual à temperatura do ar ( $T_{db}$ , *dry bulb temperature*). Tradicionalmente a temperatura de termómetro húmido é medida por um termómetro que tem a sua ponta coberta com uma malha porosa, geralmente algodão, que fica mergulhada num recipiente que contém água destilada, ficando assim a malha sempre molhada, mas ficando exposta ao ar [19].

O valor de  $T_{wb}$  (em °C) também pode ser estimado através da percentagem de humidade relativa (RH, %) e da temperatura do ar ambiente ( $T_{db}$ , em °C), pela correlação 6 [20].

$$T_{wb} = T_{db} \cdot \text{atan}[0,151977(RH + 8,313659)^{1/2}] + \text{atan}(T_{db} + RH) - \text{atan}(RH - 1,676331) + 0,00391838 \cdot RH^{3/2} \cdot \text{atan}(0,023101 \cdot RH) - 4,686035 \quad (6)$$

em que:

$\text{atan}$  = arcotangente

No caso da instalação em estudo, o controlador usa como *set-point* o valor da pressão de condensação do amoníaco (em barg), que se relaciona diretamente com a temperatura de condensação. O valor de *set-point* da pressão ( $P_{csp}$ , em barg) é obtido a partir da correlação (7), com base no valor de  $T_{wb}$  (°C).

$$P_{csp} = 0,00236T_{wb}^2 + 0,17T_{wb} + 6,37 \quad (7)$$

Em alternativa, pode ser utilizada outra correlação (8) para obter o valor da temperatura de condensação ( $T_{cond}$ , °C) a partir da temperatura de termómetro húmido (°C), apresentando esta correlação um erro de  $\pm 2^\circ\text{C}$  [21].

$$T_{cond} = 9,0 + 0,9 \times T_{Wb} \quad (8)$$

Estimada a temperatura de condensação, a pressão de condensação (barg) correspondente pode ser obtida pela correlação (9) [21].

$$P_{cond} = 4,40141 + 0,133901 \times T_{cond} + 0,00364924 \times T_{cond}^2 \quad (9)$$

### 3.6.3 – Evaporadores

Os evaporadores constituem o ponto em que o processo de produção e o circuito de refrigeração se encontram. É onde ocorre a troca de calor entre o fluido refrigerante e o produto a ser refrigerado, ocorrendo assim a evaporação do fluido refrigerante. Existem aplicações onde o evaporador troca calor diretamente com o produto, ou casos em que é utilizado um fluido intermediário, que posteriormente pode ser usado no processo produtivo para a troca de calor com o produto final. Este último caso é o que acontece na instalação da SBG.

Na indústria alimentar de bebidas é normal ser usado o circuito de refrigeração utilizando um fluido intermediário, que normalmente é uma solução de etanol ou propileno glicol. No caso da instalação estudada é propileno glicol a 30 % (v/v) (água glicolada), que pode chegar a temperaturas negativas sem congelar.

Os evaporadores podem ser de diversos tipos. Normalmente são utilizados, permutadores de placas e permutadores de carcaça e tubos, sendo estes últimos mais usados nas instalações mais antigas.

Os evaporadores utilizados na instalação estudada são os permutadores de placas, que estão acoplados a um separador de líquido. Na figura 3.12, é possível observar-se



Figura 3. 12 - Fotografia de um separador de líquido e respetivos permutadores de placas acoplados da instalação do SBG.

o exemplo de um separador de líquido com os permutadores de placas utilizados na instalação.

Os permutadores de placas têm vindo a substituir os de carcaça e tubos, pois apresentam um melhor desempenho térmico, e são de menores dimensões, ocupando assim menos espaço. Estes permutadores apresentam coeficientes de transferência de calor superiores aos de carcaça e tubos, são mais baratos, permitem a adição e a remoção de placas térmicas no caso de se pretender alterar as condições operatórias. Apresentam as desvantagens de haver limites na temperatura e na pressão de operação, bem como a possibilidade de fugas através das vedações [9], [14].

Os permutadores de placas, como o próprio nome indica, consistem num empilhamento de placas de metal finas com aberturas para entrada/saída dos fluidos, apertadas conjuntamente. Cada par de placas adjacentes no permutador, forma um canal através do qual escoam um dos fluidos. Os fluidos quente e frio escoam em passagens alternadas, e o calor é transferido do fluido quente (água glicolada, ou água no caso presente) para o fluido frio (amoníaco) através da placa metálica que os separa. O fluido frio provém do separador de líquido, entrando no permutador no estado de líquido saturado. Devido à transferência de calor, o amoníaco evapora, regressando ao separador de líquido para depois ser enviado para o compressor.

#### 3.6.4 - Equipamentos de expansão

Os equipamentos de expansão têm como objetivo reduzir a pressão do refrigerante condensado (alta pressão) para a pressão de evaporação (baixa pressão) e regular o caudal do refrigerante para o evaporador.

O compressor e equipamentos de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a sucção e a descarga, que permita ao compressor bombear do evaporador, o mesmo caudal de refrigerante que o equipamento de expansão alimenta ao evaporador. O funcionamento destes equipamentos deve estar coordenado, pois um prolongado desequilíbrio pode levar ao evaporador ter fluido a mais ou a falta dele.

Existem diversos equipamentos de expansão como válvulas de expansão a pressão constante, válvulas de expansão termostática, válvulas eletrónicas de expansão.

As válvulas de expansão a pressão constante, mantêm a pressão constante em relação à pressão de saída da válvula, ou seja, em relação à pressão de entrada do

evaporador. Quando a pressão no evaporador é inferior ao valor de referência, a válvula abre mais, quando a pressão é superior a válvula fecha-se parcialmente.

As válvulas de expansão termostática são as mais usadas para sistemas de refrigeração de tamanho moderado. O controlo é efetuado através do aumento do grau de sobreaquecimento do amoníaco à saída do evaporador [9], [14].

### 3.7 – Refrigerantes Primário e Secundário

Os refrigerantes são conhecidos como fluidos absorventes de calor durante a evaporação. Estes fornecem um efeito de arrefecimento durante a mudança de fase de líquido para vapor, são normalmente usados em sistemas de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor.

Os refrigerantes primários podem ser classificados em cinco grupos: halocarbonetos, hidrocarbonetos, compostos inorgânicos, misturas azeotrópicas e misturas não-azeotrópicas.

O refrigerante primário utilizado na instalação de refrigeração da SBG é o amoníaco, que pertence ao grupo dos compostos inorgânicos.

O amoníaco, conhecido como R-717, tem sido utilizado em aplicações industriais desde a década de 1930 e é geralmente reconhecido como o refrigerante mais eficiente. Tem um ponto de ebulição baixo e é preferido por ser um refrigerante de elevada eficiência energética. Tem um impacto ambiental mínimo, com zero potencial de destruição do ozono (OPD) e de aquecimento global (GWP).

O amoníaco é um gás incolor com um odor muito intenso, sendo possível detetá-lo a baixos níveis (da ordem de 0,05 ppm).

O amoníaco gasoso é extremamente irritante para os olhos, garganta, vias nasais e pele. Exposição a concentrações superiores a 2500 ppm causa danos permanentes nos olhos, dificuldades respiratórias, espasmos asmáticos e dor torácica. Uma acumulação de líquido nos pulmões pode desenvolver-se algumas horas após exposição, podendo levar à morte. Quando a intoxicação não é fatal pode levar a desenvolver bronquite, pneumonia, entre outras doenças. Apesar destas desvantagens, o amoníaco é considerado um excelente refrigerante, e estas desvantagens podem ser eliminadas com o projeto e o controlo adequados do sistema de refrigeração, assim como tomando medidas de precaução quando as instalações são visitadas.

O refrigerante secundário tem como finalidade transportar calor de um objeto, fluido ou espaço que tem que ser arrefecido, para o refrigerante primário. Durante o processo,

o refrigerante secundário não muda de fase. Antigamente os refrigerantes secundários mais comuns eram as soluções de cloreto de sódio e cloreto de cálcio, que ainda são usadas apesar dos seus efeitos corrosivos. Os anticongelantes, que são soluções de etileno glicol, propileno glicol e cloreto de cálcio com água, são amplamente usados como refrigerantes secundários. No conjunto destes fluidos, o propileno glicol é o único que pode ser usado com segurança em contacto com produtos alimentares, pelo que a solução usada na instalação de refrigeração do SBG como um dos refrigerantes secundários é solução de propileno glicol (30%). As características mais importantes para a seleção de um refrigerante secundário são: ser amigo da camada de ozono e do ambiente, ter baixa temperatura de ebulição, ter uma pressão de vaporização mais baixa que a pressão atmosférica, não ser corrosivo, não ser tóxico, ter baixo custo e ser de fácil deteção em caso de fugas [9].

## Capítulo 4 – Descrição da instalação de frio em estudo

A instalação de frio da unidade produtiva de Leça do Balio do SBG, tem como função a produção e a distribuição do mesmo, pois as suas necessidades principais são para o arrefecimento do mosto e da cerveja em diferentes fases do processo produtivo.

Como já se referiu no capítulo 3, a instalação utiliza o amoníaco como refrigerante e água e água glicolada como fluidos secundários. O sistema de frio é dividido em 2 circuitos, em que o circuito 1 tem como objetivo arrefecer água glicolada e o circuito 2 arrefecer água.

O circuito 1 é constituído por 4 compressores de parafuso (CP1 a CP4), 7 condensadores evaporativos (CE9 a CE15) que também são usados pelo circuito 2, 3 separadores de líquido (SL1 a SL3), e cada separador é ligado a permutadores de placas, também conhecidos como evaporadores. O separador de líquido 1 (SL1) distribui amoníaco para dois evaporadores (EV1 e EV2), o SL2 para 4 evaporadores (EV3 a EV6) e o SL3 também para 4 evaporadores (EV7 a EV10).

É importante esclarecer que os 7 condensadores evaporativos trabalham para ambos os circuitos ao mesmo tempo, e que após a condensação do amoníaco, ele é direcionado para um depósito de líquido, que posteriormente vai enviar amoníaco líquido para os separadores de líquido como eles necessitarem.

No circuito 1, o objetivo é manter o amoníaco a  $-6^{\circ}\text{C}$ , de modo a arrefecer a água glicolada a cerca de  $-3^{\circ}\text{C}$ , que vai ser distribuída pelos seus consumidores. Para manter o amoníaco a  $-6^{\circ}\text{C}$  nos evaporadores, utilizam-se os compressores, que comprimem o amoníaco de modo a garantir a temperatura e pressão desejadas e fazer com que o fluido refrigerante flua pelo sistema. Após o amoníaco ser comprimido, este sai do compressor em forma de vapor sobreaquecido. Para voltar ao estado líquido são usados condensadores evaporativos que permitem o arrefecimento e a condensação do amoníaco. Ao sair dos condensadores evaporativos o amoníaco dirige-se para os separadores de líquido onde irá ser distribuído pelos evaporadores conforme é necessário. A evaporação do amoníaco nos permutadores de placas (evaporadores) permite o arrefecimento da água glicolada, após o que o amoníaco volta a passar pelo mesmo processo.

Depois de arrefecida nos evaporadores a água glicolada passa para um coletor de água glicolada, de onde é distribuída por outros três, e dos quais será distribuída pelos consumidores finais. Ao ser usada nos vários processos para arrefecimento dos

mesmos a água glicolada aumenta de temperatura, sendo necessário voltar aos evaporadores para voltar a arrefecer.

O circuito 1 apresenta cerca de 22 consumidores, como os filtros e tanques de levedura, as cubas cilindro-cónicas de 3000hl e a linha de pasteurização da linha 6, sendo estes os maiores consumidores de frio.

O circuito 2 é constituído por 2 compressores (CP5 e CP6), os 7 condensadores evaporativos já referidos (CE9 a CE15), 2 separadores de líquido (SL4 e SL5), estando cada um destes separadores ligado a um evaporador (EV11 e EV12, respetivamente).

No circuito 2, o objetivo é manter o amoníaco a 3°C, de modo a arrefecer água até 4/5 °C, que vai ser distribuída pelos seus consumidores. O ciclo do amoníaco vai ser exatamente igual ao do circuito 1, usando os equipamentos mencionados anteriormente.

No circuito 2 é usada água em vez de água glicolada e o percurso da água arrefecida é diferente, atendendo aos diferentes consumidores dos fluidos de arrefecimento.

A água arrefecida no evaporador 1 é conhecida na instalação como água gelada. Se não arrefecer até à temperatura desejada, é utilizado outro permutador de placas, em que a água será arrefecida por água glicolada. A água gelada é usada no fabrico, para arrefecimento do mosto e ainda é utilizada nas adegas.

A água arrefecida no evaporador 12 é conhecida como água desarejada. Da mesma forma, se a água não atingir a temperatura desejada pode passar noutra permutador de placas, em que será arrefecida por água glicolada. Após a água desarejada se encontrar à temperatura pretendida é distribuída diretamente pelos seus consumidores, como a mini fábrica e as linhas de filtração, ou será armazenada em reservatórios pronta a ser usada quando necessário.

Na tabela 4.1 resumem-se as principais características dos dois circuitos de refrigeração descritos.

Tabela 4. 1 -Principais características dos equipamentos e dos circuitos da instalação de frio para as condições de projeto.

	<b>Circuito 1</b>	<b>Circuito 2</b>
<b>Refrigerante primário</b>	Amoníaco	Amoníaco
<b>Compressores</b>	CP1 a CP4	CP5 e CP6
<b>P<sub>sucção</sub></b>	2,41 barg	3,78 barg
<b>P<sub>descarga</sub></b>	11,37 barg	11,37 barg
<b>T<sub>sucção</sub></b>	-6°C	3°C
<b>T<sub>descarga</sub></b>	80°C	77°C
<b>Condensadores evaporativos</b>	CE 9 a CE15	
<b>T<sub>wb</sub></b>	22°C	
<b>P<sub>c</sub></b>	11,37 barg	
<b>T<sub>c</sub></b>	32°C	
<b>Evaporadores</b>	EV1 a EV10	EV11 e EV12
<b>T<sub>amoníaco</sub></b>	-6°C	3°C
<b>Refrigerante secundário</b>	Água glicolada	Água
<b>T</b>	-3°C	3/5°C

A gestão de funcionamento dos compressores é feita por um autómato que se baseia em instruções pré-definidas para ligar ou desligar compressores em função das necessidades de consumo de frio na fábrica.

Os condensadores evaporativos são constituídos por ventiladores com variador eletrónico de velocidade, assim como os compressores de amoníaco, exceto os compressores CP1 e CP3. A cada evaporador está associada uma bomba de água glicolada ou de água. Existem ainda mais 14 bombas de água glicolada com variadores de frequência para distribuição do fluido frio pelos consumidores.

Na figura 4.1, pode-se observar um diagrama simplificado da instalação de frio elaborado com o programa VISIO. No Anexo B encontram-se as imagens realizadas para cada equipamento da instalação.

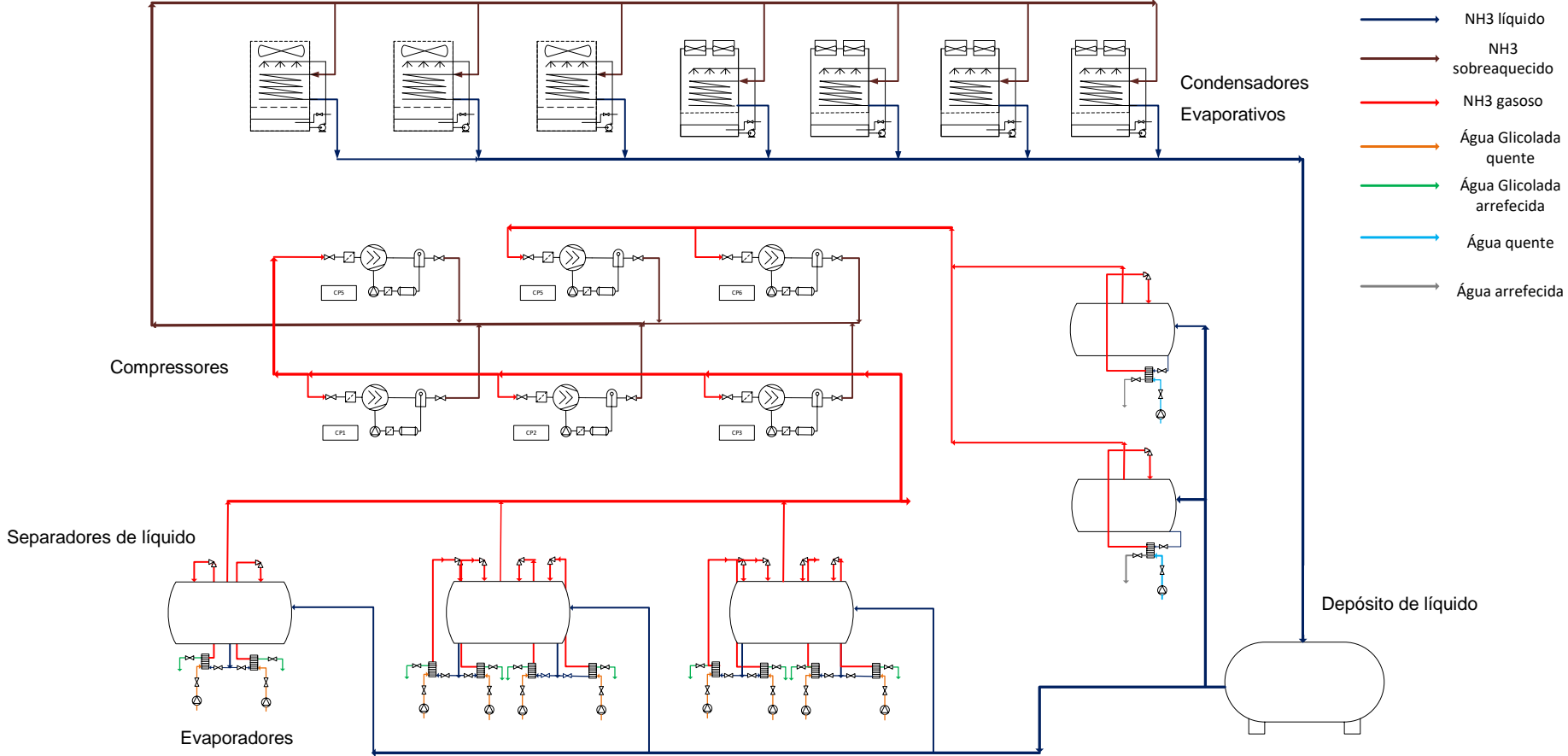


Figura 4. 1 - Diagrama esquemático da instalação de frio realizada no programa VISIO.

## Capítulo 5 – Resultados e discussão de resultados

### 5.1 Sinopse dos estudos realizados

Neste capítulo apresentam-se os resultados obtidos ao longo do estudo feito, tendo em vista um melhor conhecimento da instalação e do seu desempenho.

Para compreender o funcionamento do sistema de refrigeração instalado, foi inicialmente estudada a teoria associada a um ciclo de refrigeração, assim como os equipamentos principais. As características mais relevantes desses equipamentos encontram-se no anexo A. Como já foi referido no capítulo 4, foram elaborados diagramas dos vários equipamentos e da instalação global com a ajuda do programa VISIO, como é possível observar no anexo B e na figura 4.1.

Após a elaboração dos diagramas, foram estudados os comportamentos e as condições ótimas de funcionamento dos compressores para as duas temperaturas de evaporação do amoníaco nos dois circuitos.

Não sendo possível conhecer o caudal de amoníaco em circulação (nem nas condições de projeto nem nas condições reais de operação) de forma a poder utilizar as equações (2) e (3) para o cálculo da capacidade de refrigeração e do trabalho realizado pelo compressor, recorreu-se a simuladores disponibilizados pelas marcas dos compressores de parafuso [22]. Com o auxílio destes simuladores foi possível estimar as duas grandezas ( $Q_e$  e  $W_{comp}$ ), para diferentes valores da temperatura de condensação e da potência de operação do compressor (% relativamente à potência máxima).

Seguidamente ao estudo dos dois tipos de equipamentos mencionados anteriormente, foi feito o estudo das condições reais de operação da instalação, através da observação de vários parâmetros, dados pelo programa de controlo WincC no período de 20 de abril a 13 de julho de 2018.

O programa de controlo disponibiliza um conjunto de valores que correspondem a: variáveis medidas, com uma frequência de aquisição de 6/8 em 6/8min e a variáveis calculadas a partir destas, em diferentes pontos da instalação.

Os parâmetros que se consideraram mais interessantes para serem estudados no grupo dos condensadores evaporativos foram: a temperatura de termómetro húmido do ar (medida), *set-point* da pressão de condensação (fixado a partir da correlação 7), temperatura de condensação do amoníaco (conseguida através da relação da pressão de condensação), a velocidade (em % da velocidade máxima, medida) dos ventiladores

dos condensadores evaporativos e o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos (valor calculado pelo programa WincC).

Dos dados fornecidos relativamente aos compressores os que se analisaram por se considerarem com mais interesse foram: a potência de operação (em % da carga total de cada compressor, valor medido), a energia consumida pelos compressores (valor obtido a partir de contadores de energia elétrica), temperatura do amoníaco à entrada e à saída dos compressores (valores medidos) e o trabalho realizado pelo compressor (calculado com base na diferença dos totalizadores de energia elétrica).

Ainda foram estudados: as temperaturas de entrada e saída da água glicolada (circuito 1) dos coletores, antes e depois de passar nos consumidores finais, os caudais de água glicolada, o calor trocado/absorvido nessas condições (valor calculado pelo programa com base na equação de balanço de energia à água glicolada, desprezando perdas). Para os evaporadores EV11 e EV12 (circuito 2), analisaram-se caudais e temperaturas da água à entrada e à saída (valores medidos), assim como o calor trocado/absorvido (estimado pelo programa com base no balanço de energia à água)

Com base em dados recolhidos para os anos de 2016 e 2017, relativos a: a energia elétrica total consumida pela instalação de frio, temperatura de termómetro húmido, volume de mosto produzido, quantidade de cerveja filtrada e volume de cerveja enchida, foram testadas várias correlações, no sentido de encontrar uma que fosse adequada para estimar o consumo de energia elétrica. Em paralelo, foi ainda calculado o valor do coeficiente de desempenho da unidade,  $k_{pi}$ , como a razão entre a energia elétrica total consumida pela instalação de refrigeração e o volume de cerveja enchida. O valor de  $k_{pi}$  foi calculado para o período de janeiro de 2016 a julho de 2018.

Nas secções que se seguem sintetiza-se o que foi possível concluir em cada um dos estudos realizados.

## 5.2 – Comportamento teórico e ótimo dos compressores de parafuso

Na instalação de frio da unidade produtiva de Leça do Balio do SBG, são utilizados 6 compressores, em que 3 são da marca Grasso, 2 da Mycom e 1 da Howden.

As características dos diferentes compressores podem ser encontradas na tabela A.1 do Anexo A. Com a ajuda de programas de simulação de cada marca, com a exceção do Howden, foi possível estudar estes equipamentos, de modo a compreender o seu funcionamento e as condições ótimas de operação. Para este estudo foi escolhida

uma gama de trabalho de temperaturas de condensação do amoníaco que vai de 17° a 32°C, de modo a englobar as condições observadas ao longo das 4 estações de ano. A temperatura de condensação de 17°C obtém-se para uma temperatura de termómetro húmido do ar de cerca de 8°C (eq. 8) e para  $T_{\text{cond}}=32^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{wb}}$  é cerca de 25,5°C.

No anexo C, podem ser encontradas as tabelas e um exemplo de cálculo do COP, que permitiram realizar os gráficos das figuras 5.1 a 5.5, de modo a estudar o comportamento dos compressores de parafuso. Na impossibilidade de conhecer o caudal de amoníaco a circular na instalação e, conseqüentemente, não se pode utilizar a equação (2) para estimar a capacidade de refrigeração ( $Q_e$ ) e a equação (3) para obter o trabalho realizado pelo compressor. Tal como já foi referido, usaram-se simuladores (disponibilizados pelas marcas dos compressores) para estimar os valores da capacidade de refrigeração e do trabalho. Para a obtenção de cada um dos valores foi necessário fornecer ao programa de simulação os dados seguintes: temperatura de evaporação e de condensação, o modelo do compressor de parafuso e o tipo de arrefecimento do óleo do compressor.

Nas figuras 5.1 a 5.3, encontram-se os gráficos referentes ao compressor de parafuso grosso (CP4), para a temperatura de evaporação do amoníaco de -6°C, sendo assim referente ao circuito 1. As tabelas C.1 e C.2 dos anexos permitem realizar os gráficos apresentados.

As figuras 5.1 e 5.2 apresentam respetivamente a variação da capacidade de refrigeração e do trabalho em função da potência de operação do compressor, relativamente à potência máxima, para os diferentes valores da temperatura de condensação do amoníaco considerados.

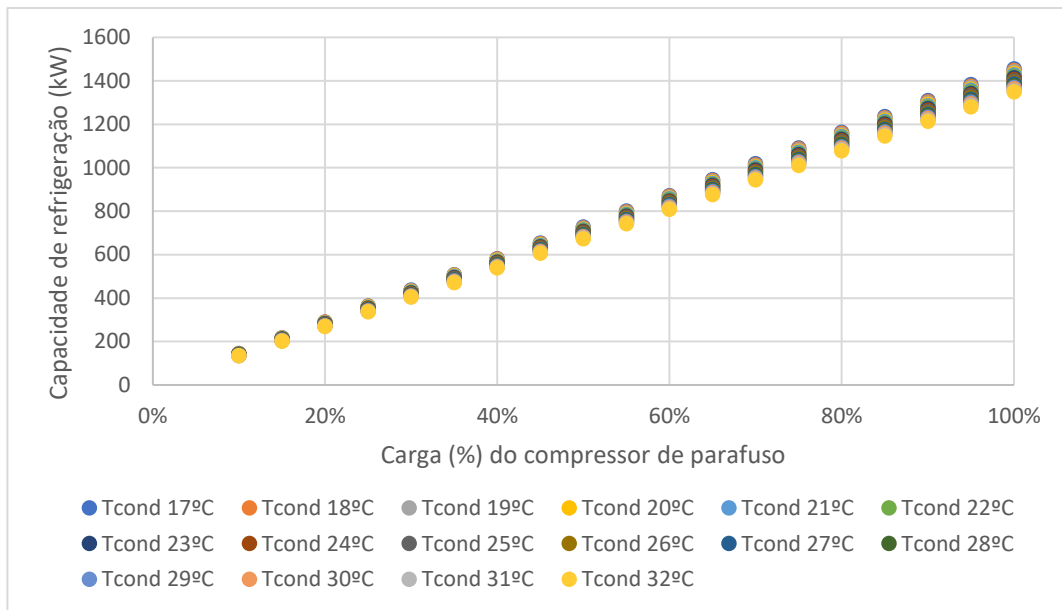


Figura 5. 1 – Capacidade de Refrigeração (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C.

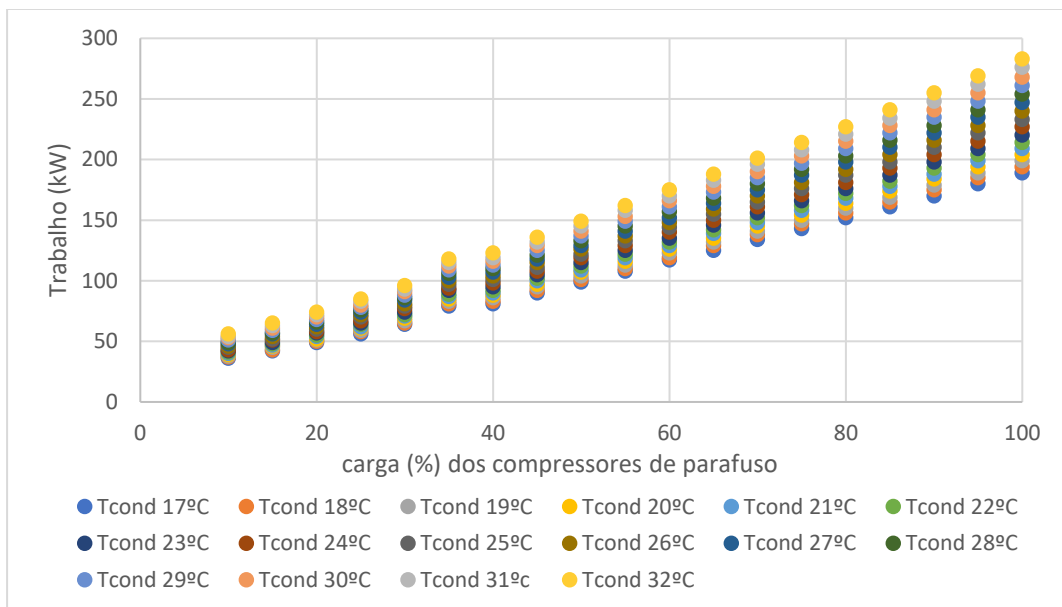


Figura 5. 2 - Trabalho (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C.

Na figura 5.3 apresentam-se os valores obtidos para o COP, pela utilização da equação (4).

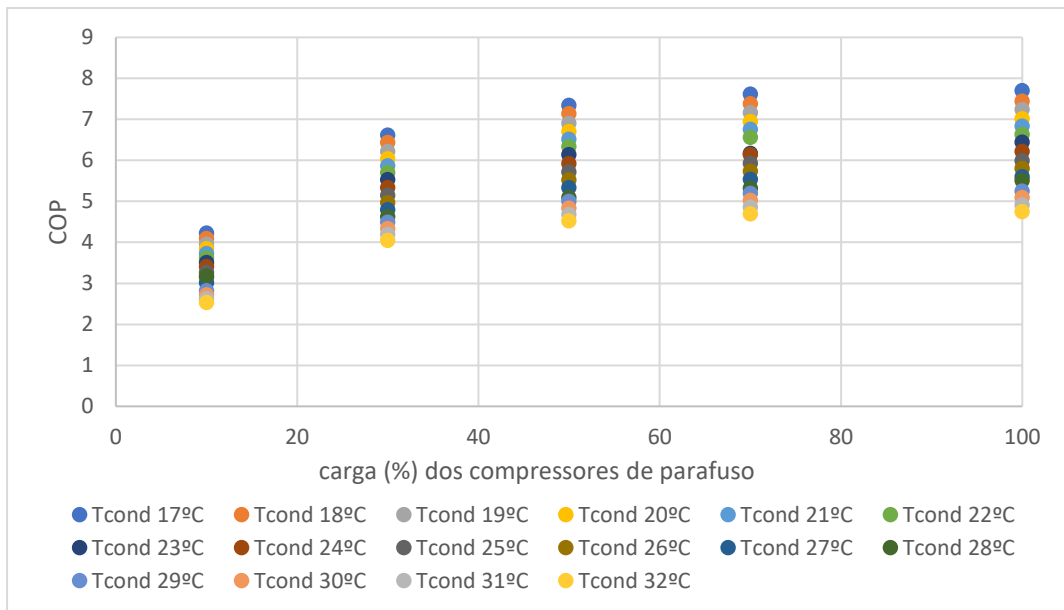


Figura 5. 3 - Coeficiente de Performance (COP) do compressor de parafuso Grasso, CP4, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de -6°C.

Analisando as figuras 5.1 e 5.2, pode-se verificar que tanto a capacidade de refrigeração como o trabalho do compressor de parafuso aumentam, como se esperaria, com o aumento da potência com que o compressor funciona. O trabalho do compressor é tanto maior quanto mais elevada é a temperatura de condensação, observando-se um efeito contrário no valor da capacidade de refrigeração, que diminui para valores mais elevados da temperatura de condensação. Pode-se ainda afirmar que quanto maior for a diferença entre a temperatura de evaporação e a de condensação, maior vai ser o consumo de energia, logo maior o trabalho do compressor e menor capacidade de refrigeração, portanto menos eficiente é o compressor e a instalação. O comportamento dos compressores é o esperado, tal como se pode encontrar na literatura.

Na figura 5.3 é analisado o comportamento do coeficiente de desempenho (COP) do compressor de parafuso CP4. Como é possível observar, os valores de COP quase estabilizam para carga do compressor acima dos 50%, o que também sugere que o(s) compressor(es) não devem operar abaixo dessa capacidade.

O COP deve ser o maior possível, preferencialmente superior a 3, pois, quanto maior o COP, mais eficiente é a instalação, neste caso os compressores.

O COP varia conforme as temperaturas de evaporação e de condensação. Este é mais afetado com a elevação de um grau na temperatura de evaporação do que por redução correspondente da temperatura de condensação, como pode ser verificado, analisando as figuras 5.3 e 5.5, pois o COP tem um aumento mais significativo com o aumento da temperatura de evaporação do que com a temperatura de condensação. O

COP de um ciclo está relacionado com as diferenças de temperatura, entre o ambiente refrigerado e o evaporador e entre o condensador e a atmosfera, devendo assim estas diferenças de temperatura serem as menores possíveis.

Para os restantes compressores do circuito 1 foi feita uma análise idêntica, recorrendo aos simuladores das marcas que mais se adequavam para cada caso (ver anexo C). Os resultados foram muito semelhantes aos que se mostram nas figuras 5.1 a 5.3, pelo que se considerou não ser relevante apresentar mais gráficos.

Nas figuras 5.4 e 5.5, encontram-se os gráficos referentes ao compressor de parafuso Grasso (CP5 e CP6), para a temperatura de evaporação de 3°C, sendo referente ao circuito 2. As tabelas C.5 e C.6 dos anexos permitem realizar os gráficos apresentados.

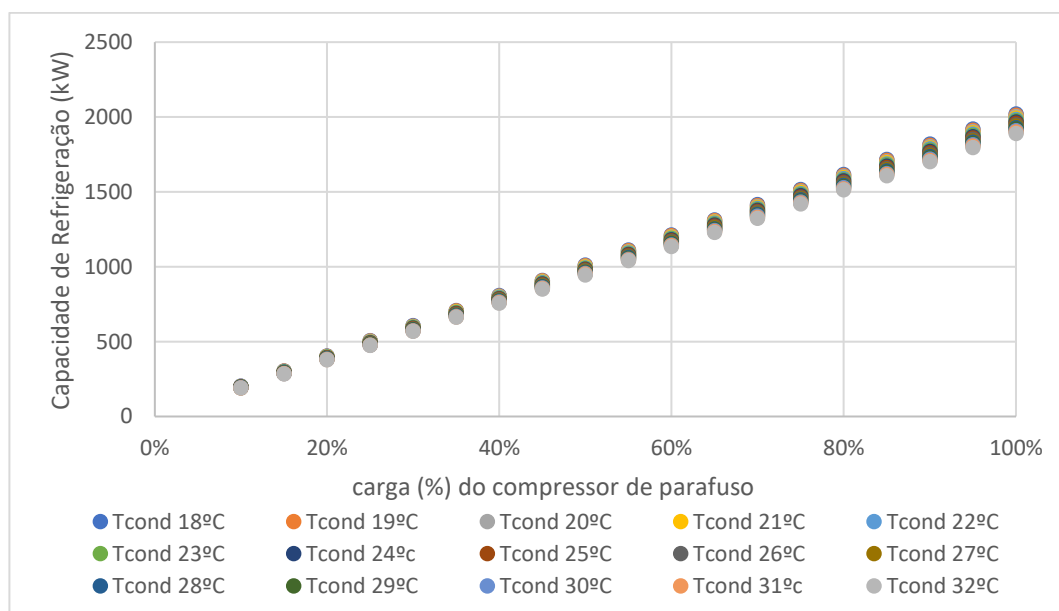


Figura 5. 4 - Capacidade de Refrigeração (kW) do compressor de parafuso Grasso, CP5 e CP6, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de 3°C.

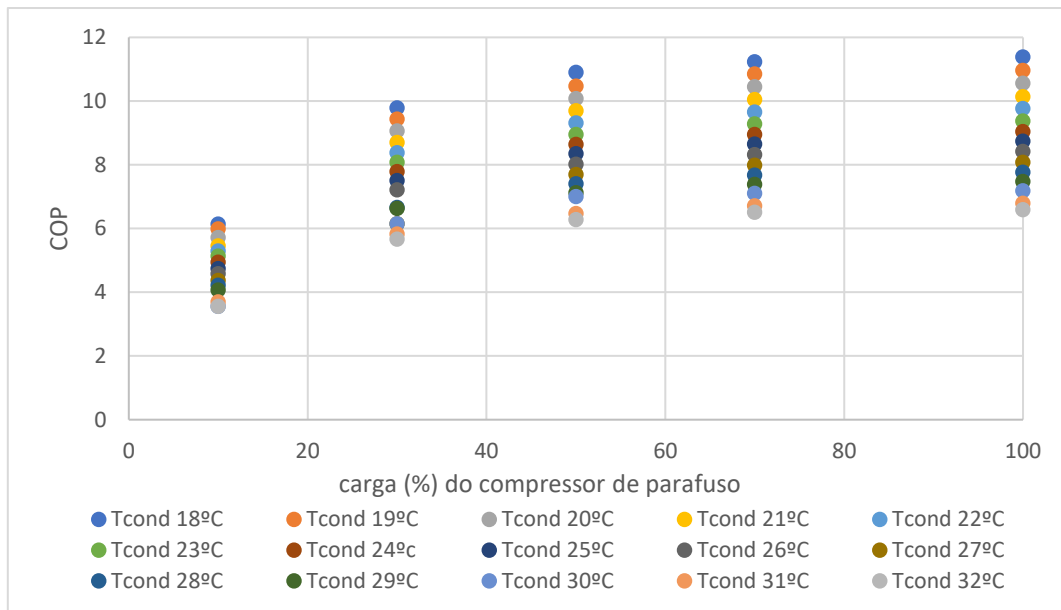


Figura 5. 5 - Coeficiente de Performance (COP) do compressor de parafuso Grasso, CP5 e CP6, em função da carga (%) do compressor de parafuso para diferentes temperaturas de condensação (°C) e para a mesma temperatura de evaporação de 3°C.

Analisando as figuras 5.4 e 5.5, verifica-se que estes compressores têm o mesmo comportamento que os anteriores, porém estes apresentam valores superiores de capacidade de refrigeração e de COP, pois a temperatura de evaporação do circuito 2, ao qual os compressores CP5 e CP6 pertencem, é de 3°C, 9°C superior ao circuito 1, logo a diferença entre a temperatura de evaporação e condensação é inferior, proporcionando maior capacidade de refrigeração e maior eficiência do que o circuito 1.

Tal como os compressores anteriores, as condições ótimas dos compressores do circuito 2 é quando estes trabalham a % carga superior a 50%, podendo assim obter uma maior eficiência, com maior COP.

Os dois circuitos apresentam diferentes temperaturas de evaporação, porque têm como objetivo arrefecer fluidos diferentes, mas o refrigerante usado para os arrefecer é o mesmo, e este é condensado à mesma temperatura, podendo assim afirmar-se que a temperatura de evaporação é o parâmetro que mais influencia o sistema. No entanto, é necessário ter em consideração a temperatura de condensação, que também é um dos parâmetros mais influenciadores e que varia muito durante as várias estações do ano, devido à diferença de temperatura ambiente e à humidade relativa.

De modo geral, a capacidade e a eficiência de um sistema de refrigeração melhoram significativamente quando a temperatura de evaporação é aumentada, pelo que é evidente que o sistema refrigerante deve ser sempre projetado para operar na mais alta temperatura de evaporação possível. Embora o efeito da temperatura de condensação sobre a capacidade e eficiência do ciclo de refrigeração seja

consideravelmente menor que o efeito da temperatura de evaporação, aquele nem sempre pode ser mantido tão baixo como desejável. De modo aos compressores oferecerem uma maior eficiência e um menor consumo de eletricidade, deve-se ter atenção à carga parcial que estes trabalham, trabalhando sempre acima dos 50% da carga total dos compressores, pois de toda a instalação os compressores são os maiores consumidores de energia elétrica, consumindo cerca de 60% da energia total da instalação.

### 5.3 – Análise da instalação de refrigeração

Para estudar a instalação de refrigeração, foi necessário observar vários parâmetros cujos valores são fornecidos pelo programa de controlo da instalação, WincC da Siemens. Os parâmetros estudados foram observados em 4 fases:

- Abril: dias 20, 23 e 30;
- Maio: dias 7, 9, 10, 11 e 17;
- Junho: dias 4, 18, 19, 20 e 21;
- Julho: dias 5, 6, 9 e 10;

Os parâmetros com mais interesse a ser estudados podem ser medidos ou calculados pelo programa de controlo como: a temperatura de termómetro húmido, temperatura de condensação, pressão de condensação medida e *set-point* da pressão de condensação.

Os parâmetros observados para os compressores foram: a energia elétrica consumida, a % da carga total do compressor, temperatura e pressão de entrada e saída do compressor, valores dados pelo programa, e o trabalho e a capacidade de refrigeração, valores calculados posteriormente na folha de Excel de modo a facilitar a análise dos dados.

O trabalho foi calculado a partir da energia elétrica consumida (medida por contadores) a dividir pelo tempo de trabalho. A capacidade de refrigeração foi estimada multiplicando a capacidade nominal de refrigeração do compressor para as condições de projeto, pela % da carga a que o compressor está a operar. É necessário ter atenção que o resultado da capacidade de refrigeração e do trabalho não é obtido da forma mais correta, pois como não é possível saber o caudal do amoníaco não se podem utilizar as equações 2 e 3 do capítulo 3.

Em relação aos condensadores evaporativos foi analisado o calor rejeitado em kW e a velocidade dos (ventiladores dos) condensadores evaporativos em %. O calor

rejeitado é um valor calculado pelo programa WincC e a velocidade dos ventiladores é dada pelos variadores de frequência de cada condensador evaporativo.

Ainda foram observadas as temperaturas de entrada e saída, o caudal e o calor trocado/absorvido da água dos evaporadores EV11 e EV12.

Após a saída da água glicolada dos evaporadores EV1 a EV10, a água glicolada arrefecida passa por um coletor onde são medidos a temperatura, a pressão, o caudal total de água glicolada que circula pelos consumidores finais e o caudal por cada consumidor. Após a água glicolada passar pelos consumidores vai retornar aos evaporadores e para tal toda a água glicolada passa por um coletor onde é medida a temperatura o que permite o cálculo do calor trocado em cada consumidor e no conjunto de todos os consumidores.

É ainda medida a energia elétrica consumida por toda a instalação (através de um contador ligado ao transformador de potência, PT1B) e a potência instantânea da instalação. A partir de todos os dados medidos e calculados pelo programa de controlo é possível verificar o COP de cada compressor, o COP global da instalação, a eficiência da instalação, entre outros.

### 5.3.1 – COP global da instalação

O coeficiente de desempenho global da instalação de refrigeração (COP da instalação) pode ser obtido, à semelhança da equação 4 (definida para os compressores), como a razão entre o somatório de todos os valores de calor trocado com os consumidores finais de “frio” que usam os dois refrigerantes secundários (água e água glicolada) e o valor de consumo total de energia elétrica na instalação. Para obter o calor total trocado, usou-se o valor do calor trocado nos evaporadores EV11 e EV12 (água gelada e água desarejada, circuito 2) e a soma de todos os valores de calor trocado pelos consumidores de água glicolada (circuito 1), na mesma base temporal,

Na figura 5.10 é possível observar-se como varia o COP da instalação em função do frio consumido ao longo dos dias de estudo para diferentes condições ambientais e para diferentes necessidades da instalação.

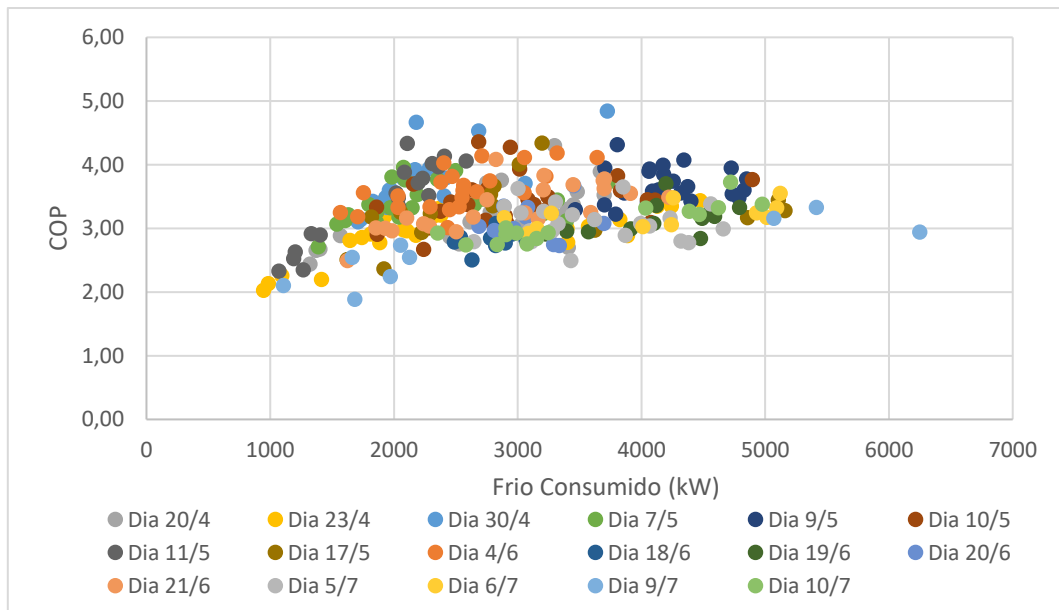


Figura 5. 6 - Variação do COP global da instalação em função do frio consumido (kW), para os diferentes dias de análise da análise da instalação.

Analisando a figura 5.6 é possível verificar que para menores quantidades de frio consumido, valores inferiores a 2000 kW, o COP da instalação é mais baixo, apresentando valores inferiores a 3, o que traduz uma menor eficiência. Pode-se ainda observar que acima de 2000 kW a grande maioria dos valores calculados para o COP global se situa entre 3 e 4, registrando-se alguns valores quer acima quer abaixo desse intervalo.

Através da análise do gráfico é ainda verificado que a instalação trabalha maioritariamente para o intervalo de frio consumido de 2000 a 4000 kW-

### 5.3.2 - COP global dos compressores

Se em vez de usar o consumo elétrico total da instalação, for usado o trabalho total dos compressores para o cálculo do COP, (calculado por sua vez através da soma dos valores de consumo elétrico de cada compressor) e se se representar o COP assim obtido em função do frio total consumido, obtém-se o gráfico da figura 5.11.

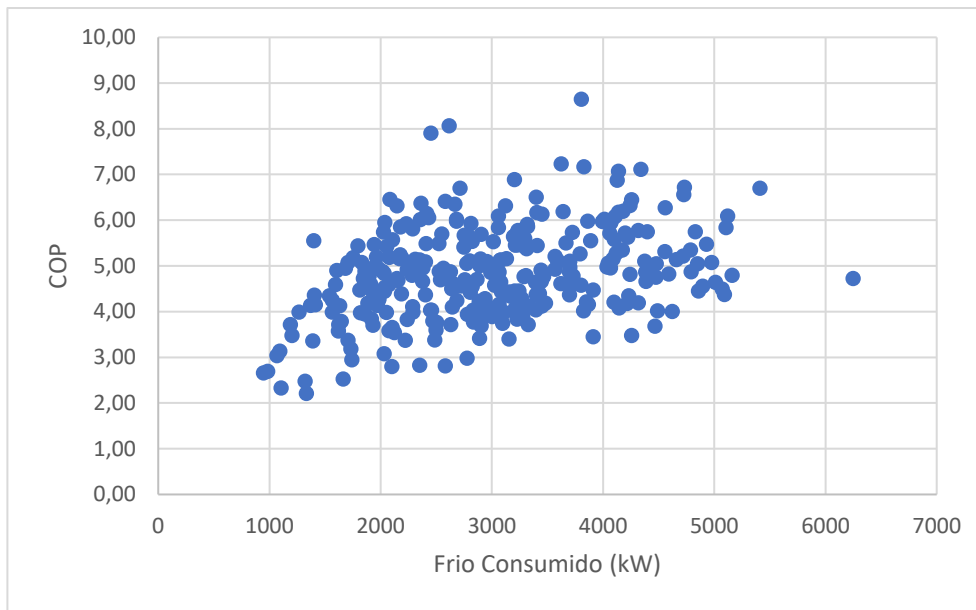


Figura 5. 7 - Variação do COP obtido com base no trabalho dos compressores em função do frio consumido (kW), para os 17 dias estudados.

É possível constatar que existe uma diferença significativa entre os valores de COP do gráfico da figura 5.7 e da figura 5.6, verificando-se que os valores da figura 5.7 são cerca de 40% superiores aos da figura 5.6. Isto deve-se ao facto de o consumo dos compressores de parafuso representar cerca de 60% da energia elétrica total consumida. Contudo, o comportamento traduzido pelas duas figuras é semelhante, no que diz respeito à distribuição dos valores de COP, em função do frio consumido. Constata-se que os valores mais baixos do COP voltam a encontrar-se para frio consumido inferior a 2000 kW e que acima desse valor a grande maioria de valores de COP se situa entre 4 e 6.

### 5.3.3 – Verificação dos circuitos 1 e 2

Para poder comparar, no período em estudo, o valor da capacidade real de refrigeração de amoníaco que os compressores permitem nas condições de operação com as necessidades reais dos consumidores de frio, analisaram-se os dados da capacidade de refrigeração dos compressores CP1 a CP4 (circuito 1) e compararam-se com os resultados de “frio consumido” relativos aos SL1 a SL3 (água glicolada). O frio consumido é calculado pelo programa WincC através da equação 10, o frio consumido para o SL4 e SL5 é calculado pela mesma equação, mas em vez de termos os valores para água glicolada temos para a água.

$$Q_e = \dot{m}_{\text{água glicolada}} \times c_p \text{ água glicolada} \times (T_{\text{entrada}} - T_{\text{saida}}) \quad (10)$$

Pela figura 5.8 as diferenças entre as duas quantidades parecem não ser muito significativas, registando-se, contudo, desvios pontuais entre 1% a 50% (mínimo e máximo) ao longo de todo o período em análise. Verifica-se que os compressores do circuito 1 têm tendência a comprimir mais amoníaco do que aquele que os consumidores exigem.

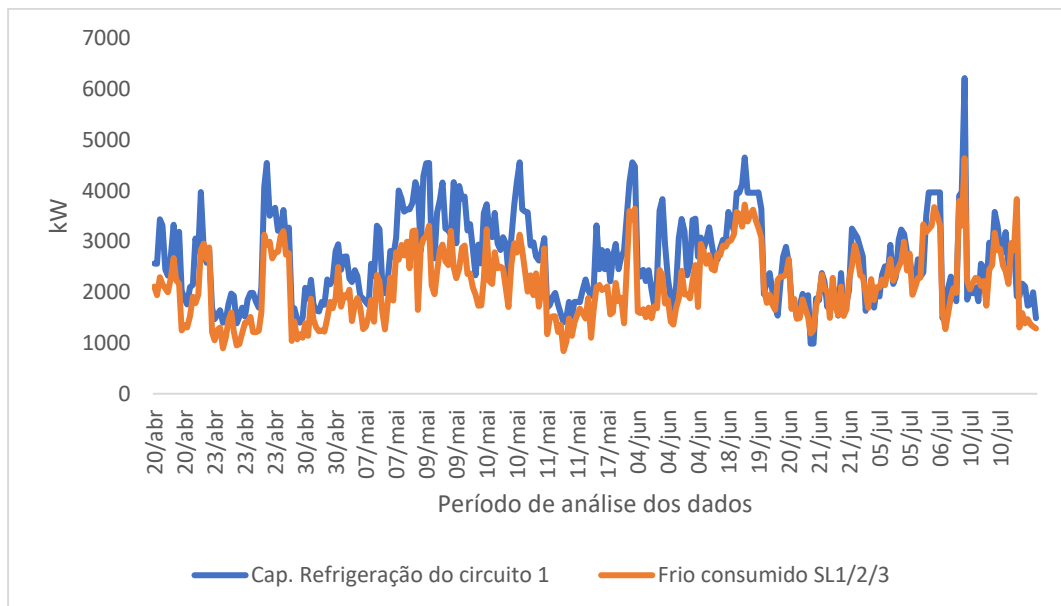


Figura 5. 8 - Comparação da capacidade de refrigeração dos compressores do circuito 1 com o frio consumido pelos consumidores do circuito 1.

Foi realizado um procedimento idêntico para o circuito 2, comparando assim a capacidade de refrigeração dos compressores CP5 e CP6 com o frio consumido pelos consumidores de água gelada e desarejada. Esses valores encontram-se representados na figura 5.9, para o período em análise.

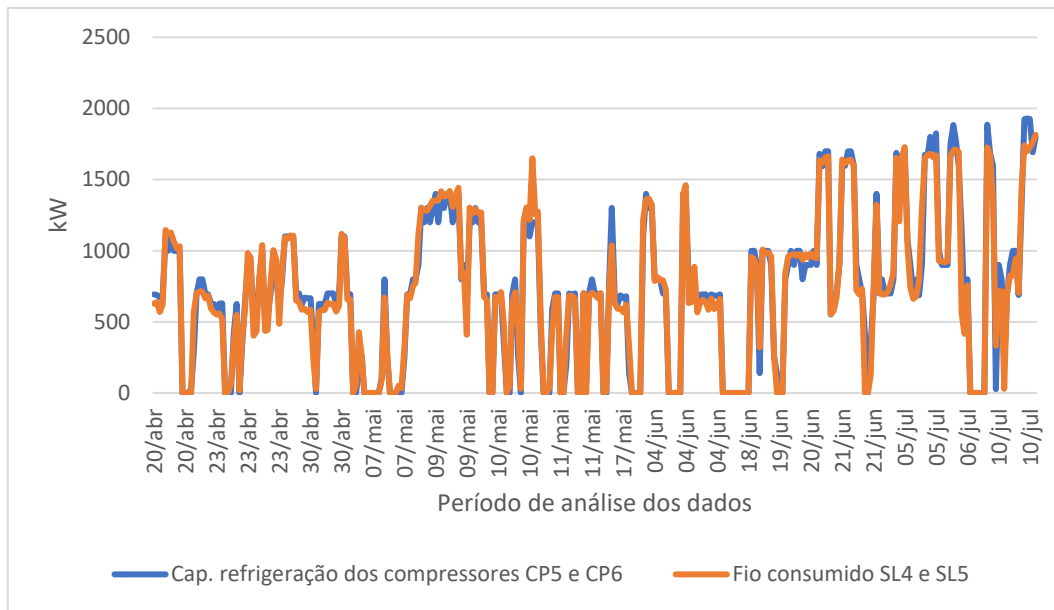


Figura 5. 9 - Comparação da capacidade de refrigeração dos compressores do circuito 2 com o frio consumido pelos consumidores do circuito 2.

Analisando a figura 5.9, é possível verificar que a capacidade de refrigeração dos compressores cumpre maioritariamente as exigências dos consumidores do circuito 2., apresentando desvios da ordem de 1% a 27% (mínimo e máximo). Comparativamente ao circuito 1, o circuito 2 trabalha menos vezes, mas apresenta melhor relação entre capacidade de refrigeração dos compressores e frio consumido.

### 5.3.4 – Análise dos condensadores evaporativos

Para analisar o funcionamento dos condensadores evaporativos representou-se na figura 5.10 o calor rejeitado nos condensadores evaporativos em função da frequência dos ventiladores, (em % da frequência máxima). É importante salientar que os condensadores evaporativos trabalham com valores de frequência dos ventiladores entre 40% e 85% da frequência máxima.

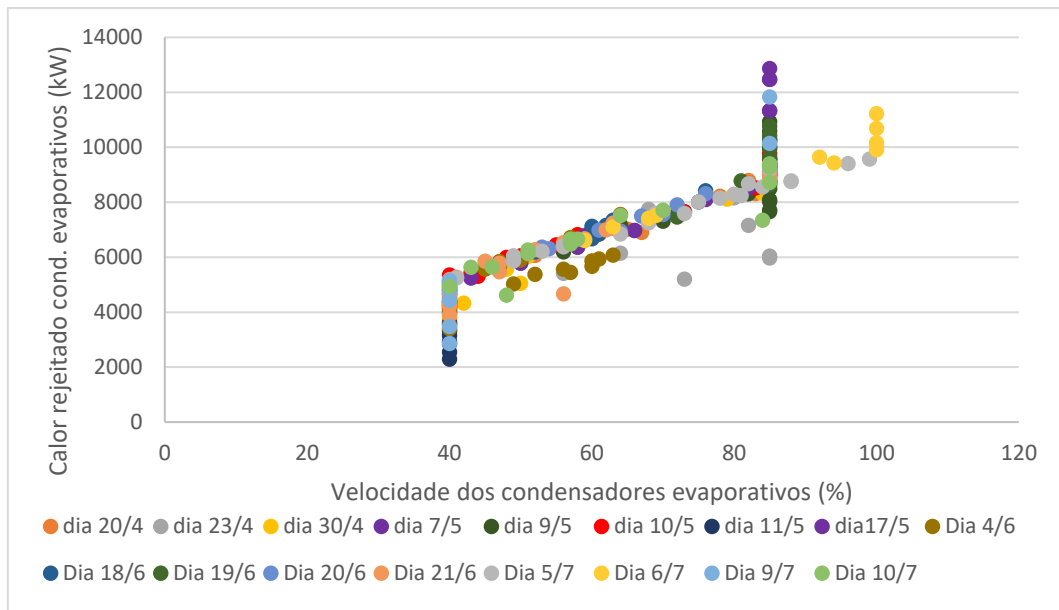


Figura 5. 10 – Relação entre o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos (kW) em função da velocidade dos mesmos (%).

Analisando a figura 5.10 que relaciona o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos (kW) com a frequência (velocidade) dos ventiladores (%), verifica-se que para a velocidade de 40% os CE apresentam capacidade de rejeitar calor entre os 2000 e os 5000 kW e para 85%, entre os 8000 e os 13000 kW. Quando a velocidade se encontra entre os 40 e os 85% a rejeição de calor é linear, ou seja, quanto maior a velocidade maior o calor rejeitado.

Na figura 5.10 observam-se pontos na linha de velocidade dos 100%, que correspondem a alguns ensaios que foram realizados para testar o funcionamento dos CE no máximo da sua velocidade de ventilação. Estando os condensadores evaporativos a trabalhar à sua velocidade máxima, o calor rejeitado não passou do calor rejeitado para a velocidade de 85%, em condições análogas, verificando-se assim que 85% é a velocidade máxima necessária de trabalho dos condensadores evaporativos.

### 5.3.5 - Análise global à instalação

Neste subcapítulo faz-se uma análise mais global, da instalação, considerando outro tipo de parâmetros que não foram estudados anteriormente.

#### Balanco de energia global

Para que a equação (1) fosse verificada, seria necessário que o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos ( $Q_c$ ) fosse igual à soma do frio consumido (nos

evaporadores),  $Q_e$ , com o trabalho dos compressores,  $W_{comp}$ . Essa seria uma situação ideal, que obviamente não se verifica em condições reais.

Na figura 5.11 representam-se os valores estimados para o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos ( $Q_c$ ) e para a soma do frio consumido (calor trocado nos evaporadores) com o trabalho dos compressores ( $Q_e$  e  $[Q_e+W_{comp}]$ ), ao longo do período em análise. Lembra-se que o valor do calor rejeitado,  $Q_c$ , é calculado pelo programa de controlo. O valor de  $Q_e$  foi obtido pela equação 10 e o trabalho dos compressores é obtido a partir da energia elétrica consumida (medida por contadores) a dividir pelo tempo de trabalho.

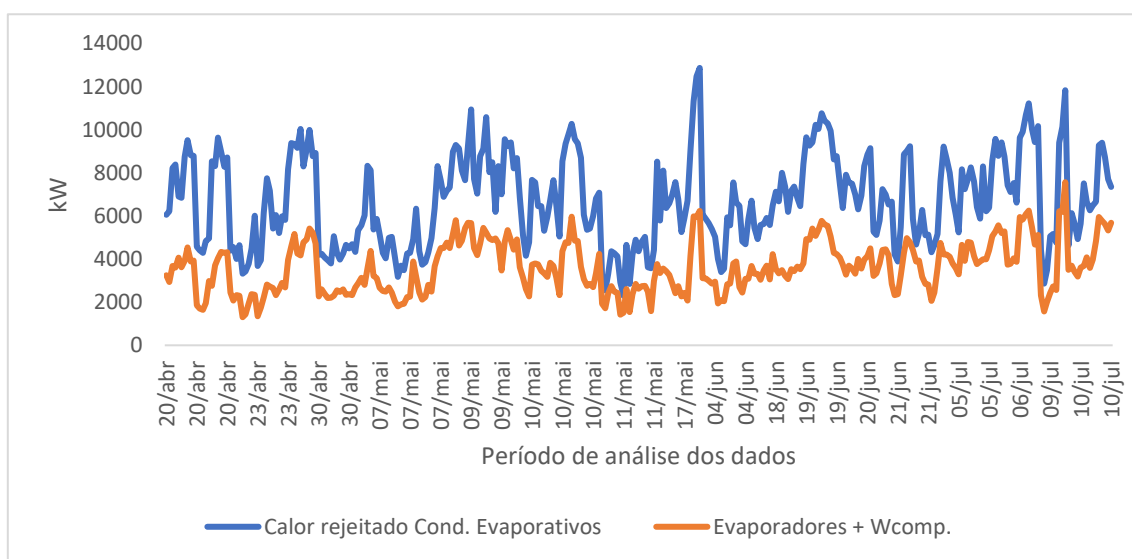


Figura 5. 11 - Comparação do calor rejeitado pelos condensadores evaporativos e da soma do frio consumido pelos consumidores (calor trocada nos evaporadores com o trabalho dos compressores).

É possível verificar pela figura 5.11 que  $Q_c$  é sistematicamente superior a  $[Q_e+W_{comp}]$ , demonstrando que a instalação está a rejeitar mais do que aquilo que produziu, algo que não é possível.

Logo é necessário perceber a partir dos dados fornecidos pelo programa WincC o que poderá estar a influenciar para que tal ocorra.

Para poder quantificar melhor as diferenças entre as duas quantidades, usou-se a equação (11) para calcular a razão (R) entre as duas e representaram-se os valores obtidos na figura 5.12, em função de  $Q_e$  (frio consumido).

$$R = \frac{Q_e + W_{comp}}{Q_c} \times 100 \quad (12)$$

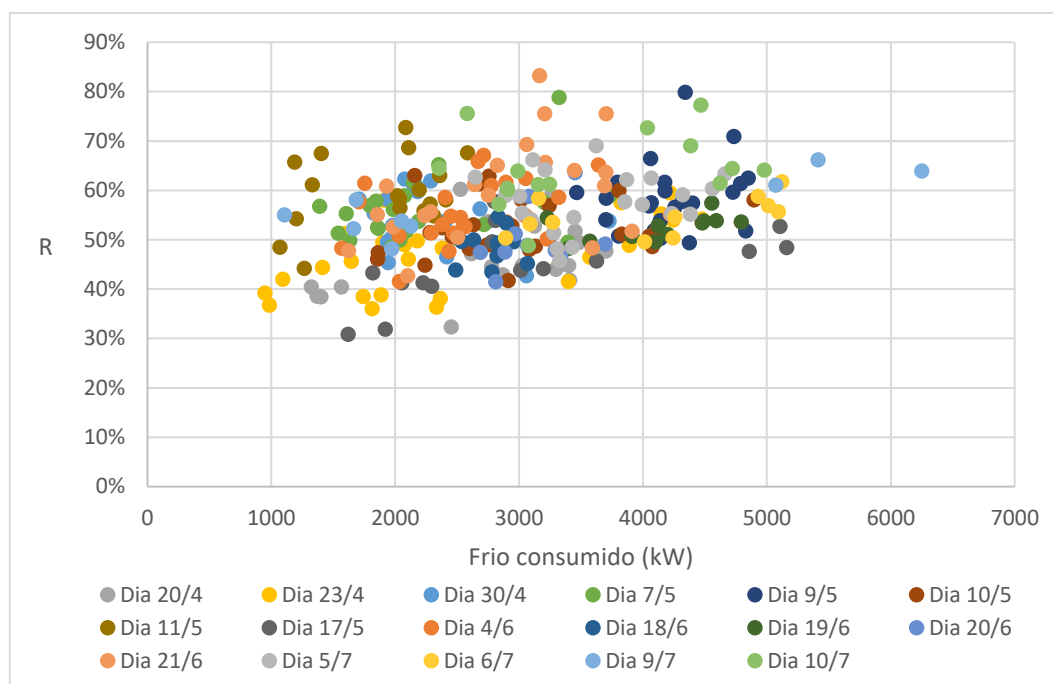


Figura 5. 12 - Razão entre  $[Q_e + W_{comp}]$  e  $Q_c$  em função do frio consumido ( $Q_e$ ).

Analisando a figura 5.12 verifica-se que a razão R se situa maioritariamente entre os 40% e os 70%, mas a maior intensidade de pontos encontra-se entre os 50% e 60%.

Pela figura 5.12 ainda se observa que se obtêm melhor razão para frio consumido superior a 2000 kW, indicando melhores razões para maiores quantidades de frio consumido. Estas diferenças poderão ser relacionadas com as diferentes condições ambientais a que a instalação esteve sujeita, assim como as condições operacionais dos equipamentos.

#### Diferença entre valor medido e de *set-point* da pressão de condensação

De modo geral e analisando apenas os valores retirados do programa WincC (excerto desses dados na tabela D.1 do Anexo D), verificou-se que diferenças significativas entre o valor de *set-point* da pressão de condensação e o valor medido da mesma. Estas diferenças apresentaram-se frequentemente acima do valor de offset previsto (0,25 bar), podendo atingir 0,5 a 1 bar de diferença

Concluiu-se assim que podem existir problemas no sensor que mede a pressão do amoníaco à saída dos condensadores evaporativos ou que não está colocado no melhor sítio da tubagem.

### Totalizadores de energia elétrica

Ainda foi possível observar que o totalizador de energia elétrica de alguns compressores não estaria a contar corretamente, pois os valores de potência instantânea dada pelo programa de controlo não eram coerentes com o totalizador, sendo assim necessário verificar o estado de funcionamento dos contadores de energia elétrica. Visto os compressores serem os maiores consumidores da instalação de frio, se os seus contadores não estiverem a funcionar corretamente levará a contagens incorretas, dando origem a um valor calculado maior ou menor do que o consumo real.

### Eficiência dos compressores

Verificou-se que os compressores CP1 e CP2 são aqueles que apresentam maior ineficiência, com valores de COP maioritariamente inferiores a 3,5, enquanto que os restantes apresentam valores de COP superiores a 3,5.

A ineficiência do CP1 poderá estar relacionada com o facto de não ter variador de frequência, de nos últimos anos ter consumido mais óleo e ter menos horas de serviço que os outros compressores o que poderá implicar que o compressor pode estar mais desgastado, ter fugas de óleo o que poderia implicar arrastamento de óleo para o amoníaco e assim diminuir a sua eficiência e nunca consegue trabalhar para a sua capacidade máxima.

Relativamente ao compressor CP2, a sua ineficiência poderá ser relativa à grande discrepância entre o totalizador de energia elétrica e a potência instantânea já mencionada anteriormente e este ser o compressor mais antigo da instalação.

### Condições ambientais

Verificou-se que quanto maior a temperatura ambiente, maior terá que ser a temperatura de condensação do amoníaco. Nessas condições a instalação de frio vai consumir mais energia elétrica traduzindo-se num valor inferior para o COP (menor eficiência), pois a instalação trabalha mais para produzir o mesmo.

### Desempenho global da instalação

Foram verificados valores mais estáveis de COP quando: a instalação está a consumir e produzir mais frio, quando os condensadores evaporativos estão a trabalhar a uma velocidade acima dos 80% e quando as temperaturas de condensação e de termómetro húmido são mais baixas.

Observou-se nos dias em estudo que quando a temperatura ambiente é mais baixa a instalação é mais eficiente, obtendo-se valores superiores de COP, enquanto que para temperaturas elevadas de verão, a sua eficiência diminui (menores valores para o COP).

A instalação encontra-se mais instável e com valores mais flutuantes de COP, quando os compressores comprimem menos amoníaco, ou seja, quando há menor consumo de frio e quando os condensadores evaporativos trabalham a 40%. Por vezes estão os 7 condensadores evaporativos a funcionar a uma velocidade de 40%. Esta não será uma prática muito favorável, sendo preferível ter a trabalhar apenas 4 ou 5 condensadores, com maior velocidade de ventilação.

Verificou-se ainda que o circuito 2 por vezes fica sobrecarregado devido ao tempo de arranque dos compressores de parafuso, levando mais tempo a estabilizarem até conseguirem arrefecer o amoníaco à temperatura requerida. O amoníaco no circuito 2 precisa de estar a uma temperatura de 3°C, mas por vezes os consumidores necessitam do uso da água arrefecida e esta às vezes ainda não se encontra à temperatura necessitada, porque os compressores se encontravam parados. Com o tempo de arranque lento, o amoníaco começa a aquecer, visto existir troca de calor nos evaporadores e estes não serem capazes de arrefecer a água, o amoníaco vai absorver o calor, sendo assim mais difícil os compressores conseguirem regularizar a temperatura do amoníaco.

Pode-se assim afirmar que a instalação de frio não apresenta um comportamento uniforme, existindo muitas flutuações de valores de COP e de frio consumido e de calor rejeitado para diferentes condições ambientais, assim como condições requeridas pelos consumidores, pois os equipamentos vão ter comportamentos diferentes para as condições ambientais para as quais trabalham, assim como as necessidades de frio que os consumidores precisam.

#### 5.3.6 – Medidas propostas para a otimização da instalação de frio

Após o estudo da instalação de frio e dos seus equipamentos chegou-se à conclusão de que a instalação não tem um comportamento uniforme ou linear, como referido no subcapítulo anterior, levando a que seja mais difícil a sua otimização. Mas é possível indicar medidas que ajudem no controlo da eficiência da instalação e medidas para a sua otimização.

Como tal, sugere-se primeiramente que seja revisto o cálculo do calor rejeitado pelos condensadores evaporativos efetuado pelo programa de controlo, pois o calor rejeitado dado atualmente pelo programa é muito superior ao suposto, para as

condições de funcionamento. Deve-se também verificar se a capacidade nominal máxima de rejeição de calor dos condensadores evaporativos usada é realmente aquela que foi indicada pelos fornecedores para as condições de projeto.

Quando foram estudados os equipamentos da instalação de frio, verificou-se que o sensor de temperatura de termómetro húmido se encontra longe dos condensadores evaporativos e conseqüentemente em condições ambientais diferentes dos mesmos, sendo assim necessário o sensor ser realocado para estar nas mesmas condições ambientais dos condensadores evaporativos e o mais próximo possível deles, para obtenção de valores mais realistas de  $T_{wb}$ , visto ser um parâmetro de elevada importância para o funcionamento dos condensadores.

Verificou-se ainda que com a limpeza das incrustações das serpentinas dos condensadores evaporativos e da desinfeção da água usada para arrefecer o amoníaco, houve uma melhoria significativa nos consumos de energia eléctrica, devendo assim esta limpeza ser mais frequente do que normalmente é estipulado ou haver um maior controlo visual do estado da serpentina.

Outra medida a ser implementada poderá ser a mudança da sequência dos compressores de parafuso. Deve-se alterar a sequência de modo a colocar os compressores com melhor eficiência a trabalhar em primeiro lugar e nunca os colocar a trabalhar a uma capacidade inferior a 50%. Pode-se ainda estabelecer um horário para o funcionamento lógico dos compressores e melhorar os tempos de arranque dos compressores.

No circuito 2, é necessário ter em consideração que quanto maior o caudal de água a passar pelo evaporador, mais difícil é de arrefecer a água até à temperatura pretendida, logo é sugerido que o programa de controlo tente controlar o caudal para que passem caudais mais pequenos, mesmo sendo necessário mais tempo para o arrefecimento de toda a água necessária. Quando o caudal de água é muito grande, a troca de calor entre o amoníaco e a água não vai ser suficiente, sendo necessário utilizar um segundo evaporador em que a água irá ser arrefecida com água glicolada, havendo assim o uso do dobro dos equipamentos necessários para obter a água à temperatura requerida. Com isto deve-se tentar colocar a instalação a controlar o que precisa de produzir de frio e não serem os consumidores a exigirem um caudal. Pois se for usado o caudal apenas necessário que está à temperatura correta para o consumidor, não será necessário arrefecer maiores quantidades de água. Ao ser produzido apenas o frio necessário existirá um menor consumo de energia eléctrica, visto não ser necessário funcionarem demasiados equipamentos.

Para facilitar o controlo do consumo de frio da instalação, principalmente pelos consumidores, seria oportuno colocar contadores de energia térmica virtuais no programa de controlo para os consumidores de água glicolada individualmente ou no conjunto e para os evaporadores dos separadores de líquido 4 e 5, pertencentes ao circuito 2. Entende-se como contadores de energia térmica virtuais, contadores que irão contabilizar o frio consumido por cada consumidor ao longo do tempo.

Ainda deverão ser adicionados contadores de energia elétrica nos restantes equipamentos que não têm contadores, para facilitar o rastreamento dos consumos de energia, e a evolução dos mesmos.

Seria igualmente muito importante colocar caudalímetros para o amoníaco, para ser mais fácil a realização de cálculos mais rigorosos que permitissem a elaboração de balanços de energia ao sistema de refrigeração por compressão de vapor.

## 5.4 – Elaboração do relatório semanal

Durante o estágio foi ainda pedido para se realizar um relatório semanal da instalação de frio, em que consistiria em avaliar e comparar a energia elétrica consumida com o valor que seria possível prever, em função das variáveis que mais influenciam a instalação e o consumo de frio, face à análise de um histórico recente.

As variáveis utilizadas para análise são: a temperatura de termómetro húmido (°C), o volume do mosto (L), o volume de cerveja filtrada (L), a energia elétrica consumida (kWh) e o volume de cerveja enchida (L). A partir das variáveis mencionadas foi realizado um Excel que contém todos os dados diários das variáveis indicadas desde o ano 2016 até à data de 8 de julho de 2018. Posteriormente organizaram-se os dados semanalmente, permitindo a realização de testes de regressões entre as variáveis, onde as variáveis independentes são o volume de mosto, o volume de cerveja filtrada e a temperatura de termómetro húmido e a variável dependente é a energia elétrica.

A melhor regressão obtida foi realizada a partir da semana 25 de 2016 até à semana 52 de 2017, sendo a regressão escolhida:

$$y = 6850,011 \times T_{wb} + 0,0076127 \times vol. \text{ cerveja filtrada} + 0,00776243 \times vol. \text{ mosto} - 4353,448 \quad (13)$$

Em que  $y$  = energia elétrica consumida estimada

Com a regressão obtida, é possível estimar o comportamento do consumo de energia em função das variáveis independentes mencionadas anteriormente, tendo-se uma meta/ um objetivo que não se quer ultrapassar.

Foi também calculado o  $K_{pi}$  da instalação, que é um indicador de desempenho, utilizado como uma ferramenta de gestão para avaliar o desempenho e o sucesso de um processo ou produto.

O  $K_{pi}$  escolhido traduz assim o desempenho da instalação de frio sendo calculado como o quociente entre o valor da energia elétrica consumida e o volume de cerveja enchida, numa base semanal.

A regressão fornece um comportamento estimado do consumo de energia ao longo do tempo, usando como base os dados dos anos anteriores. O consumo de energia estimado é utilizado como um objetivo que não se quer ultrapassar quando comparado com os valores reais. A partir do consumo de energia elétrica estimado é possível calcular um  $K_{pi}$  target e compara-se esse valor com o resultado do  $K_{pi}$  real, que é calculado a partir do valor do consumo de energia elétrica real e do volume de cerveja

enchida e ainda é comparado com o  $K_{pi}$  objetivo que tem como valor 1,50, valor estipulado pela empresa, analisando-se assim o comportamento da instalação.

No anexo E, pode-se observar um excerto da tabela de dados necessários para a estimativa do consumo de energia. A tabela E.1 apenas apresenta os dados para o ano de 2018. Ainda se observam os valores da energia estimada e do  $K_{pi}$  estimado e real e um exemplo do relatório semanal para a semana 27 do ano 2018.

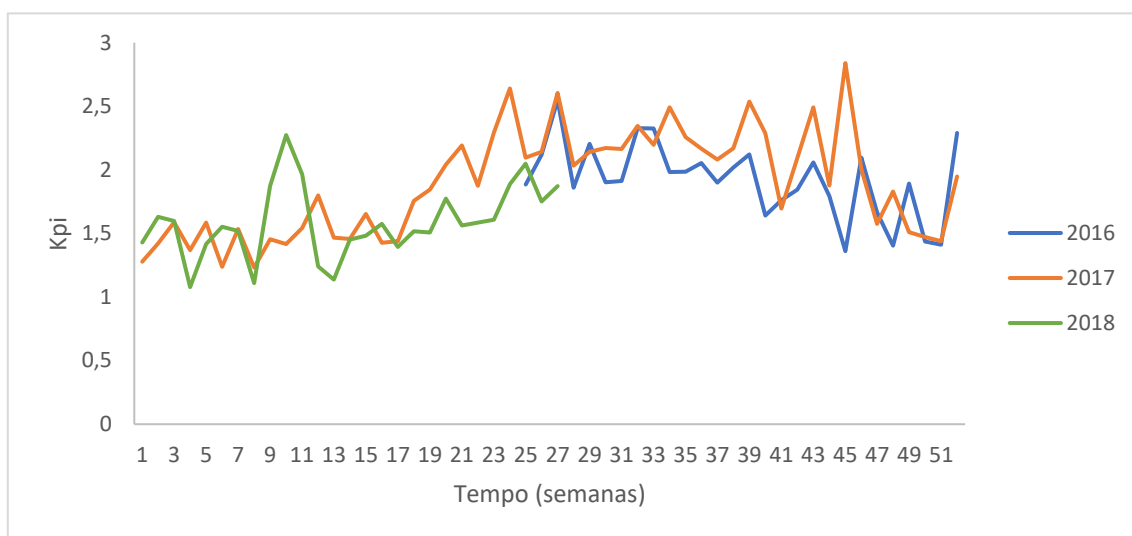


Figura 5. 14 - Evolução do  $K_{pi}$  da instalação de frio para os anos de 2016, 2017 e 2018 ao longo das 52 semanas de cada ano.

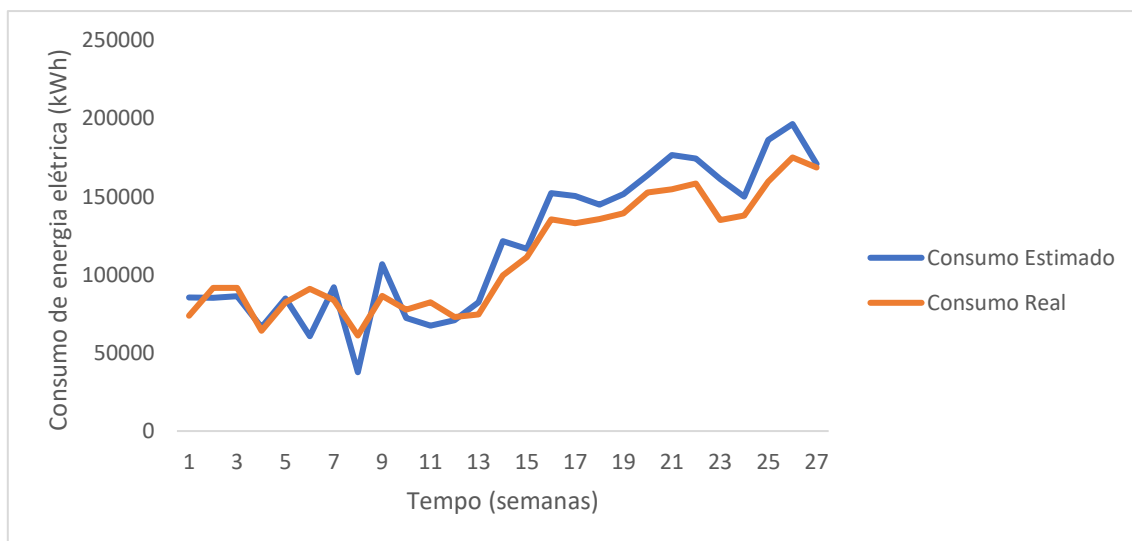


Figura 5. 13 - Evolução do consumo de energia elétrica do ano 2018, comparando o valor estimado com o real.

Nas figuras 5.13 e 5.14 pode-se verificar como o  $K_{pi}$  tem variado ao longo do ano, para os anos 2016, 2017 e 2018 e a evolução do consumo elétrico do ano 2018, comparando com o valor real e o valor estimado.

Analisando a figura 5.13, verifica-se que o  $K_{pi}$  no ano 2017 foi superior ao ano 2016, não foram consideradas as primeiras 24 semanas de 2016, porque os dados fornecidos encontravam-se incompletos. Analisando apenas o ano de 2016 e 2017 a partir da semana 25 verifica-se que o  $K_{pi}$  do ano 2017 foi superior a 2016, isto poderá dever-se à maior produção de cerveja em 2017, com o aumento da produção de cerveja consequentemente houve um aumento do consumo de energia elétrica e em relação ao ano de 2018, verifica-se que maioritariamente os seus valores de  $K_{pi}$ , são inferiores aos outros anos, apresentando assim melhorias do desempenho da instalação, estando a consumir menos energia elétrica.

Na figura 5.14, pode-se verificar que o consumo real da energia elétrica, a partir da semana 13 foi inferior ao consumo de energia elétrica estimado, consumindo-se menos do que os anos anteriores, 2016 e 2017, tendo-se em consideração que o consumo estimado é calculado através dos consumos e das variáveis dos anos 2016 e 2017, podendo-se afirmar que no ano de 2018, a instalação poderá ter sofrido melhorias em relação à sua eficiência e também é necessário ter em consideração que foi a partir da 12ª semana que houve a limpeza do calcário das serpentinas dos condensadores evaporativos, melhorando assim os consumos de energia elétrica.

Com ajuda destas figuras e do relatório semanal (encontra-se um exemplo de um relatório na figura E.1 do anexo E), pode-se verificar a evolução do consumo de energia elétrica e do  $K_{pi}$  da instalação de frio, fornecendo assim informação da instalação e podendo-se observar alterações na mesma, se houver alterações significativas. Por exemplo, se forem adaptadas medidas de otimização ao sistema, o relatório semanal seria um excelente indicador para verificar se essas medidas estariam a fazer efeito e assim dizer se a instalação estaria a tornar-se mais eficiente ou não.



## 6 -Conclusões e propostas para trabalhos futuros

O estágio teve como tema “Estudo do desempenho da instalação de frio da Super Bock Group (SBG)” e com isto o objetivo principal de identificação de oportunidades de melhorias e implementação destas. Para a concretização deste objetivo, foi necessário estudar a instalação de frio existente, proceder à identificação de equipamentos, elaborar o diagrama da instalação e fazer a análise do seu desempenho.

Com o estudo da instalação de frio, concluiu-se que a instalação tem diversos parâmetros em que pode melhorar, podendo-se assim melhorar a sua eficiência.

De modo geral verificou-se que a instalação apresenta melhor eficiência e melhores valores de COP, quando o sistema de refrigeração produz mais frio, ou seja, quando à mais frio consumido pelos consumidores dos dois circuitos, quando os condensadores evaporativos trabalham para velocidades superiores a 80% e quando a temperatura ambiente é mais baixa, tendo-se assim melhores valores de COP no inverno do que no verão, pois a diferença de temperatura de condensação e evaporação vai ser inferior no inverno comparativamente com o verão, logo melhores capacidades de refrigeração dos compressores e mais facilidade de libertar o calor rejeitado dos condensadores evaporativos.

Tem-se valores de COP mais baixos quando a instalação produz menos frio, levando a que os condensadores evaporativos trabalhem a uma velocidade de 40% e muitas das vezes em subcarga, pois poderão estar a trabalhar os 7 condensadores evaporativos sem essa necessidade. Verificou-se ainda que para temperatura ambiente elevada, mais especificamente nos picos de calor do verão, a instalação tem mais dificuldade para produzir o frio necessário e consequentemente de libertar o calor rejeitado pelos condensadores evaporativos devido ao aumento da temperatura e da humidade relativa do ar ambiente.

Analisando os equipamentos, os compressores CP1 e CP2 são aqueles com menor eficiência, devendo-se assim evitar usá-los, contudo deverá ser feita uma análise aos contadores de eletricidade dos compressores todos, de modo a conferir se os totalizadores estão a contar corretamente, pois foram verificadas discrepâncias de leituras entre o totalizador e a potência instantânea. Pode-se ainda estudar a sequência dos compressores e se possível estabelecer um horário de funcionamento que fosse adequado e que se fosse ajustando às diferentes condições que a instalação está sujeita ao longo do dia. Verificou-se ainda que para melhorar a eficiência dos compressores estes devem trabalhar para cargas superiores a 50% da sua carga total.

Relativamente aos condensadores evaporativos verificou-se que estão a rejeitar mais calor do que aquele produzido pela instalação, havendo assim a necessidade de estes serem estudados, de modo a entender a origem deste problema. O que poderá estar a originar a discrepância de valores é a possibilidade do programa de controlo estar a realizar incorretamente os cálculos, ou as capacidades nominais de rejeição de calor dos condensadores evaporativos, não serem realmente as usadas nos cálculos. Deve-se ainda analisar o funcionamento e a oportunidade de colocar condensadores em *standby* quando não são necessários, verificando as ordens que o programa apresenta, pode-se ainda verificar e estudar a sequência dos condensadores evaporativos, visto a instalação usufruir de dois modelos com capacidade de rejeição de calor diferentes e haver uma maior frequência na manutenção e limpeza da água e da serpentina dos condensadores evaporativos.

Três parâmetros muito importantes numa instalação de refrigeração de frio são: a temperatura de termómetro húmido, temperatura de condensação e temperatura de evaporação. Em relação à temperatura de termómetro húmido verificou-se que o sensor responsável por a medir, se encontra mal posicionado em relação ao local dos condensadores evaporativos, sendo assim importante transferi-lo para junto dos mesmos, de modo a se obter valores mais corretos e adequados às condições a que os condensadores evaporativos estão sujeitos. Se a temperatura de termómetro húmido é afetada a temperatura de condensação também vai ser diretamente afetada, provocando que os compressores e os condensadores evaporativos trabalhem para condições erradas.

Analisando o desempenho da instalação de frio concluiu-se que esta não apresenta um comportamento linear, existindo muitas flutuações devido às variações das condições que a instalação está sujeita como as condições ambientais, o frio necessário a produzir para satisfazer as necessidades dos consumidores e o comportamento dos equipamentos que são influenciados pelos últimos dois itens mencionados, contudo de modo geral a partir de todos os dados retirados desta instalação verifica-se que a instalação obtêm maioritariamente valores de COP superior a 3, com grandes probabilidades de melhoria se forem realizadas algumas das melhorias mencionadas.

Para trabalhos futuros sugere-se um estudo do comportamento da instalação para uma maior variedade e quantidade de dados, em diferentes épocas do ano e para diferentes condições de produção de frio, de modo a ser possível verificarem-se padrões do funcionamento dos equipamentos, de modo a detetar as melhores conjugações e ordem de funcionamento dos equipamentos. A recolha dos dados deve ser mais

rigorosa e os seus cálculos devem ser realizados o mais corretamente possível. Sugere-se ainda que se implementem algumas das medidas propostas para a otimização da instalação e posteriormente se volte a estudar a instalação de modo a verificar se as medidas ajudaram a aumentar a sua eficiência e conseqüentemente diminuição do consumo de energia elétrica.



## Referências bibliográficas

- [1] “SUPER BOCK GROUP - Sobre o Grupo.” [Online]. Available: <https://www.superbockgroup.com/detalhe/sobre-o-grupo/>. [Accessed: 09-Mar-2018].
- [2] “SUPER BOCK GROUP - Onde Estamos.” [Online]. Available: <https://www.superbockgroup.com/onde-estamos/>. [Accessed: 05-Apr-2018].
- [3] “SUPER BOCK GROUP - História.” [Online]. Available: <https://www.superbockgroup.com/historia/>. [Accessed: 09-Mar-2018].
- [4] “Adeus Unicer, olá Super Bock Group - Indústria - Jornal de Negócios.” [Online]. Available: <http://www.jornaldenegocios.pt/empresas/industria/detalhe/adeus-unicer-ola-super-bock-group>. [Accessed: 09-Mar-2018].
- [5] “Indústria - ADENE.” [Online]. Available: <https://www.adene.pt/industria/>. [Accessed: 16-Sep-2018].
- [6] “DGEG-Direção Geral de Energia e Geologia.” [Online]. Available: <http://www.dgeg.gov.pt/>. [Accessed: 17-Sep-2018].
- [7] R. Pilão, “Apontamentos das Aulas de GEREP - SGCIE.” Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, p. 61, 2017.
- [8] R. Dossat, *Princípios de Refrigeração*, 1ª. Hemus Editora Ltda.
- [9] I. Dinçer, *Refrigeration Systems and Applications*. West Sussex: John Wiley & Son, Ltd, 2003.
- [10] O. of E. and Heritage, *I am your industrial refrigeration guide*. Sydney: Office of Environment and Heritage, 2017.
- [11] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2ª Edição. McGraw-Hill, 2000.
- [12] “Perdi a Matéria - Nomes que Fizeram História.” [Online]. Available: <http://www.perdiamateria.eng.br/Nomes/Carnot.htm>. [Accessed: 03-Apr-2018].
- [13] T. Pimenta and A. Crispim, “Sebenta de QFIT2 - Entropia, Segunda e Terceira Leis da Termodinâmica.” Porto, p. 35, 2014.
- [14] W. Stoecker and J. M. Jabardo, *Refrigeração Industrial*, 2ª Edição. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.

- [15] *Handbook Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010.
- [16] “0ed2fe20-2a18-4845-8311-f618aac0748d (365×388).” [Online]. Available: <https://s3-sa-east-1.amazonaws.com/figuras.teconconcursos.com.br/0ed2fe20-2a18-4845-8311-f618aac0748d>. [Accessed: 03-Apr-2018].
- [17] M. Stephen, “Development and application of a model for estimating the efficiency and carbon footprint of refrigeration systems by considering the impact of fouling on condenser performance,” Massey University, 2011.
- [18] J. Tassini, “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial : Estudo de Caso,” Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
- [19] Y. Bettencourt, “Outdoor Wet-bulb Temperature - The Defining Measurement for Cooling Tower Operations.” VAISALA, Boulder.
- [20] R. Stull, “Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature,” *J. Appl. Meteorol. Climatol.*, vol. 50, p. 3, 2011.
- [21] D. Phone, “Optimum Condenser Control General undersøgelse for fordampningskondensator.”
- [22] GEA, “GEA RTSelect software.” [Online]. Available: <https://www.gea.com/en/articles/rtselect/index.jsp>. [Accessed: 12-Sep-2018].

## Anexos

### Anexo D – Tabela de dados da instalação de frio

As tabelas seguintes, apresentam um excerto dos dados analisados pelo programa WincC, para o dia 4 de junho, onde se pode observar alguns dos parâmetros já mencionados anteriormente no capítulo 5, que ajudaram na análise do desempenho da instalação de frio da SBG.

Tabela D. 1 -Excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio.

Mês	Dia	Hora	Help Hora	Tamb. (°C)	Twb (°C)	Tcond. (°C)	Pressão medida (barg)	Pressão SET-POINT (barg)	Condensadores Evaporativos								
									Cond. Circuito 1 (CP1 a CP4)		Cond. Circuito 2 (CP5 e CP6)		CE9/10/11	CE9/10/11	CE12/13/14/15	CE12/13/14/15	Soma CE
									Pressão (barg)	Temp. (°C)	Pressão (barg)	Temp. (°C)	calor rejeitado (kW)	RPM %	calor rejeitado (kW)	RPM %	calor rejeitado total(kW)
6	4	11:00	11,00	17,2	14,3	25,2	9,09	9,02	2,48	-5,6	3,79	2,9	2184	63	3891	63	6075
6	4	11:14	11,23	17,6	14,3	25,11	9,07	9,03	2,48	-5,7	3,75	2,6	2112	60	3756	60	5868
6	4	11:25	11,42	17,8	14,1	24,85	8,99	8,98	2,5	-5,5	3,79	2,8	2061	60	3612	60	5673
6	4	11:35	11,58	17,8	14,3	25,07	9,05	9,04	2,48	-5,7	3,76	2,7	1947	52	3435	52	5382
6	4	11:47	11,78	17,5	14,2	24,95	9,02	9	2,5	-5,5	3,83	3,2	1818	49	3219	49	5037
6	4	12:01	12,02	17,7	14,1	24,05	8,74	8,98	2,48	-5,6	3,64	3,2	1434	40	2574	40	4008
6	4	12:12	12,20	17,7	14,2	22,87	8,41	9	2,5	-5,5	3,84	3,1	1221	40	2180	40	3401
6	4	12:22	12,37	17,6	14	22,96	8,42	8,97	2,51	-5,4	3,86	3,3	1269	40	2272	40	3541
6	4	14:12	14,20	17,7	13,8	24,99	9,02	8,91	2,47	-5,8	6,32	15,4	2145	61	3798	61	5943
6	4	14:26	14,43	18,10	14,2	24,94	9,01	9	2,42	-6	6,44	15,9	2004	56	3568	56	5572
6	4	14:50	14,83	18,8	14	24,91	9,01	8,96	2,45	-5,9	4,8	8,5	2262	64	5292	64	7554
6	4	15:01	15,02	19,3	14,4	25,13	9,07	9,06	2,46	-5,8	3,78	2,7	2010	59	4612	59	6622
6	4	15:10	15,17	19,1	14,3	25,14	9,07	9,02	2,47	-5,7	3,82	3,1	1971	56	4504	56	6475
6	4	15:20	15,33	18,3	14	23,96	8,72	8,94	2,48	-5,6	3,74	2,5	1467	40	3352	40	4819
6	4	15:29	15,48	18,7	14,3	24,2	8,8	9,04	2,47	-5,7	3,68	2	1431	40	3256	40	4687
6	4	15:37	15,62	19	14,5	25,28	9,12	9,09	2,5	-5,5	3,61	1,5	1776	47	4076	47	5852
6	4	15:48	15,80	18,8	14	24,96	9,02	8,97	2,46	-5,8	3,64	1,9	2043	57	4672	57	6715
6	4	16:02	16,03	18,8	14,1	24,78	8,96	8,99	2,45	-5,9	3,68	2,3	1104	54	4344	54	5448
6	4	16:11	16,18	18,5	14,3	24,72	8,95	9,04	2,44	-6	3,81	3	1500	40	3424	40	4924
6	4	16:19	16,32	18,1	14,1	24,75	8,95	8,99	2,44	-6	3,9	3,6	1701	45	3880	45	5581
6	4	16:27	16,45	18,3	14,4	25,29	9,12	9,08	2,43	-6	3,72	2,5	1734	47	3892	47	5626
6	4	16:37	16,62	18,3	14,6	25,07	9,06	9,11	2,43	-6	3,77	2,6	1797	50	4108	50	5905
6	4	16:45	16,75	18,5	14,4	25,02	9,04	9,05	2,44	-6	3,7	2,5	1710	45	3868	45	5578
6	4	16:55	16,92	18,1	14,1	24,85	8,99	9	2,44	-5,9	3,87	3,5	1983	57	4504	57	6487

Tabela D. 2 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio.

CPS											CP6										CP's			
carga total %	Capacidade refrigeração (kW)	kW.h	Tent	Pent (barg)	Tsaida	Psaida (barg)	Trabalho real (kW)	Trabalho teórico	dif. (%)	carga total %	Capacidade refrigeração (kW)	kW.h	Tent	Pent (barg)	Tsaida	Psaida (barg)	Trabalho real (kW)	Trabalho teórico	dif (%)	kW	kW	kW		
0	0	2458527	29,6	3,82	35,5	8,87	62,94	0	100,00	57,1	799,4	2351034	3,4	3,75	61,4	9,03	75,42	132,39	-75,55	3108	650,9	3758,9		
0	0	2458527	29,6	3,79	34	8,9	0,00	0	0,00	57,1	799,4	2351065	3	3,71	61,6	9,09	132,86	131,97	0,67	3105,7	535,7	3641,4		
0	0	2458527	29,8	3,83	33,4	8,92	0,00	0	0,00	57,1	799,4	2351085	3,1	3,77	61,4	9,09	109,09	130,88	-19,97	3239,1	447,3	3686,4		
0	0	2458527	29,3	3,66	32,7	8,89	0,00	0	0,00	50	700	2351106	2,8	3,71	61,5	8,97	126,00	117,40	6,83	2916,6	480,0	3396,6		
0	0	2458527	29,3	3,82	32	8,88	0,00	0	0,00	49,5	693	2351131	3,2	3,84	61,3	8,97	125,00	115,94	7,25	3128,1	550,0	3678,1		
0	0	2458528	28,1	3,8	38,1	8,55	4,29	0	100,00	0	0	2351138	25,8	3,77	54	7,85	30,00	0,00	100,00	2044,1	368,6	2412,7		
0	0	2458528	28,8	3,86	33,9	8,3	0,00	0	0,00	0	0	2351138	25,8	3,82	48,3	7,93	0,00	0,00	0,00	1754,3	338,2	2092,5		
0	0	2458528	29,1	3,88	33,1	8,4	0,00	0	0,00	0	0	2351138	26,6	3,84	45	7,94	0,00	0,00	0,00	2251,1	336,0	2587,1		
0	0	2458528	29,1	6,46	26,6	6,46	0,00	0	0,00	0	0	2351145	29,1	6,4	36,6	8,82	3,82	0,00	100,00	3605,2	401,5	4006,7		
		2458528	Entrou em manutenção até ao final das leituras do dia									0	0	2351145	29,3	6,41	34,9	8,91	0,00	0,00	0,00	3832,1	574,3	4406,4
0	0	2458528	28,2	4,09	25,9	4,1	0,00	0	0,00	100	1400	2351166	6,5	3,76	65,3	9,11	52,50	223,08	-324,91	4353,1	565,0	4918,1		
0	0	2458528	27,5	3,77	26,2	3,77	0,00	0	0,00	100	1400	2351197	3,8	3,66	65,3	9,23	169,09	224,63	-32,85	3673,7	561,8	4235,5		
0	0	2458528	27,2	3,74	26,2	3,75	0,00	0	0,00	57,1	799,4	2351231	3,2	3,69	61,7	8,91	226,67	132,10	41,72	2664,6	660,0	3324,6		
0	0	2458528	27,1	3,7	26,1	3,7	0,00	0	0,00	49,5	693	2351247	3	3,64	61,5	8,74	96,00	112,59	-17,28	2372,4	420,0	2792,4		
0	0	2458528	27,1	3,63	25,9	3,63	0,00	0	0,00	49,4	691,6	2351261	3,1	3,65	58,3	8,86	93,33	113,21	-21,30	2841,5	420,0	3261,5		
0	0	2458528	27,1	3,57	25,7	3,57	0,00	0	0,00	47,7	667,8	2351274	3,3	3,81	59,4	9,08	97,50	113,66	-16,57	3728,5	517,5	4246,0		
0	0	2458528	26,2	2,1	25,1	2,09	0,00	0	0,00	49,4	691,6	2351295	3,2	3,8	58,7	8,96	114,55	115,78	-1,08	4134,1	632,7	4766,8		
0	0	2458528	26,2	1,12	24,9	1,12	0,00	0	0,00	49,5	693	2351315	2,8	3,68	62,1	9,03	85,71	115,37	-34,60	3891,7	548,6	4440,3		
0	0	2458528	26,2	0,49	24,9	0,49	0,00	0	0,00	49,5	693	2351332	2,8	3,69	61,4	9	113,33	115,16	-1,61	3022,3	593,3	3615,6		
0	0	2458528	26,3	0,14	24,8	0,14	0,00	0	0,00	44,6	624,4	2351348	3	3,83	58,9	8,95	120,00	105,60	12,00	3183,7	517,5	3701,2		
0	0	2458528	26,3	0,09	24,7	0,09	0,00	0	0,00	49,5	693	2351362	2,7	3,68	62,6	9,18	105,00	117,32	-11,73	4115,7	577,5	4693,2		
0	0	2458528	26,3	0,09	24,7	0,09	0,00	0	0,00	48,8	683,2	2351377	3,5	3,89	59	9,07	90,00	115,00	-27,78	4130,3	636,0	4766,3		
0	0	2458528	26,3	0,09	24,7	0,09	0,00	0	0,00	48,7	681,8	2351391	3,5	3,84	58,9	9,09	105,00	114,60	-9,14	3381,4	607,5	3988,9		
0	0	2458528	26,2	0,03	24,6	0,03	0,00	0	0,00	49,5	693	2351410	2,8	3,7	62,5	9,04	114,00	115,61	-1,41	3772,1	588,0	4360,1		

Tabela D. 3 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio.

SL4 + EV11 (Água gelada)										SL5 + EV12 (Água Desagerada)									
valores lidos					cál. auxiliares					valores lidos					cálculos auxiliares				
EV11 kW	caudal água (m³/h)	Tent.	Tsaida	total (mw.h)	Tmédio	cp (kJ/kg.K)	ρ (kg/dm³)	kW teórico	% dif	kW	caudal	Tent.	Tsaida	total (mw.h)	Tmédio	cp (kJ/kg.K)	ρ (kg/dm³)	kW teórico	% dif
0	0	11,7	13,1	5655	12,4	4,190	0,9995	0,00	0	788	55	17,7	5,3	7383	11,5	4,1918	0,9996	793,78	-0,73
0	0	11,2	13,1	5655	12,15	4,191	0,9995	0,00	0	814	55	17,7	4,9	7383	11,3	4,1921	0,9996	819,47	-0,67
0	0	11,1	13,2	5655	12,15	4,191	0,9995	0,00	0	788	55	17,7	5,4	7383	11,55	4,1917	0,9996	787,36	0,08
0	0	11,1	13,2	5655	12,15	4,191	0,9995	0,00	0	791	55	17,7	5,3	7383	11,5	4,1918	0,9996	793,78	-0,35
0	0	10,3	13,2	5655	11,75	4,191	0,9996	0,00	0	725	55	17,7	6,3	7384	12	4,1910	0,9995	729,59	-0,63
0	0	10,9	13,3	5655	12,1	4,191	0,9995	0,00	0	0	0	5,4	4,7	7384	5,05	4,2064	1,0000	0,00	0,00
0	0	10,9	13,3	5655	12,1	4,191	0,9995	0,00	0	0	0	5,9	5	7384	5,45	4,2052	1,0000	0,00	0,00
0	0	11	13,4	5655	12,2	4,191	0,9995	0,00	0	0	0	6,3	5,4	7384	5,85	4,2041	1,0000	0,00	0,00
0	0	17,2	17,5	5655	17,35	4,185	0,9988	0,00	0	2	55	17,8	17,8	7384	17,8	4,1842	0,9987	0	100,00
0	56	17,2	17,5	5655	17,35	4,185	0,9988	-19,50	0	6	55	17,7	17,6	7384	17,65	4,1843	0,9987	6,38	-6,41
597	56	17,3	7,8	5655	12,55	4,190	0,9995	618,89	-3,666	799	55	17,7	5,1	7384	11,4	4,1919	0,9996	806,63	-0,95
640	55	17,3	7,5	5655	12,4	4,190	0,9995	627,07	2,020	820	54	17,7	4,9	7384	11,3	4,1921	0,9996	804,57	1,88
633	55	17,3	7,3	5655	12,3	4,191	0,9995	639,90	-1,090	0	0	4,5	3,7	7384	4,1	4,2094	1,00000	0	0,00
640	55	17,4	7,3	5655	12,35	4,190	0,9995	646,29	-0,982	0	0	4,9	3,8	7384	4,35	4,2086	1,00000	0	0,00
886	69	17,4	6,3	5655	11,85	4,191	0,9996	891,28	-0,596	0	0	5,4	3,9	7384	4,65	4,2077	1,00000	0	0,00
566	47	17,4	7	5656	12,2	4,191	0,9995	568,73	-0,481	0	0	5,8	3,9	7384	4,85	4,2070	0,99999	0	0,00
633	56	17,3	7,6	5656	12,45	4,190	0,9995	631,95	0,167	0	0	6,2	4,7	7384	5,45	4,2052	0,99998	0	0,00
655	56	17,4	7,3	5656	12,35	4,190	0,9995	658,04	-0,464	0	0	6,5	5,2	7384	5,85	4,2041	0,99997	0	0,00
640	55	17,4	7,2	5656	12,3	4,1905	0,9995	652,70	-1,984	0	0	6,7	5,4	7384	6,05	4,2035	0,99997	0	0,00
585	56	17,4	8,1	5656	12,75	4,1899	0,9994	605,80	-3,556	0	0	6,9	5,6	7384	6,25	4,2029	0,99996	0	0,00
664	56	17,4	7,3	5656	12,35	4,1905	0,9995	658,04	0,898	0	0	7	5,7	7384	6,35	4,2027	0,99996	0	0,00
589	55	17,4	8	5656	12,7	4,1899	0,9995	601,40	-2,105	0	0	7,2	5,8	7384	6,5	4,2023	0,99995	0	0,00
621	55	17,4	7,6	5656	12,5	4,1902	0,9995	627,05	-0,973	0	0	7,3	5,8	7384	6,55	4,2021	0,99995	0	0,00
635	55	17,3	7,3	5656	12,3	4,1905	0,9995	639,90	-0,772	26	32	5,1	4,3	7384	4,7	4,2075	1,00000	29,920	-15,08

Tabela D. 4 - Continuação do excerto do documento Excel, para onde foram retirados alguns dos dados analisados pelo programa WincC, de modo a permitir o estudo e a análise de vários parâmetros, que ajudaram a verificar o desenho atual da instalação de frio.

Água glicolada														PT1B			
Valores lidos					Cálculo Aux.									Energia	Potência	Frio Consumido	
Tent.	Tsaida	Pressão	Caudal total (m³/h)	Potência térmica total (kW)	Soma kW Cons	Soma Caudais Cons.	dif caudais	dif potencia (kW)	Tmédio	cp (kJ/kg.K)	ρ (kg/m³)	kW	dif. Real - teorico (%)	kWh	kW	kW	COP
-0,5	-3	1,6	591	1682	1678	558	33	4	-1,75	3,796	1036,6	1614,9	4,0	31922230	647	2470	3,82
-0,5	-3	1,62	581	1744	1730	610,2	-29,2	14	-1,75	3,796	1036,6	1587,6	9,0	31922380	711	2558	3,60
-0,3	-3	1,6	564	1762	1943	635,3	-71,3	-181	-1,65	3,796	1036,5	1664,5	5,5	31922490	731	2550	3,49
-0,5	-3	1,62	551	1589	1742	579,5	-28,5	-153	-1,75	3,796	1036,6	1505,6	5,2	31922590	638	2380	3,73
-0,4	-3,1	1,6	575	1677	1732	547,7	27,3	-55	-1,75	3,796	1036,6	1696,9	-1,2	31922740	596	2402	4,03
-0,6	-3,1	1,61	544	1567	1608	546,3	-2,3	-41	-1,85	3,796	1036,6	1486,4	5,1	31922850	482	1567	3,25
-0,2	-2,9	1,59	584	1753	1463	556,3	27,7	290	-1,55	3,797	1036,5	1723,6	1,7	31922940	492	1753	3,56
-0,3	-3	1,62	571	1707	1781	570,9	0,1	-74	-1,65	3,796	1036,5	1685,1	1,3	31923010	536	1707	3,18
0,8	-2,8	1,61	620	2430	2862	631,5	-11,5	-432	-1	3,798	1036,27	2440,2	-0,42	31924080	807	2432	3,01
0,6	-3,1	1,6	577	2285	2849	637,5	-60,5	-564	-1,25	3,7974	1036,37	2333,8	-2,14	31924250	686	2291	3,34
-0,4	-3,2	1,6	581	1831	1736	553	28	95	-1,8	3,7959	1036,57	1778,1	2,89	31924550	845	3227	3,82
-0,5	-3,3	1,6	606	1859	1660	565,9	40,1	199	-1,9	3,7957	1036,61	1854,5	0,24	31924670	793	3319	4,19
-0,7	-3	1,59	564	1400	1464	536,9	27,1	-64	-1,85	3,7958	1036,59	1417,8	-1,27	31924790	579	2033	3,51
-0,6	-2,8	1,61	567	1391	1815	635,5	-68,5	-424	-1,7	3,7962	1036,54	1363,4	1,98	31924880	610	2031	3,33
0	-2,7	1,61	576	1782	1763	622,7	-46,7	19	-1,35	3,7971	1036,40	1700,1	4,60	31924970	746	2668	3,58
-0,2	-3,2	1,6	571	1997	2006	620,8	-49,8	-9	-1,7	3,7962	1036,54	1872,3	6,24	31925070	697	2563	3,68
0,3	-3,1	1,62	651	2418	2157	546,2	104,8	261	-1,4	3,7970	1036,42	2419,5	-0,06	31925250	857	3051	3,56
0,1	-3	1,6	577	2120	2157	585,8	-8,8	-37	-1,45	3,7968	1036,44	1955,24	7,77	31925390	740	2775	3,75
0	-3	1,61	600	2071	2399	635,3	-35,3	-328	-1,5	3,7967	1036,46	1967,57	4,99	31925490	655	2711	4,14
0	-2,8	1,61	614	1941	2458	629,1	-15,1	-517	-1,4	3,79696	1036,42	1879,30	3,18	31925590	756	2526	3,34
0,3	-2,9	1,61	637	2228	2692	635,8	1,2	-464	-1,3	3,79722	1036,39	2228,30	-0,01	31925720	934	2892	3,10
0,4	-3,3	1,6	627	2464	2674	631,4	-4,4	-210	-1,45	3,79683	1036,44	2535,90	-2,92	31925840	742	3053	4,11
-0,2	-2,8	1,6	602	1828	2380	646,9	-44,9	-552	-1,5	3,7967	1036,46	1710,91	6,41	31925940	743	2449	3,30
1	-3	1,59	674	2979	2755	667,7	6,3	224	-1	3,798	1036,27	2947,45	1,06	31926080	884	3640	4,12