



ANÁLISE ENERGÉTICA DE UMA INSTALAÇÃO DE FRIO INDUSTRIAL POR COMPRESSÃO DE AMONÍACO

FILIFE MIGUEL DA CRUZ RODRIGUES

dezembro de 2019

ANÁLISE ENERGÉTICA DE UMA INSTALAÇÃO DE FRIO INDUSTRIAL POR COMPRESSÃO DE AMONÍACO

Filipe Miguel da Cruz Rodrigues

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



ANÁLISE ENERGÉTICA DE UMA INSTALAÇÃO DE FRIO INDUSTRIAL POR COMPRESSÃO DE AMONÍACO

Filipe Miguel da Cruz Rodrigues
1130060

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

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Engenheira, Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Professora Doutora Engenheira, Olga dos Remédios Sobral Castro
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Professor Doutor Engenheiro, Szabolcs Varga
Investigador Principal, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Agradeço a orientação da Professora Doutora Olga dos Remédios Sobral Castro, pela ajuda, paciência e persistência.

À Sandra pela compreensão e apoio.

Aos meus pais e irmã, pelo incentivo e compreensão.

A todos os que contribuíram direta ou indiretamente para este longo trabalho.

PALAVRAS CHAVE

Refrigeração industrial, Amoníaco, Congelação, Compressor parafuso, Eficiência energética.

RESUMO

Hoje em dia existe uma preocupação global com os consumos energéticos devido à situação económica atual, a imensa concorrência a nível empresarial e a sustentabilidade do planeta Terra. As indústrias alimentares assumem um papel fundamental em Portugal, sendo os sistemas de refrigeração os principais consumidores de energia, numa empresa que se dedica ao fabrico de gelados e outros produtos alimentares. A otimização energética é importante bem como a sensibilização dos colaboradores para terem boas práticas na utilização das câmaras, a renovação/substituição de equipamentos e a utilização de tecnologias mais eficientes. O trabalho desenvolvido na presente tese foi motivado pela necessidade de aprofundar o conhecimento sobre a atual instalação de frio industrial que é composta por três câmaras de refrigeração equipadas com evaporadores do tipo inundados e uma central de compressão equipada com dois compressores parafuso em que o fluido de trabalho é o amoníaco.

O processo industrial de produção de gelados é uma das instalações da empresa onde foi efetuado o presente trabalho de levantamento de dados de funcionamento com vista à realização de uma análise energética, e consequente identificação de anomalias e sugestões de melhoria.

A partir dos dados medidos e recolhidos sobre as características técnicas de todos os equipamentos foi simulado o comportamento da instalação frigorífica com recurso a *software CoolPack*.

Os resultados obtidos mostram que os valores do coeficiente de desempenho da instalação variam entre 2 e 4. Já a eficiência energética desta instalação não ultrapassa os 45%. O rendimento total dos compressores não ultrapassa os 38%.

O consumo energético da instalação foi estimado em 2917 kWh/dia, sendo a contribuição mais significativa dos motores elétricos dos compressores parafuso cujo valor é de 85% para ambos.

KEYWORDS

Industrial Refrigeration, Ammonia, Freezing, Screw Compressor, Energy Efficiency.

ABSTRACT

Today there is a global concern about energy consumption due to the current economic situation, immense business competition and the sustainability of planet Earth. The food industries play a key role in Portugal, with refrigeration systems being the main energy consumers in a company dedicated to the manufacture of ice cream and other food products. Energy optimization is important, as is employee awareness of chamber good practices, equipment renewal / replacement and the use of more efficient technologies.

The work developed in this thesis was motivated by the need to see the knowledge about the current industrial cold installation which is composed of three refrigeration chambers equipped with flooded evaporators and a compression plant equipped with two screw compressors working with ammonia.

The industrial ice cream production process is one of the company's facilities where the present work of operating data collection was carried out with a view to performing an energy analysis, and consequently identifying anomalies and suggestions for improvement.

From the measured data and collected information about technical characteristics of equipments was simulated the behavior of the refrigeration facility using CoolPack software.

The results show that the values of the performance coefficient of the installation vary between 2 and 4. The energy efficiency of this installation does not exceed 45%. Total performance of compressors does not exceed 38%.

The energy consumption of the installation was estimated at 2917 kWh / day, being the most significant contribution of the screw compressor electric motors with a value of 85% for both.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AQS	Águas quentes sanitárias
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ARM	Gerenciamento de Risco de Amoníaco
CAM	Câmara
CE	Condensador evaporativo
COMP	Compressor
COP	Coeficiente de desempenho
CFC	Clorofluorcarbonetos
DEPLIQ	Depósito de líquido
DOT	Departamento of Transportation
DTU	Technical University of Denmark
EPA	Environmental Protection Agency
EV	Evaporador
HCFCs	Hidroclorofluorcarbonos
HFCs	Hidrofluorcarbonetos
HVAC	Heating, ventalation and air conditioning
IDLH	Immediate Danger to Life or Health
IAR	Instituto Internacional de Refrigeração por Amoníaco
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
NIOSH	National Institute for Occupational Safety and Health
ODP	Ozone depletion potencial
ONU	Organização das Nações Unidas
OSHA	Occupational Health and Safety Administration
PAG	Potencial de aquecimento global
PLC	Programmable Logic Controller
PSM	<i>Process Safety Management</i>
\dot{Q}_e	Carga de evaporação total
\dot{Q}_{ev}	Carga de evaporação
RMP	Programa de Gerenciamento de Risco
SEPLIQ	Separador de líquido
T_{se}	Temperatura seca de entrada de ar

Lista de Fórmulas

CO ₂	Representação química do dióxido de carbono
NH ₃	Amoníaco
R-12	Representação do diclorodifluorometano segundo as normas de refrigeração
R-134a	Representação do tetrafluoroetano segundo as normas de refrigeração
R-22	Representação do clorodifluorometano segundo as normas de refrigeração
R-170	Etano
R-290	Propano
R-600a	Representação do isobutano segundo as normas de refrigeração
R-717	Representação do amoníaco segundo as normas de refrigeração
R-744	Representação do dióxido de carbono segundo as normas de refrigeração
SO ₂	Representação química do dióxido de enxofre

Lista de Unidades

A	Ampere
bar	Bar
°C	Grau centígrado
°F	Fahrenheit
g/mol	Gramas por mole
h	Hora
kg/m ³	Quilograma por metro cúbico
kJ/kg	Quilojoule por quilograma
kPa	Quilopascal
kW	Quilowatt
kW/h	Quilowatt por hora
l/s	Litros por segundo
kton	Quilotoneladas
m ²	Metro quadrado
m ³	Metro cúbico
m ³ /h	Metro cúbico por hora
m ³ /l	Metro cúbico por litro
m ³ /s	Metro cúbico por segundo
min. ⁻¹	Rotações por minuto
mm	Milímetros
ml/g	Mililitros por grama
MW	Megawatt
ppm	Partes por milhão

psig	Libra força por polegada quadrada manométrica
rpm	Rotações por minuto
V	Volt
W	Watt

Lista de Símbolos Gregos

ϵ	Eficiência
$\eta_{elétrico}$	<i>Rendimento elétrico</i>
$\eta_{volumétrico}$	<i>Rendimento volumétrico</i>
η_{total}	<i>Rendimento total</i>

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - A) DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UM CICLO REVERSÍVEL DE CARNOT; B) DIAGRAMA T-S DE UM CICLO REVERSÍVEL DE CARNOT [25].	8
FIGURA 2 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR [26].	10
FIGURA 3 - DIAGRAMA P-H COM AS DIFERENÇAS ENTRE O CICLO IDEAL E O REAL [27].	11
FIGURA 4- ESQUEMA DO COMPRESSOR ABERTO [5]	12
FIGURA 5- ESQUEMA DO COMPRESSOR SEMI – HERMÉTICO [5]	13
FIGURA 6- ESQUEMA DO COMPRESSOR HERMÉTICO	13
FIGURA 7 - ESQUEMA DO COMPRESSOR DE PARAFUSO SIMPLES [38].	14
FIGURA 8 - COMPRESSOR DE PARAFUSO DUPLO [11].	15
FIGURA 9 - ROTOR MACHO E ROTOR FÊMEA [5].	15
FIGURA 10 - ESQUEMA DE UM COMPRESSOR SCROLL [29].	16
FIGURA 11 - CONDENSADOR MULTITUBULAR [30].	18
FIGURA 12 - CONDENSADOR EVAPORATIVO [5].	19
FIGURA 13 - EVAPORADOR DE EXPANSÃO SECA [24].	21
FIGURA 14 -EVAPORADOR INUNDADO [24].	21
FIGURA 15 - SISTEMAS DE EVAPORADORES MÚLTIPLOS [24].	22
FIGURA 16 - CONTRIBUIÇÃO DOS SETORES PARA AS EMISSÕES DE NH ₃ EM 2015 [9].	29
FIGURA 17 - PROCESSO INDUSTRIAL DA PREPARAÇÃO DO GELADO	37
FIGURA 18 - PROCESSO INDUSTRIAL DO TÚNEL DE CONGELAÇÃO	38
FIGURA 19 - PROCESSO INDUSTRIAL DA CÂMARA 1 E 2	38
FIGURA 20- ESQUEMA DE PRINCÍPIO INICIAL	40
FIGURA 21- LINHAS E COMPONENTES DE UM EV	41
FIGURA 22- LINHA DOS FLUIDOS DO COMPRESSOR, SEPARADOR DE ÓLEO E ARREFECEDOR DE ÓLEO	43
FIGURA 23- PORMENOR DO CONJUNTO ONDE OCORRE A EXPANSÃO DO AMONÍACO	44
FIGURA 24 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO ATUAL	45
FIGURA 25 - IMAGEM DO COMPRESSOR [13].	48
FIGURA 26 - IMAGEM ILUSTRATIVA DAS CÂMARAS	52
FIGURA 27 - RECIRCULAÇÃO FORÇADA DE LÍQUIDO [22].	54
FIGURA 28 - EVAPORADORES QUE TRABALHAM COM RECIRCULAÇÃO FORÇADA DE LÍQUIDO: (A) ALIMENTAÇÃO INFERIOR (B) ALIMENTAÇÃO SUPERIOR [22].	55
FIGURA 29 – DIAGRAMA DE UM CICLO FRIGORÍFICO DO DIA 07/02/2018	58
FIGURA 30 - ESQUEMA DO CICLO E PONTOS DE MEDIÇÃO DAS GRANDEZAS MEDIDAS	60
FIGURA 31 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE ASPIRAÇÃO NOS COMPRESSORES	61
FIGURA 32 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE DESCARGA DOS COMPRESSORES	62
FIGURA 33 - CARGA DE EVAPORAÇÃO DAS CÂMARAS	65
FIGURA 34 - CARGA DE EVAPORAÇÃO TOTAL	66
FIGURA 35 - RENDIMENTO VOLUMÉTRICO DOS COMPRESSORES [11].	67
FIGURA 36 - TRABALHO DE COMPRESSÃO DOS COMPRESSORES	69
FIGURA 37 - TRABALHO DE COMPRESSÃO TOTAL	69

FIGURA 38 - $COP_{INSTALAÇÃO}$ E COP_{CARNOT}	72
FIGURA 39 – EFICIÊNCIA DA INSTALAÇÃO	73
FIGURA 40 - CONSUMO ELÉTRICO POR DIA	75
FIGURA 41 - CONSUMO ELÉTRICO DOS COMPRESSORES	76
FIGURA 42 - POTÊNCIA DOS COMPRESSORES	78
FIGURA 43 - POTÊNCIA TOTAL	78

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - EFEITOS DAS CONCENTRAÇÕES DE AMONÍACO [8].	28
TABELA 2 – VARIAÇÕES DAS EMISSÕES DE NH ₃ EM PORTUGAL [10].	29
TABELA 3 - EMISSÕES TOTAIS DE GASES ACIDIFICANTES E PARTÍCULAS (KTON) PARA O NH ₃ [10]	29
TABELA 4 - CLASSIFICAÇÃO DO AMONÍACO [14].	33
TABELA 5 - CÓDIGO REFERENTE AO COMPRESSOR [18].	47
TABELA 6 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS COMPRESSORES [18].	47
TABELA 7 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS COMPRESSORES [13].	47
TABELA 8 - CARACTERÍSTICAS DO MOTOR ELÉTRICO DO COMPRESSOR 1	49
TABELA 9 - CARACTERÍSTICAS DO MOTOR ELÉTRICO DO COMPRESSOR 2	49
TABELA 10 - CARACTERÍSTICAS DO CONDENSADOR EVAPORATIVO	50
TABELA 11 - CARACTERÍSTICAS DO CONDENSADOR EVAPORATIVO	51
TABELA 12 - CARACTERÍSTICAS DA CÂMARA 1	53
TABELA 13 - CARACTERÍSTICAS DA CÂMARA 2	54
TABELA 14 - CARACTERÍSTICAS DO EVAPORADOR 3	56
TABELA 15 - CARACTERÍSTICAS DO EVAPORADOR 1 E 2	57
TABELA 16 - VALORES OBTIDOS NOS PONTOS	58
TABELA 17 - CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE RECIRCULAÇÃO	59
TABELA 18 - PONTOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA E PRESSÃO NA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA	61
TABELA 19 - MODELO E CAPACIDADE DOS EVAPORADORES [12]	64
TABELA 20 - DETERMINAÇÃO \dot{Q}_{01}	64
TABELA 21 - DETERMINAÇÃO DO \dot{W}_c	68
TABELA 22 - COP _{CARNOT}	70
TABELA 23 - COP _{INSTALAÇÃO}	71
TABELA 24 – EFICIÊNCIA DA INSTALAÇÃO	72
TABELA 25 - CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA POR DIA	74
TABELA 26 - RENDIMENTO TOTAL DOS COMPRESSORES	77

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	2
1.1	Enquadramento.....	2
1.2	Objetivos	2
1.3	Metodologia.....	3
1.4	Estrutura	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	História da refrigeração.....	6
2.2	Sistemas de refrigeração	7
2.3	Ciclos de refrigeração	8
2.4	Componentes do sistema de frio por compressão de vapor	11
2.4.1	Compressor	11
2.4.2	Condensador	17
2.4.3	Evaporador	19
2.4.4	Dispositivo de expansão.....	22
2.5	Fluidos frigorigéneos	23
2.5.1	Amoníaco	26
3	DESCRIÇÃO E ANÁLISE DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA.....	37
3.1	Descrição do funcionamento da instalação frigorífica inicial	39
3.2	Descrição do funcionamento da instalação frigorífica atual.....	44
3.3	Descrição dos componentes da instalação frigorífica atual.....	46
3.3.1	Compressores.....	46
3.3.2	Condensadores.....	49
3.3.3	Câmaras.....	51
3.3.4	Evaporadores por recirculação forçada de líquido	54
3.3.5	Bombas de recirculação WITT	59
3.4	Tratamento dos dados recolhidos	59

3.4.1	Determinação da carga de evaporação Q_{ev}	63
3.4.2	Determinação do trabalho dos compressores WC	66
3.4.3	Análise energética da instalação frigorífica.....	70
3.4.3.1	Determinação do COP_{CARNOT}	70
3.4.3.2	Determinação do $COP_{instalação}$	71
3.4.3.3	Determinação da eficiência da instalação.....	72
3.4.4	Estimativa do consumo elétrico da instalação.....	73
3.4.5	Rendimento dos compressores.....	76
3.4.6	Potência absorvida pelos compressores.....	77
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	81
4.1	CONCLUSÕES.....	81
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	82
5	BIBLIOGRAFIA.....	87
6	ANEXOS.....	93
6.1	Anexo 1 – Dados registados nos compressores 1 e 2.....	93
6.2	Anexo 2 - Dados Calculados nos compressores 1 e 2.....	95
6.3	Anexo 3 - Consumo elétrico.....	97
6.4	Anexo 4 – Capacidade dos evaporadores e capacidade corrigida.....	98
6.5	Anexo 5 – Horas de funcionamento dos compressores.....	100

INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

1.2 Objetivos

1.3 Metodologia

1.4 Estrutura

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

Existe uma consciencialização constante perante a sustentabilidade ambiental, o objetivo do desenvolvimento sustentável é satisfazer as necessidades presentes sem comprometer a capacidade das gerações futuras, estabelecendo metas de redução do consumo de energia e, conseqüentemente, redução das emissões de gases com efeito de estufa.

A sustentabilidade está diretamente relacionada com o desenvolvimento económico e material, sem agredir o meio ambiente. A adoção de ações de sustentabilidade garante a médio e longo prazo um planeta em boas condições para o desenvolvimento das diversas formas de vida, inclusive a humana.

A tecnologia evolui ao longo do tempo com a procura de melhores soluções face à concorrência do mundo empresarial, tecnologia mais eficiente e inovadora. Esta constante evolução por vezes pode ser forçada pela legislação internacional ou nacional, por motivos externos ao desenvolvimento das empresas.

As organizações têm um papel preponderante a desempenhar na procura deste objetivo, através de novas formas de pensar e de agir. Podendo referir-se ao Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), que está aberto a todos os países membros da Organização das Nações Unidas (ONU) e da Organização Mundial de Meteorologia, procurando compreender as mudanças climáticas, analisando as informações científicas, técnicas e socioeconómicas mundiais, contando com cientistas e especialistas de todo o mundo. As pesquisas submetidas poderão ser aceites, adotadas e aprovadas após análise e revisão, a fim de criar uma balanceada e rigorosa base de dados científicos. O IPCC representa a maior autoridade mundial quando se fala no aquecimento global e tem sido a principal base para o estabelecimento de políticas climáticas mundiais e nacionais.

A refrigeração está bem presente nas nossas vidas para se conseguir obter uma boa conservação e congelação dos alimentos, tendo uma grande utilização diária ao longo de todo o ano. O frio Industrial é o tema da análise energética desta instalação frigorífica para a conservação de gelados.

1.2 Objetivos

A oportunidade da realização desta tese surgiu devido à necessidade de obter um maior conhecimento sobre o frio industrial. Esta tese vai permitir aprofundar os conhecimentos nesta área e em particular sobre a instalação frigorífica.

A empresa dedica-se ao fabrico de gelados e sua comercialização. Com vista à análise energética desta instalação foi efetuado um trabalho de campo que envolveu medições experimentais e também foi efetuado o levantamento de todos os dados técnicos da instalação de refrigeração industrial.

O objetivo principal desta dissertação de mestrado foi a análise energética da instalação frigorífica para a conservação dos gelados pelo processo de congelação, com base numa prévia auditoria às condições reais de funcionamento. Identificação de anomalias e respetivas causas. A sugestão de medidas de melhoria do funcionamento da instalação frigorífica com vista ao aumento da eficiência energética e consequente redução da fatura de energia elétrica, contribuindo para a sustentabilidade energética e ambiental.

1.3 Metodologia

A metodologia seguida no desenvolvimento deste trabalho envolveu várias fases, nomeadamente: a caracterização da instalação de frio industrial através do levantamento de dados técnicos de todos os componentes; a verificação do esquema de princípio da instalação de refrigeração inicial e a comparação com a instalação de refrigeração atual, criando-se um esquema de princípio atual.

A realização de medições experimentais de grandezas relevantes para a caracterização do desempenho da instalação de refrigeração, nomeadamente, as do tempo de funcionamento dos compressores, temperaturas e pressões (aspiração, descarga, saturação, evaporação) e características das câmaras de congelação.

A organização dos dados em tabelas, realização de gráficos e respetiva análise, interpretação dos resultados; análise energética da instalação, com base no(a): coeficiente de desempenho (COP), consumo elétrico, rendimento dos compressores e carga de evaporação (\dot{Q}_e).

Identificação de anomalias e as suas causas. Por fim a sugestão de medidas de melhoria com vista ao aumento da eficiência energética na instalação de refrigeração e, conseqüentemente, da redução de emissões de CO₂ equivalente.

1.4 Estrutura

O presente trabalho está organizado em 4 capítulos incluindo um capítulo introdutório, bibliografia e anexos.

O Capítulo 1 serve de introdução ao tema e respetivos objetivos deste trabalho.

No Capítulo 2 são abordados conceitos teóricos sobre a história da refrigeração, seus diversos sistemas de refrigeração, em concreto o sistema de frio por compressão e as várias gerações de fluidos frigorigéneos.

No Capítulo 3 é feita uma descrição do funcionamento da instalação frigorífica e respetivos componentes. Análise energética através: do coeficiente de desempenho (COP), do consumo energético, do rendimento dos compressores e carga de evaporação (\dot{Q}_e).

No Capítulo 4, retiram-se as principais conclusões e propõem-se melhorias que poderão ser aproveitadas.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 História da refrigeração

2.2 Sistemas de refrigeração

2.3 Ciclos de refrigeração

2.4 Componentes do sistema de frio por compressão de vapor

2.4.1 Compressor

2.4.2 Condensador

2.4.3 Evaporador

2.4.4 Dispositivo de expansão

2.5 Fluidos frigorigêneos

2.5.1 Amoníaco

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 História da refrigeração

A origem da palavra refrigeração provém do latim *frigus* que tem como significado frio. Pode-se definir a refrigeração como a arte de arrefecer corpos sólidos ou fluidos para temperaturas abaixo das disponíveis, num determinado tempo e local. A mesma é usada para manter a temperatura de um espaço a uma temperatura inferior à do meio ambiente, extraindo-se o calor desse espaço, através de um fluido frigorígeno com uma temperatura inferior à do espaço a refrigerar, dando-se então uma permuta entre o fluido frigorígeno e a temperatura do espaço [1].

Na refrigeração quando se evapora um fluido frigorígeno, ele absorve o calor, permitindo reduzir a temperatura de uma câmara de conservação ou congelação. Para se conseguir a temperatura requerida, deve-se controlar a ebulição do fluido frigorígeno [2].

Um Ciclo de Refrigeração pode ser definido como um sistema térmico que consegue retirar calor de uma região de baixa temperatura para outra em alta temperatura, através de trabalho, conseguindo manter a temperatura requerida.

Para se dar a condensação a uma temperatura superior à do ambiente é necessário um compressor para elevar a pressão do fluido necessitando depois ser arrefecido por ar, água ou a combinação dos dois.

Até metade do século XIX, a conservação dos alimentos consumidos pelo homem era precária, havendo a necessidade de arranjar forma de conservar os alimentos, os métodos utilizados eram: a defumação, a salga e a dessecação. A utilização do gelo para refrigerar e conservar os alimentos vem desde os tempos pré-históricos. A China foi a pioneira na recolha e armazenamento de gelo no Inverno para depois ser usado no Verão, era gelo e neve prensada protegidos por palha e capim seco. O processo de condensação exige a rejeição de calor para o exterior [15].

Em 1820, o cientista britânico *Michael Farady*, conseguiu liquefazer amoníaco e outros gases, usando alta pressão, conseguindo assim baixar a temperatura de algumas substâncias. A primeira patente, para um sistema de refrigeração usando compressão de vapor, foi obtida por *Jacob Perkins* no ano de 1834. Em 1857, *Ferdinand Carré* desenvolveu o primeiro sistema de refrigeração por compressão e em 1860 o sistema por absorção de gás de funcionamento contínuo, usando amoníaco gasoso dissolvido em água. A utilização da refrigeração artificial em alimentos surgiu em meados do século XIX com carros refrigerados a gelo, utilizados no transporte de leite e manteiga e em 1860 utilizados para o transporte de peixes, frutos do mar e carnes. Em 1861, instalou-se em *Darling Harbour, Sydney*, na Austrália pela empresa de *Thomas.S. Mort* e *Eugene Dominique Nicolle*, a primeira fábrica de congelar carne em todo o mundo, usando compressores de amoníaco inventados por *Carré*. A refrigeração industrial continuou a desenvolver-se, em 1911 *A. J. Oitesen* inventou o princípio de congelação rápida. No ano de 1916 os engenheiros *Nathaniel Walles* e *Alfred Mellowes*

inventaram o primeiro refrigerador elétrico doméstico, eles trabalhavam para a *Frigidaire*, esta invenção saiu para o mercado em 1918 na cidade de *Detroit* [15].

2.2 Sistemas de refrigeração

Um sistema de refrigeração consiste na combinação de componentes ligados numa ordem sequencial para produzir o efeito da refrigeração, os principais sistemas de refrigeração são:

❖ Sistema de compressão mecânica de vapor

- *Princípio de funcionamento:* neste sistema um compressor mecânico eleva a pressão e a temperatura do fluido frigorigéneo, depois de ele ter produzido o seu efeito de refrigeração. Ele transfere o seu calor para um ambiente externo ao ambiente a refrigerar, onde é condensado passando ao estado líquido e retorna ao sistema, para posteriormente ser expandido para uma pressão e temperatura mais baixa, para produzir o efeito de refrigeração durante a evaporação [3].
- *Exemplos de aplicações:* este sistema é dos mais utilizados em processos de refrigeração industrial, comercial e de climatização para ar condicionado [3].

❖ Sistema de absorção de vapor

- *Princípio de funcionamento:* este sistema funciona de forma semelhante ao sistema de compressão mecânica de vapor, com a diferença do compressor mecânico ser substituído por um ciclo de absorção (compressor termodinâmico). Então em vez da energia mecânica, passa a utilizar energia fornecida por uma fonte de calor externa (vapor de água quente, queimador a gás, etc.) [3].
- *Exemplos de aplicações:* são utilizados em unidades de cogeração com produção combinada de frio (trigeração). A utilização de energia térmica resultante do processo de cogeração para a produção de frio denomina-se por Trigeração [3].

❖ Sistema efeito termoelétrico

- *Princípio de funcionamento:* este sistema consiste na produção de um gradiente de temperatura em duas junções de dois condutores de materiais diferentes quando submetidas a uma tensão elétrica num circuito fechado [5].
- *Exemplos de aplicações:* este sistema é utilizado em instrumentos de medida do ponto de orvalho do ar e equipamentos eletrônicos [5].

❖ Sistema de expansão de ar ou gás

- *Princípio de funcionamento:* neste sistema, o ar ou o gás é comprimido até atingir uma pressão elevada por energia mecânica, depois o fluido é arrefecido e expandido até uma pressão baixa, como a temperatura do fluido diminui durante a expansão, é produzido o efeito de refrigeração [3].
- *Exemplos de aplicações:* é o mais apropriado e utilizado em sistemas de refrigeração de aeronaves [3].

2.3 Ciclos de refrigeração

Os dispositivos que efetuam a refrigeração denominam-se máquinas frigoríficas (ou bombas de calor) que funcionam segundo os ciclos frigoríficos [4].

❖ Ciclo reversível de Carnot

O ciclo de Carnot trata-se de um ciclo ideal (reversível), que opera entre dois níveis de temperatura, tendo a mais alta eficiência dos ciclos frigoríficos. Sendo um ciclo ideal este serve de referência aos ciclos reais. Na Figura 1 é esquematizado o ciclo.

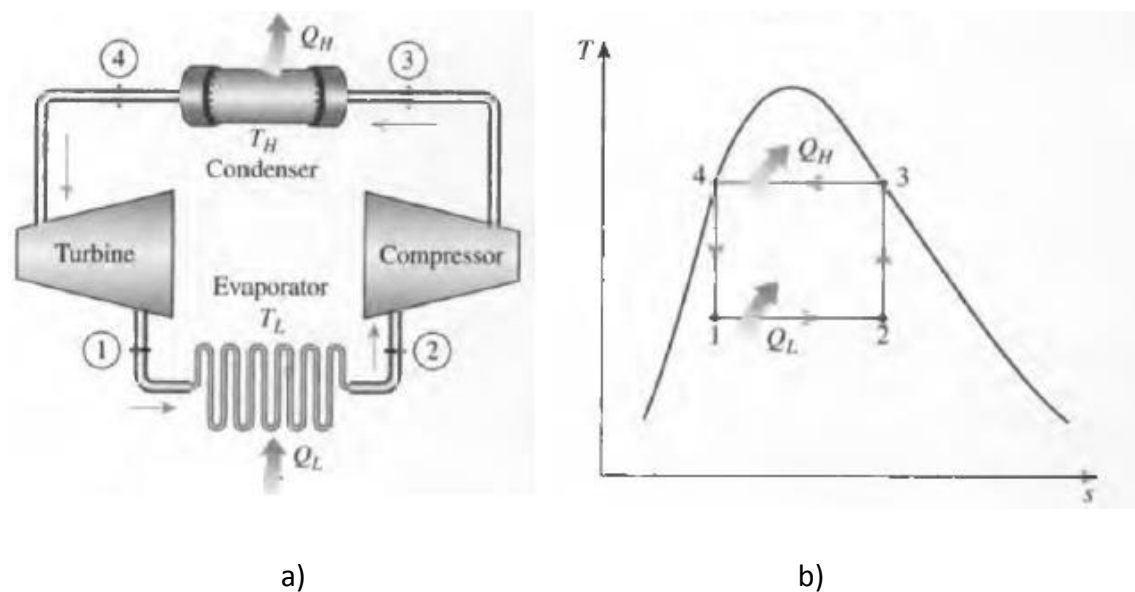


Figura 1 - a) Diagrama esquemático de um ciclo reversível de Carnot; b) Diagrama T-s de um ciclo reversível de Carnot [25].

Como se pode visualizar na Figura 1 –b) o ciclo apresenta os seguintes processos termodinâmicos:

- Processo 1 → 2: processo isotérmico no qual o calor Q_L é absorvido no evaporador pelo fluido frigorígeno à temperatura constante T_L
- Processo 2 → 3: compressão isentrópica do fluido frigorígeno, com aumento da temperatura T_L para a temperatura T_H
- Processo 3 → 4: processo isotérmico no qual o calor Q_H é rejeitado no condensador pelo fluido frigorígeno à temperatura constante T_H
- Processo 4 → 1: expansão isentrópica do fluido frigorígeno com diminuição da temperatura T_H para a temperatura T_L

❖ Ciclo de compressão de vapor

Houve necessidade de alterar o ciclo de *Carnot* para a aplicação prática do ciclo num sistema de refrigeração, surge então o ciclo de compressão de vapor, porque houve necessidade de vaporizar o fluido frigorígeno completamente antes de ser comprimido no compressor e a turbina foi substituída por um dispositivo de expansão [3].

- Ciclo ideal de compressão de vapor: o fluido frigorígeno entra no compressor e é comprimido (compressão isentrópica), aumentando a temperatura e a pressão, o fluido frigorígeno sai do compressor em direção ao condensador onde ocorre o processo de rejeição de calor do fluido frigorígeno para a água e o ar, primeiro arrefece e depois condensa. Na válvula de expansão (isentálpica) dá-se uma queda de pressão e por consequência uma grande descida da temperatura do fluido frigorígeno, de modo a que a pressão final corresponda á pressão de evaporação, tendo uma temperatura de evaporação inferior à do espaço a refrigerar. Estando o fluido frigorígeno com uma pressão baixa na passagem pelo evaporador absorve o calor do espaço, mudando de fase para vapor saturado, voltando ao compressor e terminando o ciclo [3]. A Figura 2 esquematiza o ciclo ideal de compressão de vapor.
- Ciclo real de compressão de vapor: na aplicação do ciclo ideal de compressão de vapor num sistema de refrigeração, surgem algumas alterações devido às irreversibilidades ocorridas nos componentes. Atrito nas tubagens e transferências de calor de e para o ambiente envolvente, causando quebras de pressão no sistema [3].
No ciclo ideal, o fluido frigorígeno sai do evaporador e entra no compressor em estado de vapor saturado, na prática pode não ser possível controlar o estado do fluido frigorígeno de um modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil projetar o sistema de forma que o fluido frigorígeno se encontre ligeiramente sobreaquecido à entrada do compressor, desta forma garante que o fluido frigorígeno está totalmente vaporizado quando entra no compressor [3].

Quando a conduta de ligação do evaporador para o compressor tem grandes comprimentos ocorre uma queda de pressão provocada pelo efeito de atrito do fluido frigorífero e pela transferência de calor do ambiente envolvente para o fluido frigorífero, que pode ser significativa. O sobreaquecimento, o ganho de calor na conduta e a queda de pressão no evaporador e na conduta, resultam num aumento do volume específico, em consequência elevam o valor da potência a fornecer ao compressor, visto que o trabalho do escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico [3].

Este processo envolve efeitos de atrito que aumentam a entropia e a transferência de calor, que poderão aumentar ou diminuir a entropia, dependendo da direção [4]. A Figura 3 esquematiza as diferenças entre o ciclo ideal e o real.

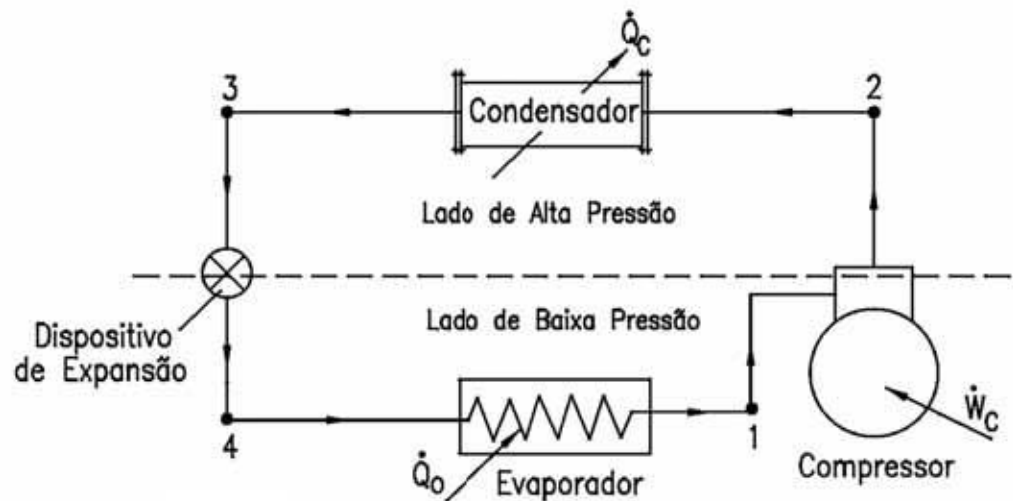


Figura 2 - Diagrama esquemático do ciclo de compressão de vapor [26].

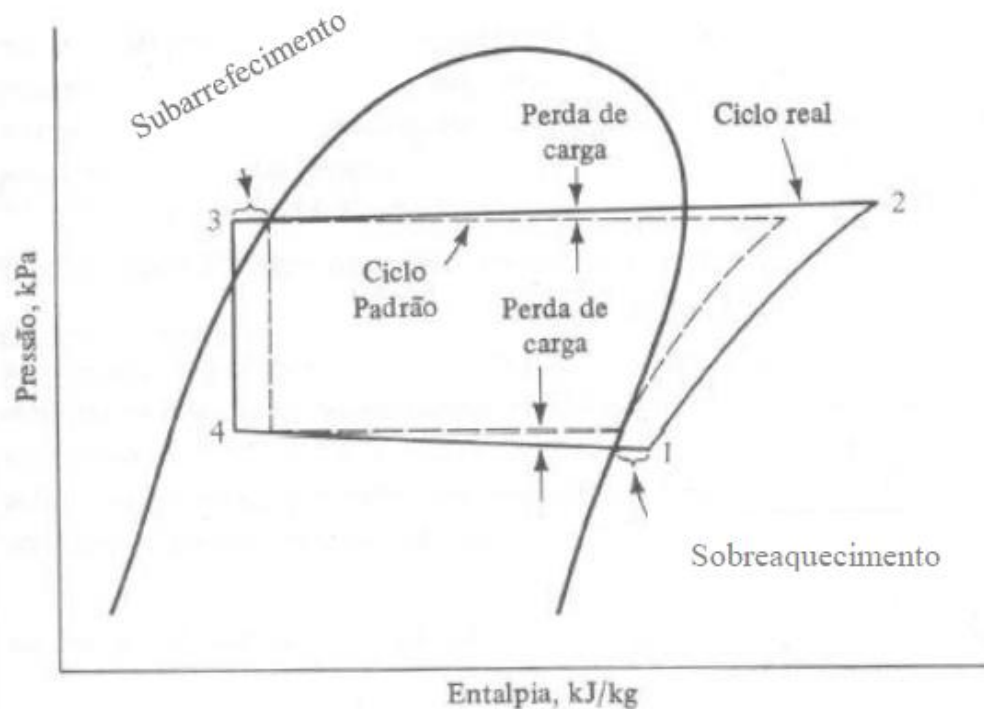


Figura 3 - Diagrama P-h com as diferenças entre o ciclo ideal e o real [27].

2.4 Componentes do sistema de frio por compressão de vapor

Um sistema de compressão de vapor é composto por vários componentes mecânicos, sendo os principais: o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão.

2.4.1 Compressor

O compressor tem como função transmitir trabalho ao fluido frigorífero no estado de vapor através da compressão, aumentando a pressão do mesmo e aumentando a temperatura. Os compressores podem ser divididos em dois tipos: volumétricos e dinâmicos.

- **Compressores volumétricos:** criam uma separação física entre a entrada (baixa pressão) do compressor e a sua saída (alta pressão), sendo realizada num espaço fechado. Podem ser: alternativos e rotativos (palhetas, parafuso e *scroll*).
- **Compressores dinâmicos:** comprimem o escoamento transformando a energia cinética em energia potencial. Podem ser: centrífugos e axiais.

❖ Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são frequentemente utilizados em sistemas de arrefecimento, utilizam um sistema biela – manivela para converter o movimento de rotação de um eixo (manivela) em movimento linear (biela) um pistão ou êmbolo, funcionamento este que está associado ao comportamento das válvulas de admissão e descarga do fluido frigorífero.

O funcionamento das aspirações e das descargas, é o resultado da pressão dentro do cilindro, aspirando assim quando a pressão no interior é ligeiramente superior ao da linha de descarga, esta situação ocorre devido às válvulas de aspiração e de descarga do compressor operarem com molas, bastando que a pressão no interior do cilindro vença a força destas para que o gás entre ou saia conforme o caso.

O seu desempenho é avaliado pelo seu rendimento volumétrico, calculado pelo quociente entre o caudal de fluido frigorífero que entra e o volume deslocado por unidade de tempo [1].

A capacidade frigorífica do sistema pode ser regulada, ajustando o desempenho do compressor, através do controlo *on/off*, como o compressor alternativo tem vários cilindros podem ser regulados desativando um ou mais cilindros.

Os compressores alternativos podem ser: abertos, semi-herméticos ou herméticos [22].

- **Compressor aberto** - têm o motor separado do compressor, ligam-se através de um eixo ou por uma correia trapezoidal. Estando o compressor e o motor separados é possível utilizar o amoníaco como fluido frigorífero [1].
Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 4.

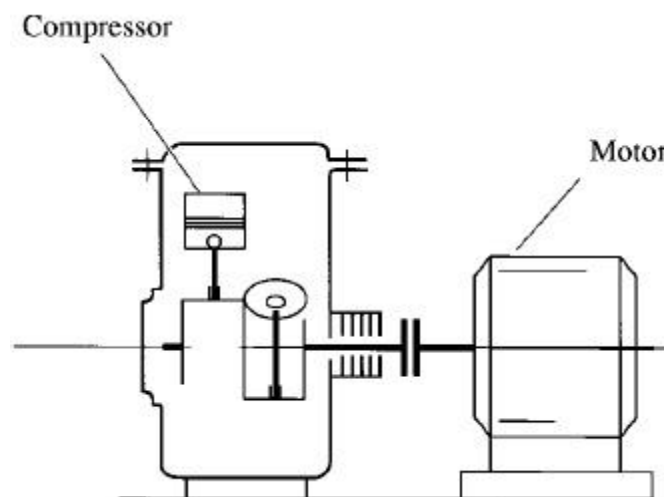


Figura 4- Esquema do compressor aberto [5]

- **Compressor semi – hermético** – é um compressor de construção aparafusada que é selado por juntas com juntas, passíveis de reparação em campo [11].
Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 5.

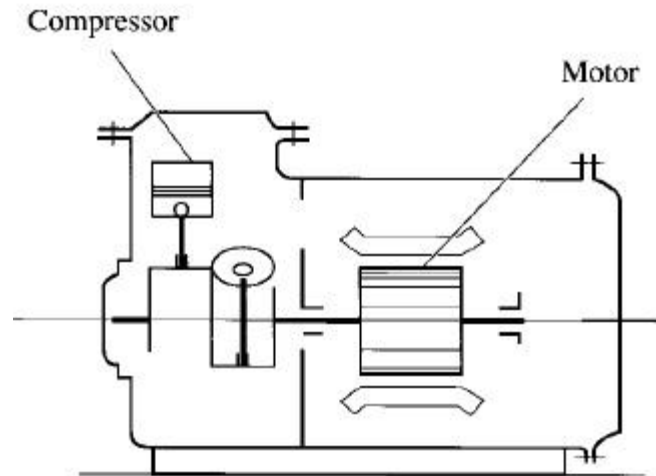


Figura 5- Esquema do compressor semi – hermético [5]

- **Compressor hermético** - contém o motor e o compressor, juntos no mesmo eixo e invólucro de impermeabilização, é vedado sem acesso para manutenção, motor e compressor juntos no mesmo eixo não é possível utilizar o amoníaco com fluido refrigerante [1] [11].

Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 6.

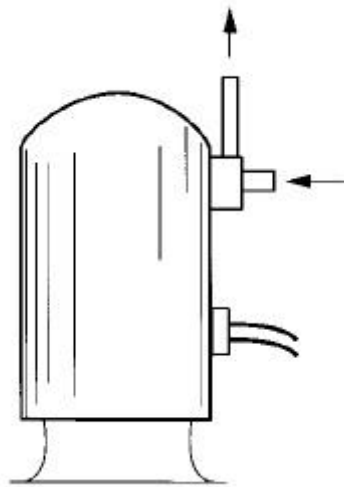


Figura 6- Esquema do compressor hermético

❖ Compressores rotativos

Nos compressores rotativos, os gases são comprimidos por elementos giratórios. Estes compressores têm menos peças móveis que os alternativos e como tal têm menos perdas mecânicas por atrito. Não são compostos por válvulas de admissão e escape se modo que a compressão é contínua.

O compressor rotativo pode ser: palhetas, parafuso e *scroll*.

- **Compressor de palhetas** - possui um rotor que roda excentricamente em relação à carcaça, o rotor possui rasgos radiais que se prolongam por todo o seu comprimento e nos quais são inseridas as palhetas retangulares, deslocam-se radialmente para dentro empurrando o gás. O gás é comprimido devido à redução de volume que ocorre até ao escape.

- **Compressor de parafuso** - foi inventado em 1878, tendo tido um desenvolvimento um pouco lento, pela dificuldade que tinha em dar resposta às tolerâncias exigentes, comparado com os outros existentes nesse tempo. Considera-se um compressor de alta segurança e com um bom desempenho, destaca-se por ter o melhor desempenho por potência, custos reduzidos, menos partes móveis, menos vibração e menos perdas do fluido frigorífero. A funcionalidade do controlo da capacidade é operar sobre a rotação do motor elétrico, controlando o deslocamento da corrediça, com cargas parciais o volume diminui e a aspiração é reduzida [22].
Este compressor tem um tamanho reduzido, apesar da menor eficiência em condições de carga parcial [1]. O compressor de parafuso divide-se em dois tipos: simples e duplo.

- **Compressor de parafuso simples** - é constituído por um fuso helicoidal, é um elemento cilíndrico designado por um parafuso com duas rodas planas laterais designadas por planetárias.
O parafuso gira com uma certa folga dentro numa carcaça composta por uma cavidade cilíndrica, este é acionado por um motor elétrico e provoca a rotação das rodas planetárias.
A compressão do gás dá-se no engrenamento por entre os dentes das planetárias e o parafuso tanto na parte superior como na parte inferior.
Quando hermeticamente fechados são usados normalmente em pequena escala, em aplicações domésticas e comerciais, na refrigeração industrial como *chiller* de processo, é uma solução ideal para altas temperaturas [1].
Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 7.

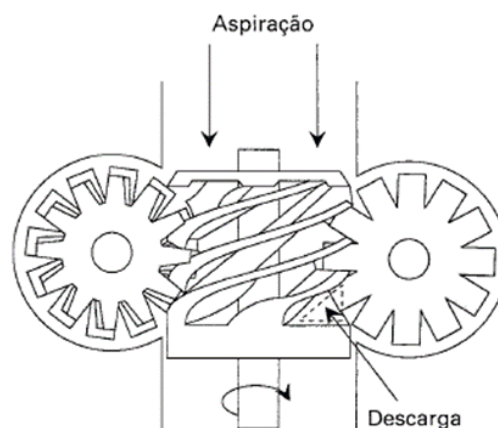


Figura 7 - Esquema do compressor de parafuso simples [38].

- **Compressor de parafuso duplo** - é constituído por dois rotores de encaixe helicoidal, o rotor macho (lóbulos) tem um perfil convexo e o rotor fêmea (caneleiras ou canos) tem um perfil côncavo, com um encaixe perfeito que permite a entrada (sucção) e a saída (descarga) do gás, como se mostra na Figura 8.

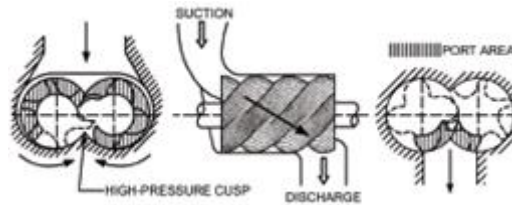


Figura 8 - Compressor de parafuso duplo [11].

O fluido refrigerante é comprimido por entre as engrenagens na direção axial, estando as aberturas de admissão e escape diametralmente opostas, na passagem o gás fica contido entre os filetes e as paredes da carcaça do compressor que com a rotação imposta pelo motor é comprimido desde o ponto de sucção até à descarga [1].

O compressor é selado com óleo, é uma máquina de deslocamento positivo que possui dois rotores acoplados, montados em chumaceiras para fixar as posições na câmara de trabalho, com uma tolerância estreita em relação à cavidade cilíndrica.

Utilizam injeção de óleo na câmara de compressão para lubrificação, vedação e arrefecimento, posteriormente o óleo é separado do gás no separador de óleo.

É largamente usado em refrigeração industrial para a compressão do amoníaco e outros gases [5]. Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 9.



Figura 9 - Rotor macho e rotor fêmea [5].

- **Compressor scroll (espiral)** - é constituído por dois elementos em forma de espiral sendo um deles fixo e outro móvel que gira em um movimento orbital ao redor do centro do eixo do motor, os elementos são idênticos.

A compressão do gás é feita aspirando o gás pela cavidade entre as duas espirais a partir da periferia, depois a rotação da espiral móvel provoca a deslocação do gás para o centro, onde sai pela porta de descarga.

Este tipo de compressores é apenas hermético, então quando avaria é completamente substituído. Permitem reduções na ordem de 30% na fatura da energia elétrica, espera-se que venham a substituir os compressores alternativos em várias aplicações de arrefecimento atingindo melhores eficiências, desempenho e características de trabalho [1].

Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 10.

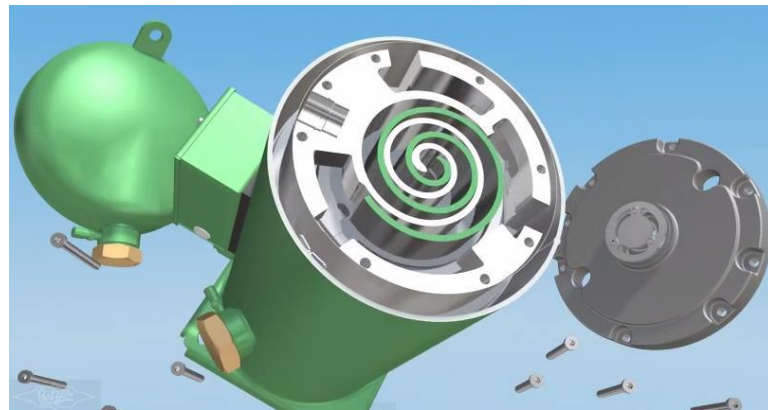


Figura 10 - Esquema de um compressor scroll [29].

❖ Compressores centrífugos

Os compressores centrífugos são constituídos pelo rotor e pelo difusor, estes compressores aumentam a pressão adicionando energia cinética a um fluxo contínuo de fluido frigorígeno através do rotor. Essa energia cinética é então convertida em um aumento da pressão estática, diminuindo o fluxo através do difusor.

Estes compressores podem funcionar com andares de compressão, sendo usados em aplicações da ordem de 300 kW a 20 MW e são apropriados para vários estágios de compressão, normalmente são semi-herméticos e não costumam trabalhar com o amoníaco devido à corrosividade, as suas temperaturas de evaporação podem chegar aos -100°C [1].

❖ Compressores axiais

Nos compressores axiais o sentido do fluido frigorígeno dá-se axialmente, existem poucos instalados em refrigeração industrial, são usados em aplicações muito específicas (motores de aeronaves) [1].

2.4.2 Condensador

No condensador entra o fluido frigorigéneo na fase de vapor sobreaquecido e vai percorrer uma bateria tubular em que o fluido sobreaquecido vai condensar, verifica-se um arrefecimento sensível, dá-se a condensação ao longo do percurso até sair completamente no estado de líquido.

Um condensador transfere calor em três fases:

- Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- Transferência de calor latente na fase de condensação;
- Subarrefecimento de líquido.

A condensação corresponde a cerca de 83% da rejeição de calor [3].

Os meios mais comuns de arrefecimento são o ar e a água. Segundo os meios de arrefecimento, os condensadores são classificados como:

- Condensador arrefecido a ar;
- Condensador arrefecido a água;
- Condensador evaporativo.

❖ Condensador arrefecido a ar

O condensador arrefecido a ar é normalmente utilizado como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar podem ser aplicados onde não existe água ou onde é demasiado dispendioso a utilização de um condensador arrefecido a água [5].

❖ Condensador arrefecido a água

O condensador, quando limpo e corretamente dimensionado, consegue operar de forma mais eficiente que o condensador arrefecido a ar, devido ao facto das temperaturas de condensação serem menores, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente.

A água de alimentação costuma vir de uma torre de arrefecimento. Este condensador pode ser de imersão, duplo tubo e multitubular [5]. No condensador multitubular passa água pelos tubos do condensador retirando calor ao fluido frigorigéneo depois essa água é transportada para uma torre de arrefecimento na qual irá ser arrefecida, rejeitando o calor para a atmosfera. A Figura 11 ilustra um condensador multitubular.

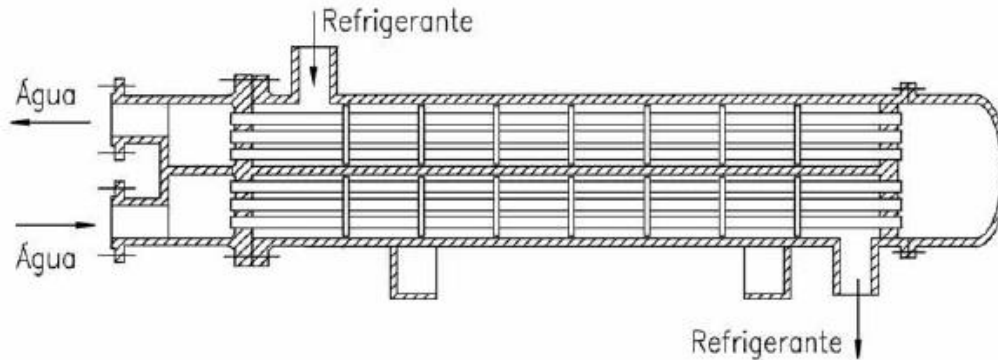


Figura 11 - Condensador multitubular [30].

❖ Condensador evaporativo

O condensador evaporativo recebe o vapor sobreaquecido retirando-lhe o calor do sistema para o ar ambiente. Um condensador transfere calor em três fases:

- Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- Transferência de calor latente na fase de condensação;
- Subarrefecimento do líquido.

Ao passar pelo condensador passa da fase gasosa para a fase líquida transferindo o calor para o ar ambiente, quando atinge o início da condensação a fração de líquido e vapor, no escoamento, varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

O condensador evaporativo é denominado por torre de arrefecimento, porque combina as funções dum condensador a ar e uma torre de arrefecimento a água, no seu interior existem vários tubos de aço liso em serpentina. No topo do condensador evaporativo são instalados injetores que pulverizam água sobre a serpentina, sob ação de uma bomba de recirculação da água, sobre os tubos onde circula o amoníaco, a água que escoar por gravidade para a bacia retentora em contracorrente com o ar, ar movido por um ventilador. O contacto da água com a serpentina por onde escoar o fluido frigorigéneo provoca a condensação. No topo existem as placas eliminadoras de gotas dispostas adequadamente que fazem a separação das gotas da água da referida corrente de água pulverizada [5]. Imagem exemplificativa na Figura 12.

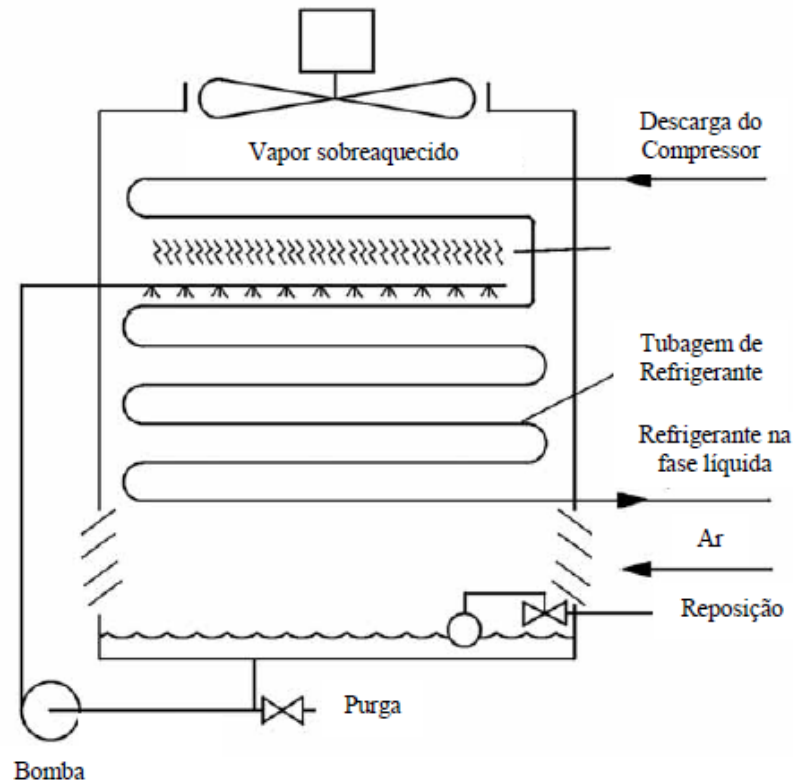


Figura 12 - Condensador evaporativo [5].

Uma vantagem é a bomba de água ser de menor capacidade, do que os condensadores arrefecidos a água, resultando num menor consumo de energia. No condensador arrefecido a água a temperatura de condensação é baixa em comparação com a do condensador arrefecido a ar. O condensador arrefecido a água tem desvantagens: está sujeito a uma intensa formação de incrustações e necessita de um caudal de água significativo, o que na grande maioria das vezes não existe. Os materiais usados na construção dos diferentes tipos de condensadores são: aço, cobre e latão, para os fluidos halogenados e aço para o amoníaco, porque o cobre e o latão são oxidados pelo amoníaco [5].

2.4.3 Evaporador

O evaporador é um componente de um sistema de refrigeração, tendo como finalidade extrair calor do meio ambiente a ser arrefecido, isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias.

É no evaporador que o fluido frigorígeno absorve o calor do ar a temperatura constante, por absorção do seu calor latente de evaporação sofre uma mudança de estado, passando de vapor húmido para vapor sobreaquecido, depois de se encontrar na fase de vapor ao absorver mais energia sob a forma de calor verifica-se um aumento da temperatura, trata-se do sobreaquecimento [5].

O ar ambiente é aspirado através da bateria evaporadora, descarregando-o uma vez arrefecido, pelo lado dos moto-ventiladores. Obtendo-se uma circulação de ar a velocidade constante em toda a superfície do elemento ou bateria evaporadora, consequentemente obtém-se uma maior eficiência no rendimento da mesma, devido a um total aproveitamento da superfície de transferência de calor [2].

O evaporador é um componente muito importante, porque um sistema de refrigeração é projetado, instalado e em operação tem um único objetivo, remover calor, tendo esse calor que ser absorvido, a eficiência do sistema depende do projeto e do funcionamento adequado do mesmo.

A eficiência do evaporador depende de três principais requisitos, que devem ser considerados no projeto e seleção do mesmo [5]:

- Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o fluido frigorífero e a substância a arrefecer de forma a minimizar a temperatura à saída do compressor, para não danificar o mesmo;
- Deve apresentar espaço suficiente para o fluido frigorífero líquido e também espaço adequado para que o vapor se separe do líquido;
- Ter espaço suficiente para a circulação do fluido (taxa de circulação de 4) sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída [28].

Os evaporadores são classificados de acordo com:

- A sua construção física;
- O tipo de alimentação do líquido;
- A superfície de troca de calor;
- O método de circulação do ar (ou líquido);
- O tipo de controlo e aplicação.

Segundo o tipo de alimentação de líquido, os evaporadores são divididos em evaporadores de expansão seca, inundados ou sobrealimentação líquida.

❖ Evaporador de expansão seca

Usando este tipo de alimentação é necessário que a válvula de expansão ou tubo capilar regulem o caudal, para se garantir, na saída do evaporador, apenas vapor do fluido frigorífero. Este tipo de evaporador requer uma grande porção de fluido no estado de vapor, por isso têm um desempenho inferior comparado com os outros dois. Destaca-se o baixo custo, a conceção simples, a pouca substituição do fluido, são compactos e apresentam poucos problemas no retorno do óleo. A Figura 13 mostra um evaporador de expansão seca [24].

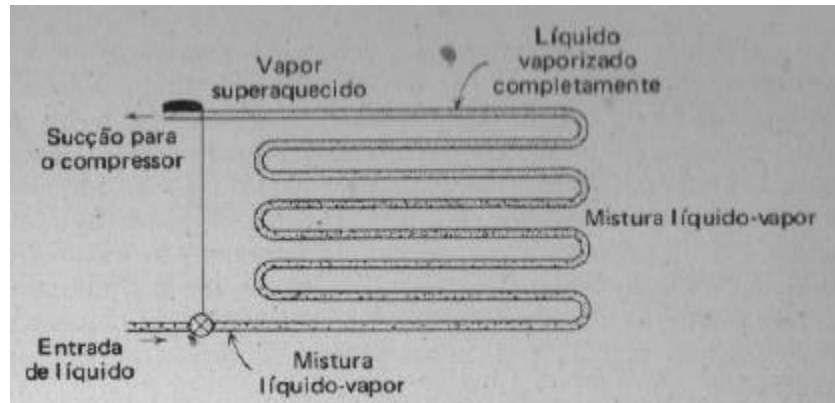


Figura 13 - Evaporador de expansão seca [24].

❖ Evaporador inundado

Neste tipo de alimentação, o evaporador efetua a evaporação com líquido em toda a linha, conseguindo assim uma maior taxa de transmissão de calor possível. Para garantir que seja aspirado apenas vapor frigorígeno para o compressor o evaporador está equipado com um acumulador, que separa o líquido do gás, deslocando-se o líquido por gravidade para o circuito do evaporador gerando-se assim vapor devido à ebulição, seguindo depois para o acumulador em direção à linha de aspiração. O acumulador mantém o nível de líquido através de um controle flutuante. A Figura 14 mostra um evaporador inundado [24].

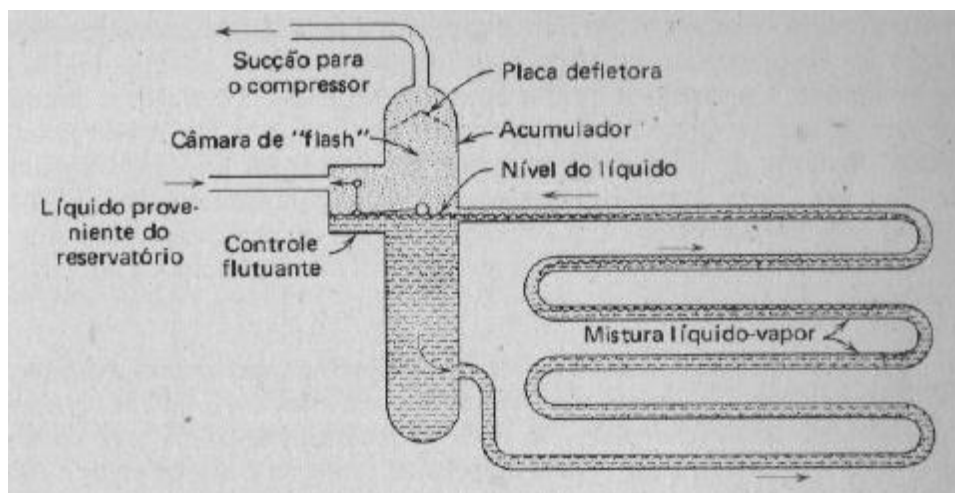


Figura 14 -Evaporador inundado [24].

❖ Evaporador com sobrealimentação líquida

Este tipo de alimentação é muito semelhante à do evaporador inundado, este tem na circulação do seu circuito excesso de líquido. Tem um acumulador de baixa pressão onde se dá a separação entre o líquido e o vapor, posteriormente o líquido recirculado é mantido no circuito do evaporador enquanto o vapor é aspirado para o compressor. O controlo do caudal do fluido é feito por uma válvula de expansão manual. Em sistemas com vários evaporadores é comum ser utilizado, é mais económico. A Figura 15 mostra um sistema de evaporadores múltiplos [24].

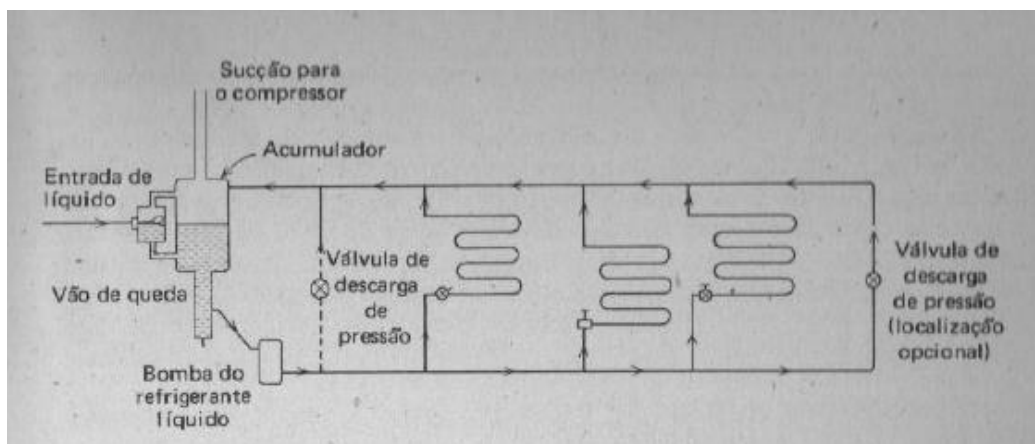


Figura 15 - Sistemas de evaporadores múltiplos [24].

2.4.4 Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão é utilizado para regular a entrada do fluido frigorífero no estado líquido no evaporador, assim o evaporador é alimentado com o fluido frigorífero necessário de forma contínua e uniforme.

O dispositivo de expansão cumpre dois objetivos [5]:

- Reduzir a pressão do fluido frigorífero no estado líquido;
- Regular o caudal de fluido frigorífero que entra no evaporador.

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a admissão e a descarga, de forma que o compressor comprima o caudal que deixa o evaporador [5].

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, tais como:

- Válvula de expansão manual;
- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão eletrónica;
- Válvula automática ou de pressão constante;
- Válvula de boia de alta ou baixa pressão;
- Tubos capilares.

2.5 Fluidos frigoríficos

Os fluidos frigoríficos passaram por várias gerações, com períodos ligeiramente sobrepostos, podendo ainda assim enquadrarem-se em cinco gerações. Existem referências anteriores à primeira geração, que indicam para o antigo Egito referindo-se que o ar e a água foram os dois fluidos usados para refrigerar, conseguindo esse arrefecimento através da evaporação [6].

❖ Primeira geração

Na primeira geração entre 1830 e 1930, qualquer substância disponível com a qual se conseguisse produzir refrigeração era utilizada sem qualquer tipo de preocupação com a inflamabilidade, toxicidade, destruição da camada de ozono ou com o aquecimento global. Esta geração começou com a refrigeração de compressão de vapor por *Jacob Perkins* na década de 1830, o fluido frigorífico utilizado era éter ou outro [6].

De uma maneira geral os fluidos frigoríficos eram líquidos voláteis já conhecidos e eram usados em aplicações industriais, sem terem qualquer tipo de ligação com a geração de frio. Esses líquidos voláteis eram usados como solventes comuns ou produtos químicos diversos e até como combustíveis. Alguns desses primeiros fluidos estão entre aqueles que intitulamos hoje como fluidos frigoríficos naturais, incluindo: o amoníaco, o dióxido de carbono, hidrocarbonetos (propano e isobutano) e água [6].

Os refrigeradores domésticos durante o século XX eram essencialmente caixas de gelo, sempre dependentes do fornecimento de gelo, quase diário, existiram muitos acidentes, mesmo com mortes, porque os fluidos frigoríficos (utilizavam o dióxido de enxofre SO_2) eram tóxicos e/ou inflamáveis [6].

❖ Segunda geração

Na segunda geração entre 1931 e 1990, dando-se uma mudança da constituição dos fluidos frigoríficos, predominando os fluorados, tendo como objetivo principal melhorar a eficiência, segurança, durabilidade do fluido e equipamentos.

Necessitando a indústria de refrigeração de um novo fluido frigorífico, Thomas Midgley e seus associados Albert L. Henne e Robert R. McNary, procuraram tabelas de propriedades termodinâmicas para encontrar produtos químicos com o ponto de ebulição desejado.

A produção comercial do fluido frigorífico R-12 começou em 1931, seguindo-se a de R-11 em 1932, os clorofluorcarbonos (CFCs), mais tarde na década de 1950 os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), especialmente o R-22, dominaram o mercado de fluidos frigoríficos aplicados em aparelhos de ar condicionado residenciais e comerciais de pequeno porte. Em grandes sistemas de refrigeração industrial, o amoníaco continuou e permanece até aos dias de hoje, é aplicado no armazenamento

e no processamento de alimentos e bebidas. O amoníaco e a água emergiram como os fluidos frigoríficos primários em sistemas de absorção para pequenas e grandes capacidades [6].

❖ Terceira geração

Na terceira geração entre 1990 e 2010, focaram-se na proteção da camada de ozono, desde o Protocolo de Montreal que identificou os gases que destroem a camada de ozono e também estabeleceu um programa de eliminação progressiva dos CFCs e HCFCs, resultando na substituição destes por hidrofluorcarbonetos (HFCs). Este protocolo é aclamado como o acordo de cooperação internacional com maior sucesso da história, pela sua rápida adoção e implementação em diversos países, foi decidida a redução da produção e a finalização da comercialização do CFCs, tais como o R-12.

Ficando também estabelecido o período de transição e posterior eliminação dos HCFCs, tais como o R-22.

Os HFCs tinham o Ozone depletion potential (ODP) próximo de zero ou mesmo zero, eram bem conhecidos, mas evitados devido à sua miscibilidade limitada com os óleos minerais, lubrificantes comuns em compressores, assim sendo obrigou ao desenvolvimento de novos lubrificantes de compressores para a refrigeração.

Houve então um interesse renovado no amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos e água, estes apelidados coletivamente como os fluidos frigoríficos naturais.

O isobutano (R-600a) ou em alguns casos misturas de isobutano com outros hidrocarbonetos competem eficazmente, na Europa, com o R-134a (HFC), sendo utilizados em frigoríficos domésticos, refrigeração comercial, etc.

O uso do amoníaco (R-717) e dióxido de carbono (R-744) cresceu na refrigeração comercial sendo o R-744 utilizado especialmente nas bombas de calor para águas quentes sanitárias (AQS), nomeadamente no Japão e mais tarde no Norte da Europa, devido ao incentivo do seu uso através de subsídios.

A utilização do R-134a em bombas de calor para AQS cresceu rapidamente no mundo porque as novas regulamentações proibem grandes potências em resistências elétricas para AQS.

Havendo mais interesse no dióxido de carbono (CO₂), para aplicações de alta temperatura, apesar das pressões envolvidas, na maioria das condições existirá uma necessidade de ciclos transcíticos [6].

❖ Quarta geração

Na quarta geração desde 2012 até a atualidade, tem ocorrido foco nas alterações climáticas, nomeadamente o aquecimento/arrefecimento global, o aumento do nível do mar e por consequência a perda de terra costeira devido à subida do nível do mar,

as mudanças sofridas nas estações e a retenção da humidade no solo (alterando o rendimento das culturas), alterações na frequência de tempestades e a propagação de doenças como a malária, estando confinada a regiões equatoriais.

Continua-se a defender o uso de amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarbonetos, água e éter de dimetilo, tanto isoladamente como em misturas.

Os fluorados insaturados vão ter custos elevados e restrições regulatórias, o que favorece a aplicação do amoníaco.

Na refrigeração de pequena capacidade, os hidrocarbonetos podem ser usados em frigoríficos, arcas, desumidificadores, refrigeradores de vinho, etc.

Existem alternativas tecnológicas de refrigeração tais como o ciclo de absorção, magnetocalórica e termoacústico, mas são opções para aplicações especiais devido às mudanças tecnológicas dos fluidos frigoríficos, haverá a necessidade de investigar e clarificar os vários impactos que estes podem provocar, não repetindo erros anteriores [6].

❖ Quinta geração

A quinta geração (2020 até ...) deverá ter em conta a eficiência e a fase de eliminação de vários fluidos frigoríficos (compromissos segundo o Anexo III do R.E. 517/2014 (Regulamento (EU) Nº 517/2014)) [16].

Existe o reconhecimento de que os fluidos frigoríficos perfeitos, “naturais” ou “sintéticos”, halogenados ou não halogenados, não existem, a seleção dos fluidos frigoríficos deve ser cuidadosa nesta geração [6].

Definiram-se critérios para a sua utilização, como a eficiência, a aplicação, a localização do equipamento, a quantidade da carga e o potencial para reduzir a fuga. Para a seleção dos equipamentos, estes fatores terão importância: ODP, Potencial do Aquecimento Global (PAG), toxicidade e critérios de inflamabilidade [6].

“As emissões não constituídas por emissões de CO₂, incluindo os gases fluorados, deverão sofrer uma redução de 72% a 73% até 2030 e de 70% a 78% até 2050, em comparação com os níveis de 1990” [16].

Pelo Anexo III do R.E. 517/2014 (Regulamento (EU) Nº 517/2014), no Artigo 13, Restrições de utilização, ponto 3, diz que a partir de 1 de Janeiro de 2020, é proibida a utilização de gases fluorados com efeito de estufa cujo PAG \geq 2500 na assistência técnica, ou na manutenção de equipamentos de refrigeração cuja carga corresponda, no mínimo a 40 toneladas de equivalente de CO₂.

No mesmo anexo, no Artigo 21, Revisão, no ponto 2, diz que até 31 de dezembro de 2020, a Comissão deve publicar um relatório sobre a disponibilidade de HCFCs no mercado da União. O Parlamento Europeu também instou à exploração de formas de promover a eliminação progressiva de hidrofluorcarbonetos à escala internacional através do Protocolo de Montreal [16].

Da família dos HCFCs o R-22 tem como data de redução planeada, em todo o mundo, 2030, conforme estabelecido pelo Protocolo de Montreal.

Das estruturas moleculares de fluidos frigoríficos de halocarbono selecionados temos [21]:

Compostos Inorgânicos - incluem o amoníaco (R-717) e o dióxido de carbono (R-744);

Hidrocarbonetos - podem ser usados com fluidos frigoríficos. Discutem-se dois, o etano (R-170) e o propano (R-290). A sua aplicação é essencialmente nas indústrias petroquímica;

Mistura de fluidos frigoríficos – considera-se uma mistura, quando se usam dois ou mais fluidos frigoríficos;

Azeótropos – um azeótropo (às vezes chamado de mistura de ebulição constante) é uma mistura que tem a propriedade peculiar de gerar um vapor que tem a mesma composição do líquido quando o líquido e o vapor estão em equilíbrio.

2.5.1 Amoníaco

O amoníaco é utilizado como fluido frigorífico há mais de 120 anos, sendo reconhecido em 1860 quando o francês *Ferdinand Carre* criou um sistema de refrigeração do tipo absorção, o amoníaco era utilizado como fluido frigorífico e a água como absorvente. Uma década depois, o americano *David Boyle* desenvolveu um compressor que se podia usar com amoníaco.

Salienta-se que o amoníaco foi substituído pelo CFC nos anos trinta do século XX, porque o seu destino era outro, servia para o combate, nomeadamente na fabricação de armas e explosivos. Voltando a assumir um papel importante nos processos de arrefecimento, porque o CFC causam enorme dano na camada de ozono.

É um fluido frigorífico natural, é facilmente biodegradável, é um dos fluidos frigoríficos mais ecológicos.

A American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) incentiva o uso contínuo de amoníaco como fluido frigorífico para a refrigeração industrial e comercial, para a conservação de alimento. A ASHRAE participa de uma variedade de programas para promover os benefícios económicos e ambientais da refrigeração com recurso ao amoníaco e orientando para o projeto mais adequado a cada utilização, de uso seguro e controlando o possível risco.

O amoníaco foi produzido comercialmente pela primeira vez nos Estados Unidos cerca do ano de 1880. O amoníaco é favorável para o meio ambiente, com características de PAG=0 e ODP=0 e as novas tecnologias estão a conseguir projetos de carga baixa reduzindo o amoníaco e alargando a sua aplicação em futuras aplicações industriais [7].

❖ Especificações e aplicações

O amoníaco (NH₃) é um composto químico incolor e alcalino que é reconhecido pelas pessoas por servir de base para determinados produtos de limpeza doméstica. Sendo também usado em trabalhos agrícolas, industriais e comerciais.

O NH_3 é um produto normalmente com 99,98% em estado puro, livre de água e com níveis de impurezas baixos (máximo 150 ppm de água, 3 ppm de óleo e 0,2 ml/g de não condensáveis) torna-o ideal. O amoníaco é um fluido frigorífero barato e disponível em abundância, consegue operar a pressões comparáveis com outros fluidos frigoríferos e tem o poder de absorver grandes quantidades de calor quando evapora [7].

O NH_3 tem um baixo ponto de ebulição ($-33,33^\circ\text{C}$ a 101,325 kPa), quando libertado para a atmosfera e tem um alto calor latente de vaporização oito vezes maior que R-12 ($-13,24$ a $-33,33^\circ\text{C}$) e seis vezes maior que R-134a (6,18 a $-33,33^\circ\text{C}$). O NH_3 na atmosfera, não contribui diretamente para o aquecimento global, tem um impacto ambiental mínimo, pode-se considerar que tem um ciclo de compressão de vapor altamente eficiente em termos energéticos.

O uso do NH_3 aumentará no setor do Heating ventilation and air conditioning (HVAC) à medida que as entidades reguladoras informarem sobre sua relativa segurança no seu uso; está a ser usado em grandes instalações com recurso a bombas de calor em supermercados, noutros projetos como a Estação Espacial Internacional e a Biosfera II. Os sistemas de refrigeração em cascata usam cada vez mais o NH_3 em conjunto com o CO_2 . O NH_3 é usado no estágio de alta temperatura para rejeitar o calor para o meio ambiente e no de baixa temperatura é usado o CO_2 para absorver o calor da carga a ser arrefecida e para rejeitar o calor para o estágio de alta temperatura do amoníaco. Devido a estes sistemas, consegue-se usar o amoníaco numa ampla gama de aplicações, como é altamente eficiente pode manter-se na sala das máquinas ou aplicado no telhado, o CO_2 é menos perigoso e pode ser usado em mais locais. O amoníaco é usado em conjunto com outros fluidos secundários, tais como a água ou o glicol [7].

❖ Saúde e Segurança

O National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH), no seu boletim de bolso de 2007, definiu o Immediate Danger to Life or Health (IDLH), tendo um indivíduo de ficar exposto por 30 minutos sem uma máscara e sem sofrer efeitos duradouros para a sua saúde, a 300 partes por milhão de NH_3 . O objetivo do IDLH é estabelecer quando se atinge o nível máximo de proteção respiratória, exigido pelos regulamentos da Occupational Health and Safety Administration (OSHA). O NH_3 tem um odor forte, irritante e picante, ajudando o indivíduo exposto a reconhecer este fator, reduzindo a sua exposição a concentrações potencialmente perigosas [7].

A Tabela 1 mostra as consequências provocadas por vazamentos em várias concentrações do amoníaco no ar ambiente.

Tabela 1 - Efeitos das concentrações de amoníaco [8].

Concentração [ppm]	Efeitos provocados ao ser humano sem proteção	Tempo de exposição
25	A dor não é percebida pela maioria das pessoas. Em temperaturas abaixo de 0°C a partir de 5 ppm já se pode notar o cheiro	Ilimitado
35	Valor limite.	8 Horas por dia por uma semana.
50	O odor já chega a ser significativo. Pessoas não acostumadas reagem e saem fora da área.	Não permanecer mais do que o necessário.
100	Ainda não provoca nenhum efeito perigoso à saúde humana. Porém o odor começa a ser intolerável.	Abandone a área assim que possível.
400 -700	Irritação imediata: nas narinas, nos olhos e nos órgãos respiratórios.	Em situações normais, não provoca males maiores até 1 hora de exposição.
1700	Tosse, irritações sérias: nas narinas, nos olhos e nos órgãos respiratórios.	½ Hora pode provocar sérios danos à saúde.
2000 -5000	Tosse, irritações sérias: nas narinas, nos olhos e nos órgãos respiratórios.	Concentrações fatais. Morte em ½ hora.
>5000	Paralisia, sufocação.	Letal em poucos minutos.

A equipa que trabalha diariamente com sistemas de amoníaco rapidamente deteta pequenas fugas tentando depois a sua reparação rapidamente.

Os modernos sistemas de amoníaco são sistemas de circuito fechado totalmente contidos com controlos totalmente integrados, que regulam as pressões em todo o sistema. Além disso, todo sistema de refrigeração necessita de códigos de acesso para o utilizador, que são eficazes, contém válvulas de segurança para proteger o sistema, os seus vasos de pressão contra pressurização e uma possível falha. A avaliação específica pode ser necessária para determinar o método de libertação preferido ou mais apropriado para o local. A amônia é mais leve que o ar (o peso molecular da amônia é 17 g/mol o peso molecular do ar é 28 g/mol) [7] [22].

❖ Aspetos ambientais

O amoníaco não tem efeitos cumulativos no meio ambiente. A sua dispersão deverá ser a adequada, devidamente controlada e supervisionada por pessoas responsáveis, não representando ameaça para as pessoas ou plantas pois permanece pouco tempo na atmosfera e é considerado biodegradável.

O amoníaco também pode ser libertado na água, é eliminado pelo esgoto sendo diluído o máximo possível em água abundante, devidamente controlado e supervisionado por pessoas responsáveis [7].

Cada vez mais a recolha de dados sobre as emissões para um inventário nacional é importante. O total de emissões de NH_3 em 2015 é de 51 kton, devido à Indústria foram de 2,77 kton [9].

Amoníaco (NH_3) - As emissões de NH_3 em Portugal resultam em larga maioria do setor da Agricultura (89%). Sendo o peso de cada uma conforme indicado na Figura 16 [9].

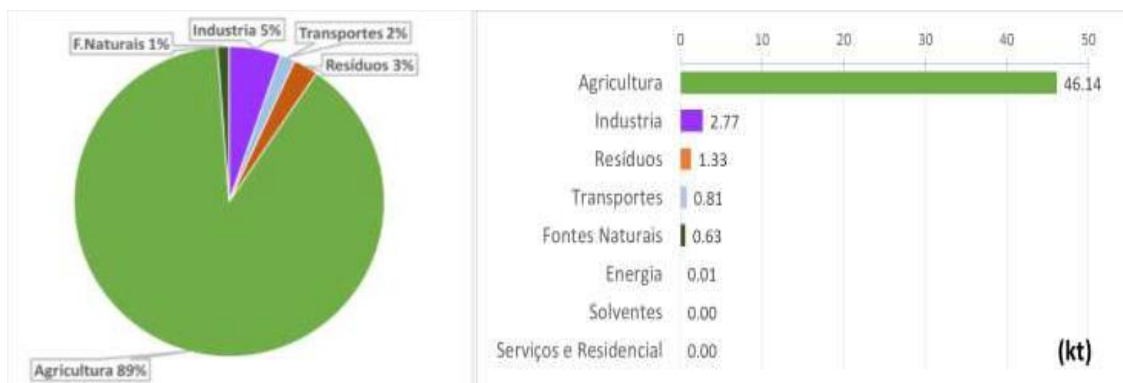


Figura 16 - Contribuição dos setores para as emissões de NH_3 em 2015 [9].

Pelo inventário nacional de poluentes atmosféricos para o ano de 2012 (Tabela 2), pode-se verificar que o amoníaco está abaixo dos tetos previstos, estabeleceu o limite das emissões para 2010, de 90 kton de amoníaco, para reforçar a proteção do ambiente e da saúde humana [10].

Tabela 2 – Variações das emissões de NH_3 em Portugal [10].

Poluente	$\Delta 1990 - 2012$	$\Delta 2005 - 2012$
NH_3	-25%	-6%

Projeção das emissões para o ano de 2020 (Tabela 3).

Tabela 3 - Emissões totais de gases acidificantes e partículas (kton) para o NH_3 [10]

Poluente	Histórico (Fonte: IIR, 2014)				Projeção	
	2005	2010	2011	2012	2015	2020
NH_3	50,3	47,2	46,7	47,5	45,3	43,1
				$\Delta / 2005$	-10%	-14%

❖ Considerações como fluido frigorígeno

O amoníaco reage com o cobre, latão ou outras ligas de cobre e contaminantes comuns como o ar e a água. Então os sistemas de amoníaco usam na sua constituição componentes de alumínio, aço carbono ou aço inoxidável [22].

O amoníaco contribui para se obter um alto COP teórico em comparação com outros fluidos frigorígenos. A elevada eficiência dos sistemas de amoníaco beneficiam o ambiente, porque necessitam de menos energia para uma determinada carga de refrigeração e, portanto, menos emissões de CO₂ associados à produção de eletricidade.

Elaborada uma análise ao Custo do Ciclo de Vida, considera-se ter um custo competitivo devido à economia nos custos operacionais entre outros benefícios, que se obtêm a longo prazo, devido a robustez do equipamento [7].

❖ Classificações regulatórias

O amoníaco anidro é atualmente classificado pela Agência de Proteção do Meio Ambiente (EPA) dos EUA como uma substância extremamente perigosa.

Nos Estados Unidos, a EPA e o DOT definiram diretrizes de exposição de referência projetadas para ajudar os profissionais da área a dar uma resposta aquando de um qualquer acidente, envolvendo derrame ou libertação de amoníaco, elaborando exposições aos profissionais. Eles estimam as concentrações certas nas quais grande parte pessoas incluindo indivíduos sensíveis como idosos, doentes ou indivíduos muito jovens, começarão a sentir os efeitos na saúde, caso sejam expostos a uma substância química perigosa por uma determinada duração [7].

❖ Avaliação do risco

Todos os sistemas de refrigeração exigem avaliação de risco e os sistemas de amônia não são exceções. O *Process Safety Management* (PSM) da OSHA fornece diretrizes para um programa abrangente desenvolvido pelos funcionários e pela gerência nas instalações para garantir que procedimentos adequados de segurança, manutenção e operação sejam seguidos e, assim, minimizar possíveis riscos.

O PSM incorpora o padrão ANSI / ASHRAE 15, padrão de segurança para sistemas de refrigeração, bem como outros padrões de projeto, instalação, manutenção e operação. Embora isso afete apenas fábricas com grandes cargas de refrigerante, sua necessidade de análises hipotéticas é direcionada para reduzir os riscos e promover a segurança das instalações, de modo que o PSM também pode ser um bom programa para fábricas menores.

As instalações cobertas pelo PSM da OSHA também são cobertas pelo Programa de Gerenciamento de Risco (RMP) da EPA, que tem como objetivo prevenir, detetar e

responder a liberações acidentais de produtos químicos perigosos e informar as comunidades locais sobre os riscos. Com uma aplicação apropriada dos programas PSM e RMP aos sistemas de refrigeração com amoníaco, a segurança para os indivíduos, comunidades e meio ambiente é aprimorada. No entanto, a aplicação dos programas PSM e RMP deve ser refinada e adaptada para evitar a imposição de barreiras excessivas e excessivamente onerosas nos sistemas de refrigeração do amoníaco novos e existentes.

Para instalações com baixas cargas de amoníaco não cobertas pelo OSHA PSM e EPA RMP, o Instituto Internacional de Refrigeração por Amoníaco (IIAR) desenvolveu um plano de Gerenciamento de Risco de Amoníaco (ARM) que pode ser aplicado para aderir à Cláusula de Obrigação Geral da OSHA, que exige que os empregadores ofereçam um ambiente de trabalho seguro para seus funcionários.

Os programas regulatórios e de gerenciamento de risco variam de acordo com o país e a região. Engenheiros, proprietários e operadores que trabalham com sistemas de refrigeração com amoníaco devem rever os regulamentos locais para garantir que os padrões de conformidade e segurança sejam cumpridos [7].

❖ **Recomendações – posição forte da ASHRAE**

A ASHRAE tem uma longa história de envolvimento com o uso do amoníaco como fluido frigorífero. O amoníaco é considerado essencial na refrigeração industrial e comercial e no condicionamento de espaço devido à sua alta eficiência e características ambientalmente benignas. A ASHRAE tem um papel significativo a desempenhar no incentivo ao uso adequado e seguro do amoníaco dos fluidos frigoríferos, através da sua missão de pesquisa nas seguintes áreas: política, normas, códigos, diretrizes e intercâmbio de tecnologia e educação [7].

ASHRAE irá:

- Promover informações confiáveis sobre o amoníaco por meio de seminários e publicações;
- Continuar a pesquisa sobre tópicos de amoníaco, como manuseio, aplicação, operação, controle de emissões e novas tecnologias;
- Manter e desenvolver normas e diretrizes para a aplicação prática e segura de amônia em refrigeração industrial e comercial, conservação de alimentos, condicionamento indireto de espaço, sistemas de bomba de calor, desportos de inverno e outras aplicações. Incentivar o amplo uso do amoníaco em produtos tradicionais e novas aplicações;
- Fornecer programas e publicações de projetos inovadores e aplicação de amoníaco;
- Aconselhar os governos e funcionários do código com informações sobre amoníaco [7].

❖ **Vantagens**

- Excelentes propriedades termodinâmicas têm um ponto de ebulição baixo e elevada eficiência energética;
- Têm um impacto ambiental mínimo, com zero ODP e zero PAG;
- Grande intervalo de temperaturas de operação (-60 a +95°C), usado para a preservação dos alimentos;
- Baixo custo;
- A história diz ter um fornecimento de refrigeração eficiente;
- O amoníaco é sustentável, está prontamente disponível e é barato.

Em termos de utilização opera a pressões comparáveis com outros refrigerantes e é capaz de absorver grandes quantidades de calor quando evapora.

❖ **Desvantagens**

- Compatibilidade;
- Toxicidade;
- Inflamabilidade.

❖ **Classificação dos gases**

Foi necessário classificar cada fluido frigorigéneo em relação à segurança, auxiliando também na escolha do melhor produto para cada equipamento e os cuidados a ter. Neste caso é classificado da seguinte forma (Tabela4).

Tabela 4 - Classificação do Amoníaco [14].

Classificação da substância	Amoníaco
Nome do produto	Amoníaco anídrico
Perigos físicos	
Gás inflamável	Categoria 2
Gases sob pressão	Gás liquefeito, H280: Contém gás sob pressão, risco de explosão sob a ação do calor
Perigos para a Saúde	
Toxicidade aguda (Inalação – gás)	Categoria 3, H331: Tóxico por inalação
Lesões oculares graves	Categoria 1B, H314: Provoca queimaduras na pele e lesões oculares graves, H318: Provoca lesões oculares graves
Perigos para o Ambiente	
Perigos agudos para o ambiente aquático	Categoria 1, H400: Muito tóxico para os organismos aquáticos
Perigos crónicos para o ambiente aquático	Categoria 2, H411: Tóxico para os organismos aquáticos com efeitos duradouros

DESENVOLVIMENTO

3.1 Descrição do funcionamento da instalação frigorífica inicial

3.2 Descrição do funcionamento da instalação frigorífica atual

3.3 Descrição dos componentes da instalação frigorífica atual

3.3.1 Compressores

3.3.2 Condensadores

3.3.3 Câmaras

3.3.4 Evaporadores por recirculação forçada de líquido

3.3.5 Bombas de recirculação WITT

3.4 Tratamento dos dados recolhidos

3.4.1 Determinação da carga de evaporação \dot{Q}_{ev}

3.4.2 Determinação do trabalho dos compressores \dot{W}_C

3.4.3 Análise energética da instalação frigorífica

3.4.4 Estimativa do consumo elétrico da instalação

3.4.5 Rendimento dos compressores

3.4.6 Potência absorvida pelos compressores

3 DESCRIÇÃO E ANÁLISE DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA

A empresa em estudo preocupa-se em fazer bons produtos, faz parte da sua estratégia para se manter no mercado, selecionando sempre os melhores ingredientes, preocupa-se com uma constante modernização dos processos de fabrico, utilizando a tecnologia mais recente e têm um departamento próprio de inovação e desenvolvimento do produto. Garante-se assim a manutenção das características do produto até ao ponto de venda, através de um controlo de qualidade exigente.

A empresa fabrica e comercializa diversos produtos lácteos frescos, entre eles a fabricação do gelado, que passa por três fases:

- Fase 1 – É o início da preparação do gelado, com todos os seus ingredientes e manutenção da massa com os requisitos pretendidos pela qualidade, Figura 17.

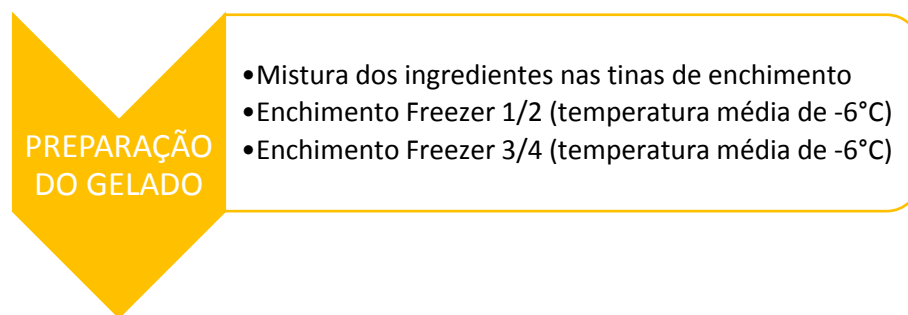


Figura 17 - Processo industrial da preparação do gelado

A preparação do gelado esta nas tinas de enchimento, sendo puxado com recurso a uma bomba que introduz o preparado no tambor, o amoníaco passa pela camisa do tambor arrefecendo o interior, dentro do tambor trabalha um batedor continuo movido por um motor elétrico, o batedor tem lâminas raspadoras que encaixam minuciosamente no tambor, o batedor comprime o preparado de gelado e raspa a camada de cristais de gelo que se formam nas paredes, o ar comprimido é injetado no tambor e segue para a linha de enchimento, sendo injetados em taças e segue nas linhas.

- Fase 2 – O gelado depois de cheio vai ao túnel de congelação para realizar um ciclo pré definido pela qualidade em termos de tempo de permanência, iniciando-se assim a congelação do gelado, Figura 18.

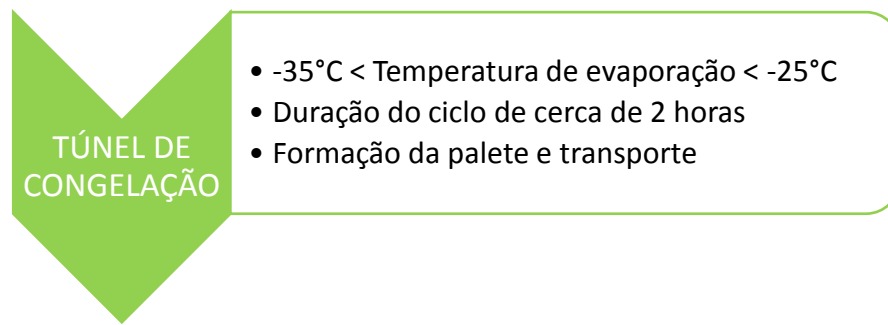


Figura 18 - Processo industrial do túnel de congelação

Entra no túnel de congelação onde o gelado endurece, naquele ambiente extremamente arrefecido pelas baterias de arrefecimento. É um túnel de congelação contínuo do tipo espiral (ascendente e descendente) com esteira móvel, fluxo de ar com recurso a ventiladores durante um determinado tempo de retenção desejado para o produto e a velocidade da esteira pode ser alterada dentro dos parâmetros pretendidos para o produto.

- Fase 3 – O produto final chega a câmara 1 e 2 para ser armazenado e conservado com todas as condições definidas e requeridas pela qualidade. A tese centra-se na congelação do produto na câmara 1 e 2, Figura 19.

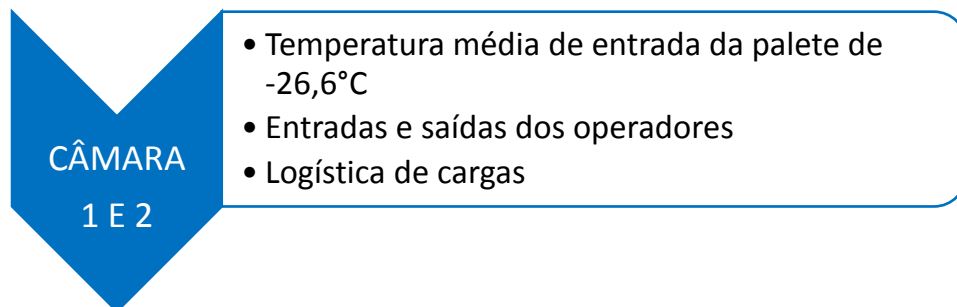


Figura 19 - Processo industrial da câmara 1 e 2

Após a passagem pelo túnel de congelação, os gelados são transferidos para as câmaras 1 e 2 e armazenados nas câmaras a entrada da palete demora no máximo 5 minutos, onde são mantidos a uma temperatura até -23°C em paletes, depois é só arrefecer e manter a temperatura numa zona morta de -19°C a -23°C . A distribuição é a etapa final, a saída de uma palete demora no máximo 3 minutos, quando efetuam uma carga de um camião frigorífico que leva 33 paletes um operador pode demorar no mínimo 33 minutos e no máximo 99 minutos sendo mais que um operador o tempo diminui.

3.1 Descrição do funcionamento da instalação frigorífica inicial

Na Figura 20 está representado o esquema de princípio inicial da instalação, utiliza o amoníaco como fluido frigorígeno, uma breve explicação.

Os evaporadores inundados (EV1, EV2 e EV3) são alimentados por duas bombas que fazem a recirculação do amoníaco, nos evaporadores ocorre a evaporação do amoníaco a baixa pressão e temperatura, para conseguir remover o calor das câmaras de congelação através da serpentina, o amoníaco evapora-se, mas não completamente devido ao excesso de fluido no evaporador e vai-se deslocar para o separador de líquido (SEPLIQ.) a baixa pressão, aqui dá-se a separação das fases do amoníaco, a fase líquida volta aos evaporadores e o vapor sobreaquecido é aspirado pelo compressor (COMP).

A temperatura das câmaras está de acordo com os pedidos de frio de algum dos três evaporadores, porque o termóstato deteta um aumento da temperatura, sendo o valor -19°C máximo. O EV tem o seu circuito alimentado pela circulação forçada de líquido através das bombas de recirculação do líquido, a separação entre o líquido e o vapor é feita no SEPLIQ. A informação do termostato manda arrancar o COMP e as bombas de recirculação do líquido e as válvulas solenoide de entrada do líquido e da aspiração abrem. Entra o líquido que inunda o EV durante um minuto e depois arranca a ventilação, dá-se a evaporação do amoníaco formando vapor devido à absorção de calor da câmara seguindo para o SEPLIQ.

Na Figura 21 está em pormenor dos evaporadores 1, 2, 3 com as 3 linhas que chegam (líquido, aspiração e gás quente) e respetivos componentes, simbologia para melhor compreensão:

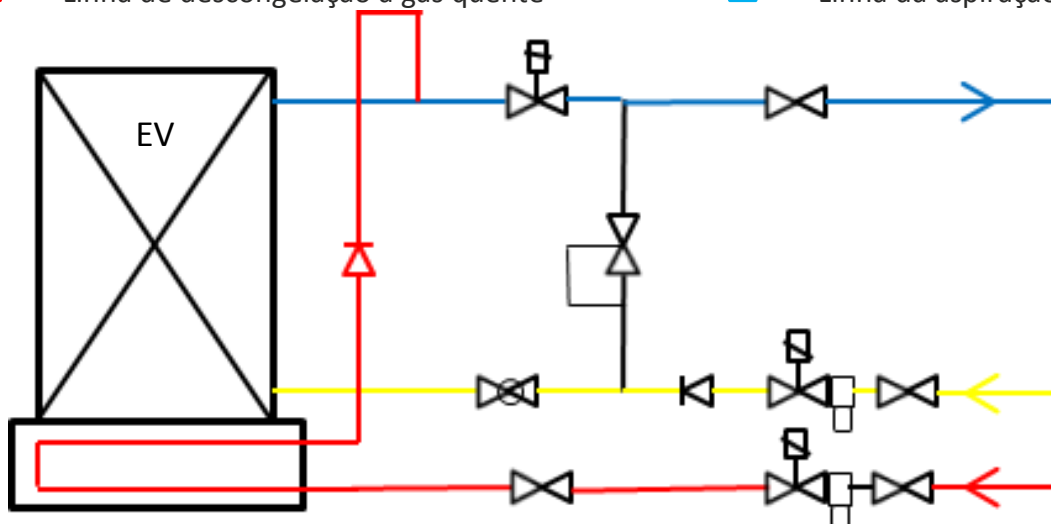
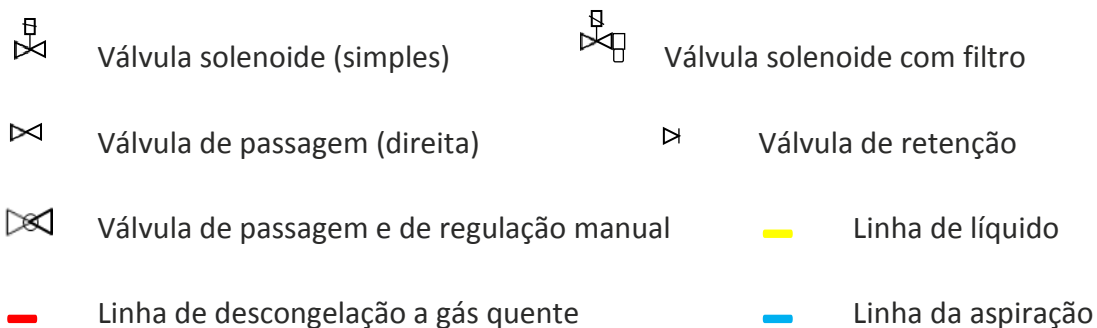


Figura 21- Linhas e componentes de um EV

As descongelações dão-se para existir um bom funcionamento do EV e para evitar a formação de gelo, devido à humidade relativa presente no ar ambiente, que se vai instalar nas alhetas. O tabuleiro interior tem resistências para ajudar a libertação da água pelo esgoto, existe uma resistência no esgoto e existe uma resistência de gola em cada uma das grelhas dos ventiladores para evitar a formação de gelo, porque são câmaras de congelação com a temperatura ambiente negativa, a descongelação é realizada com resistências elétricas. Quando entra a descongelação as resistências elétricas são ligadas. A descongelação do evaporador é realizada por gás quente, é fechada a entrada do fluido frigorífero pela linha de líquido para o EV e para a ventilação, o gás quente que sai da descarga do compressor, vapor a alta pressão, é desviado para a entrada do evaporador através da passagem por uma válvula solenoide e restringe-se a saída da serpentina do EV enquanto entra vapor a alta pressão. As descongelações dão-se com uma periodicidade de 4 horas com uma duração de 30 minutos, com um intervalo entre descongelações de 5 minutos entre elas, após terminar uma descongelação outra irá entrar passadas essas 4 horas, isto tudo através de um controlador.

Uma vantagem deste sistema é ter o separador de líquido na alimentação e retorno do evaporador, consegue-se proteger o compressor da entrada de líquido no mesmo, o que iria danificá-lo.

O compressor de parafuso é uma máquina de pistões rotativos com dois parafusos helicoidais, trabalha de acordo com o princípio de deslocamento positivo, tem lubrificação através da injeção de óleo controlada pela válvula de controlo, chegando ao espaço entre os rotores, proporcionando uma vedação hidráulica e conseguindo assim a transferência de energia mecânica entre o tempo de condução do rotor. O óleo é selecionado para a utilização do amoníaco nesta instalação frigorífica.

Este COMP aspira o fluido frigorífero, o amoníaco, na fase de vapor a baixa pressão, comprimindo-o e aumentando a sua temperatura e pressão, passando a vapor sobreaquecido com alta pressão.

Este vapor sobreaquecido segue para o separador de óleo, o óleo cai e o vapor segue, o separador de óleo permite proteger o compressor contra a falta de óleo. Existe ainda o radiador de óleo que se destina à refrigeração do óleo aquecido no COMP até uma temperatura que assegure uma viscosidade suficiente para alimentação do compressor, é arrefecido com recurso ao amoníaco líquido com cerca de 27°C vindo do depósito de líquido para assim retirar temperatura ao óleo que está a cerca 43°C, vai depois para o bloco de gestão do óleo que faz a distribuição do óleo.

Na Figura 22 está um pormenor do COMP, para uma melhor compreensão:

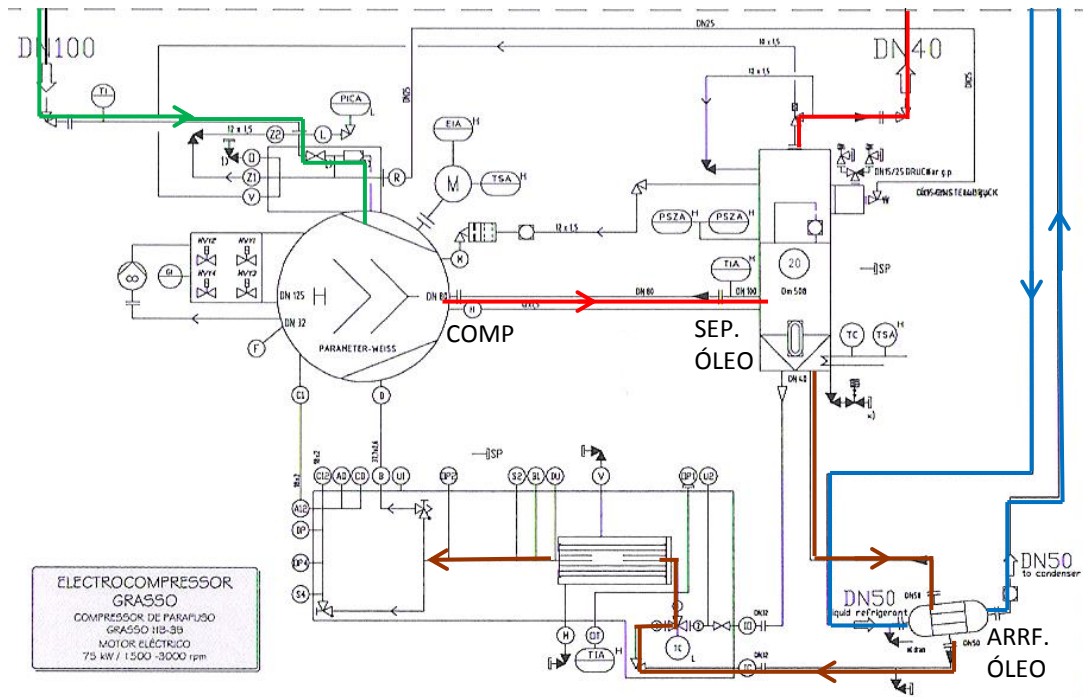





Figura 22- Linha dos fluidos do compressor, separador de óleo e arrefecedor de óleo

No condensador evaporativo (CE) dá-se a condensação, entra o vapor sobreaquecido onde vai perder o calor para o ar ambiente e condensar, por intermédio de água pulverizada e ar forçado, regressando depois ao depósito de líquido. O DEPLIQ (alta pressão) tem como função o armazenamento de líquido condensado para compensar as variações de consumo e alimentação do circuito.

A expansão do amoníaco dá-se no interior do SEPLIQ num dispositivo chamado de “coletor ou câmara” é algo adequado para se conseguir a expansão parcial do amoníaco, de uma forma instantânea, por um efeito que pode ser chamado de *flash intercooler*. Para se evitar que entre vapor no EV é utilizada uma câmara com o efeito *flash*. A câmara com o efeito *flash* é um dispositivo, que tem como função separar o líquido do vapor, porque somente líquido é enviado para o EV e o vapor saturado é aspirado pelo COMP [23].

Existe uma necessidade constante em assegurar uma correta entrada de líquido no SEPLIQ, vindo o líquido subarrefecido do lado da alta pressão passa pelo processo de expansão. A válvula solenoide abre por indicação do boiador do nível de trabalho localizado no separador de líquido conseguindo-se assim manter o nível de líquido a um nível constante no separador de líquido.

Na Figura 23 vê-se em pormenor a expansão, composto por:

- Uma válvula de passagem  ;
- Uma válvula solenoide com filtro  ;
- Uma válvula de passagem e de regulação manual .

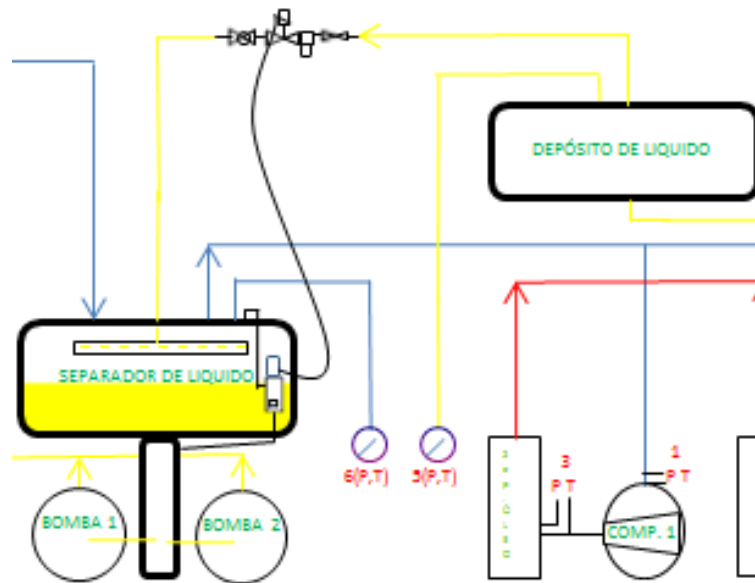


Figura 23- Pormenor do conjunto onde ocorre a expansão do amoníaco

3.2 Descrição do funcionamento da instalação frigorífica atual

Na Figura 24 está representado o esquema de princípio atual da instalação frigorífica e segue-se uma breve explicação.

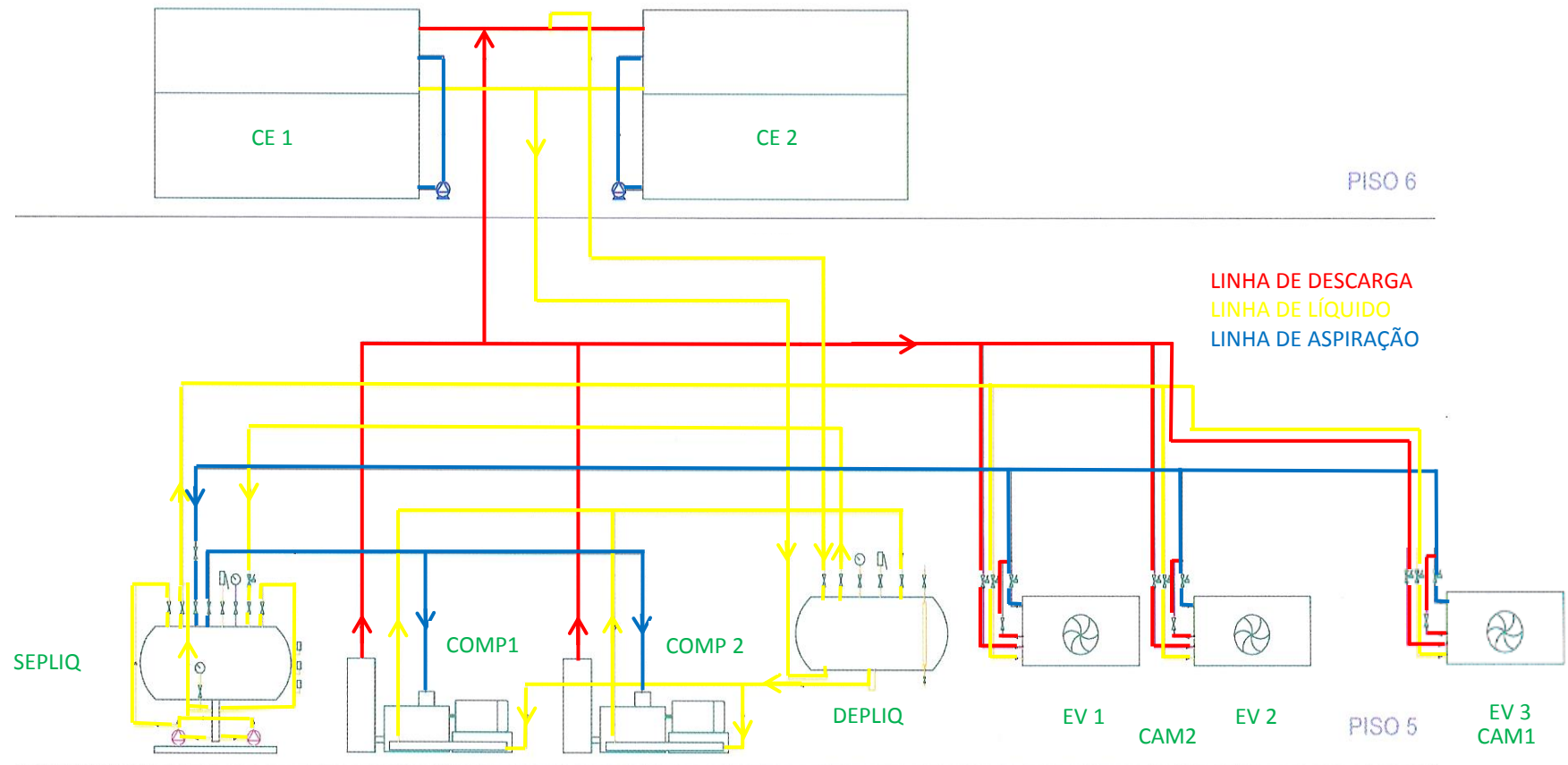


Figura 24 - Esquema de princípio atual

Houve necessidade de posteriormente montar o COMP2 (com todos os seus componentes próprios), o COND2 e todas as diversas ligações das tubagens, para funcionar em paralelo com o COMP1 mas com diferentes *set-points*, pedido de frio (COMP1 -32°C e COMP2 -30°C), pedido de descongelações (COMP1 -34°C e COMP2 -32°C), o que é designado COMP 2 o *set-point* é inferior para proteger o motor elétrico, com o COMP2 a instalação tem garantias de um funcionamento em pleno, em todas as situações (avarias e manutenções). Por questões de segurança no funcionamento da instalação frigorífica como avarias nos equipamentos, porque existe um grande risco de perda do produto armazenado, devido a falta de manutenção das condições de conservação especificadas, pela qualidade inerente aos encargos com a reparação do equipamento danificado e tempo despendido. Opta-se sempre por manutenções preventivas em separado, a uma ou a outra máquina nos períodos mais favoráveis para facilitar o melhor funcionamento das máquinas para os pedidos que terão por parte da instalação frigorífica, uma manutenção corretiva só sendo uma emergência.

Os compressores entram em funcionamento em duas situações:

- ❖ Quando há um pedido de frio de algum dos três evaporadores;
- ❖ Quando há um pedido de descongelação num dos três evaporadores.

Os compressores trabalham em simultâneo e regem-se pelo seu *set-point*. O compressor 2 trabalha desnecessariamente, a baixa rotação do motor comprometendo o seu $\eta_{\text{volumétrico}}$ e ocorrendo por vezes condições de aspiração com temperaturas positivas.

3.3 Descrição dos componentes da instalação frigorífica atual

3.3.1 Compressores

A instalação frigorífica utiliza dois compressores de parafuso iguais, que se destinam a comprimir o fluido frigorigéneo, amoníaco. Segue-se uma descrição da conceção e função dos mesmos.

A unidade do compressor de parafuso aspira o vapor do fluido frigorigéneo através da combinação de filtros de sucção SFC, com função de retenção no lado da sucção, descarrega o vapor comprimido através do lado de pressão do separador de óleo e da válvula de retenção para dentro da instalação.

Os compressores de parafuso são acionados diretamente pelo motor de acionamento do compressor através de um acoplamento elástico. O acoplamento destina-se à transmissão de binários entre o compressor e o motor de acionamento do compressor. A versão elástica do acoplamento provoca o desacoplamento de outras influências

prejudiciais, como forças axiais e radiais, oscilações ou o deslocamento dos eixos. As oscilações e impulsos do binário são amortecidos e as vibrações de rotação reduzidas. Todos os compressores de parafuso estão equipados com uma regulação da potência progressiva entre 10 - 100 %, esta é realizada mediante a redução do curso no compressor de parafuso, o fator essencial para o processo de compressão é o posicionamento dos rotores, a qual é alterada hidráulicamente por uma corredeira de regulação.

Informações dos compressores de parafuso: código do produto das unidades compressoras de parafuso (Tabela 5) e características técnicas (Tabela 6 e 7).

Tabela 5 - Código referente ao compressor [18].

X Y – 9 A (X1)	
X	Tamanho da unidade compressoras de parafuso
Y	Variante Unidade compressoras de parafuso
9	Variante Compressor de parafuso
A	Refrigeração de óleo

Tabela 6 - Características técnicas dos compressores [18].

Unidade compressoras de parafuso de estágio único com compressor de parafuso GRASSO SP1 H B – 3 B	
<i>Letra de identificação</i>	
H - Caudal volumétrico nominal	471 m ³ /h a 2940 rpm
B - Separador de óleo montado na vertical	Fluido frigorígeno NH ₃
3- Padrão do compressor de refrigeração	Vi= 4,8 relação volumétrica interior fixa
B – Refrigeração de óleo	Arrefecido pelo fluido frigorígeno

Tabela 7 - Características técnicas dos compressores [13].

COMPRESSORES					
	<u>Série</u>	<u>Tipo de compressor</u>	<u>Caudal volumétrico (m³/h)</u>	<u>Pressão máxima (bar)</u>	Capacidade de refrigeração R717 -35/+35 °C (kW)
Compressor 1	GEA GRASSO M	H	471	28	115
Compressor 2	GEA GRASSO M	H	471	28	115

Esquema exemplificativo do compressor, como se mostra na Figura 25.

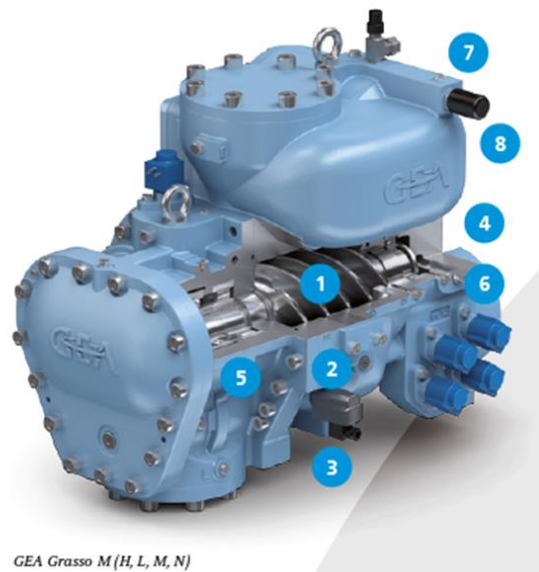


Figura 25 - Imagem do compressor [13].

1. Rotores altamente eficientes
 - Perfil do rotor 5/6 específico da GEA [13]
 - Construção rígida e com economia de espaço
 - Suave
2. Desempenho e controlo deslizante
 - Sistema integrado de economia de espaço
 - Controlo da potência Stepless (10-100%)
 - Maior eficiência na carga total e parcial
3. Posição de exibição do sistema de controlo deslizante
 - Hermeticamente selado
 - Adequado para áreas perigosas
4. Selo Mecânico
 - Poderoso de materiais pesados
 - Serviço fácil, substituível no lugar
5. Rolamento axial
 - Acesso fácil e rápido
 - Alívio por compensação do pistão para uma vida útil prolongada

6. Ligação do óleo central
 - Ligação opcional no lado do rotor principal ou secundário
 - Nenhuma bomba de óleo necessária
 - Injeção do óleo controlada para o controlo final da temperatura
7. Filtro de sucção integrado
 - *Design* compacto para um design agregado simples
8. Válvula de retenção ativada por pressão de gás
 - Perda de pressão mínima
 - Nenhum “barulho da válvula” devido a operação sem mola

Informações do motor elétrico de cada compressor (Tabela 8 e 9).

Tabela 8 - Características do motor elétrico do compressor 1

GRASSO SP1 H B – 3 B	
<u>Motor elétrico</u>	
Marca	WEG
Potência	90 kW
Velocidade	2970 rpm
Tensão	400 V
Intensidade	157 A

Tabela 9 - Características do motor elétrico do compressor 2

GRASSO SP1 H B – 3 B	
<u>Motor elétrico</u>	
Marca	SCHORCH
Potência	75 kW
Velocidade	2955 rpm
Tensão	400 volts
Intensidade	131 A

3.3.2 Condensadores

Estes condensadores combinam as funções dum condensador a ar e uma torre de arrefecimento de água, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoo o fluido frigorífero. No topo destes condensadores são instalados injetores que atomizam água sobre os tubos onde circula o fluido. A água escoo, em contracorrente com o ar, em direção á bandeja de retenção da água. O contacto da água com os tubos por onde escoo o fluido frigorífero provoca a condensação.

Os condensadores evaporativos servem para libertar o calor removido das câmaras para o ambiente, através do vapor do fluido frigorífero que entra no condensador sobreaquecido, verifica-se um arrefecimento sensível. Quando atinge o início da condensação, a fração de líquido e vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

O condensador evaporativo transfere calor em três fases:

- Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- Transferência de calor latente na fase de condensação;
- Subarrefecimento do líquido.

A condensação é sem dúvida o processo dominante em aplicações normais de refrigeração, correspondendo a cerca de 83% da rejeição de calor [3].

Informações dos condensadores evaporativos (Tabela 10 e 11).

Tabela 10 - Características do condensador evaporativo

Condensador evaporativo 1	
Marca	BAC
Modelo	VXC 65R
Potência	65 kW
Temperatura de condensação	+120°C
<u>Motor do ventilador</u>	
Marca	FELM
Velocidade	1460 rpm
Tensão	400 V
Potência	5.5 kW
Intensidade	11,3 A
Caudal de ar	5,5 m ³ /s
<u>Bomba de circulação da água</u>	
Marca	WEG
Velocidade	2860 rpm
Tensão	400 V
Potência	0.37 kW
Intensidade	1,05 A
Caudal de água	4,7 l/s

Tabela 11 - Características do condensador evaporativo

Condensador evaporativo 2	
Marca	BAC
Modelo	VXC 65
Potência	65 kW
Temperatura de condensação	+120°C
<u>Motor do ventilador</u>	
Marca	Fimet
Velocidade	1440 rpm
Tensão	400 V
Potência	5.5 kW
Intensidade	12 A
Caudal de ar	5,5 m ³ /s
<u>Bomba de circulação da água</u>	
Marca	WEG
Velocidade	2820 rpm
Tensão	400 V
Potência	0.37 kW
Intensidade	0,776 A
Caudal de água	4,7 l/s

3.3.3 Câmaras

As instalações frigoríficas da empresa apresentam-se na planta da Figura 26, podemos verificar que existem 2 câmaras contíguas de congelação de gelados, a câmara 1 e a câmara 2.

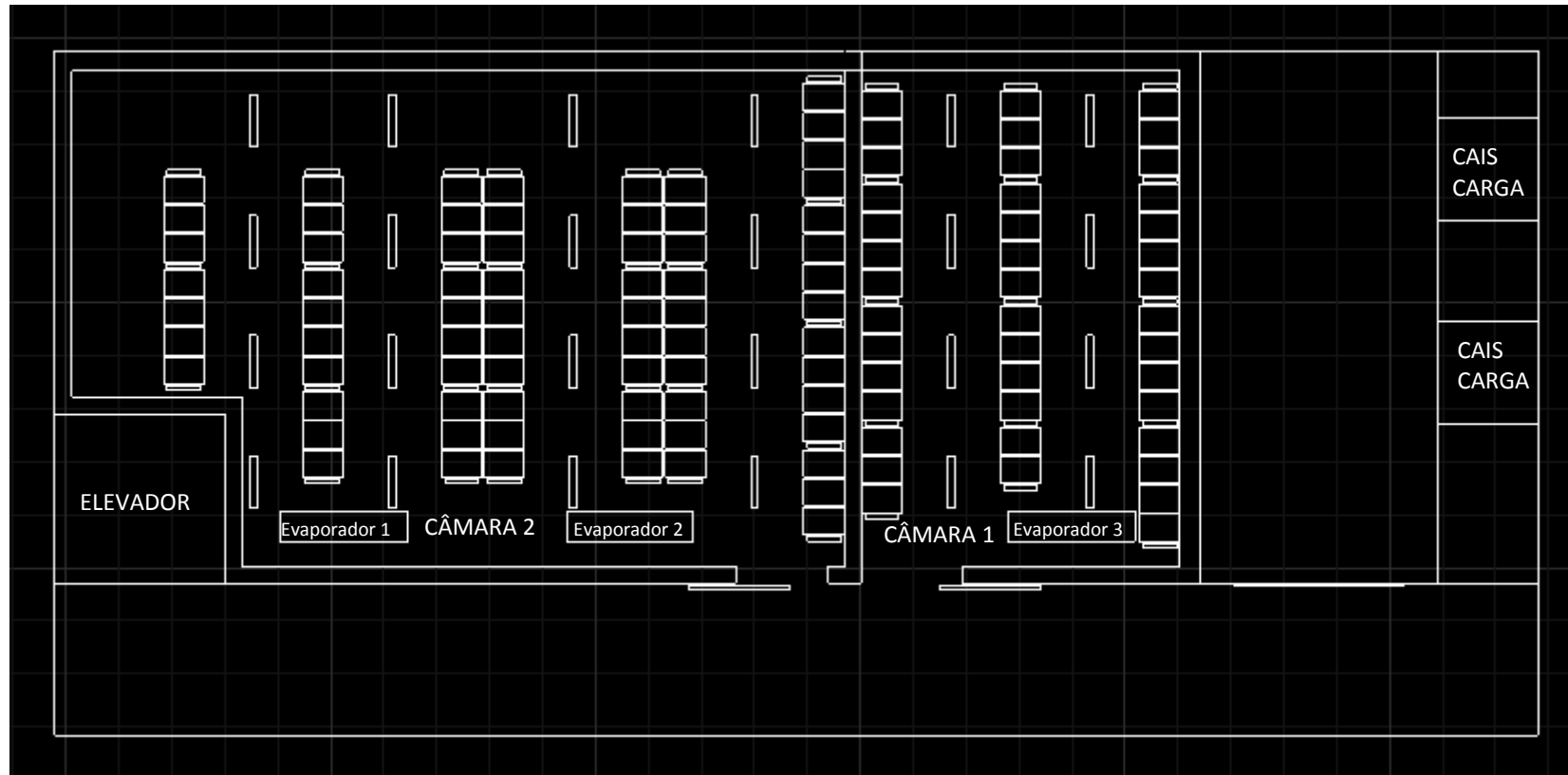


Figura 26 - Imagem ilustrativa das câmaras

Nestas câmaras de congelação de gelados, serão armazenados e conservados diferentes variedades de produtos, de acordo com as necessidades da empresa. As variedades de gelados podem ser: gelados cremosos, com leite e polpa de fruta (contêm até 20% de fruta na sua composição), existindo diversificação dos sabores e nunca esquecendo o equilíbrio nutricional; existem variedades sem lactose, para todos aqueles que têm problemas com a ingestão de produtos lácteos, desenvolvidos por nutricionistas fornecendo os mesmos nutrientes que um gelado normal.

A fabricação do gelado inclui diversos componentes, destacando-se: os *freezers*, a linha de enchimento e o túnel de congelação. Esta obedece aos parâmetros específicos para cada variedade, definidos pela qualidade e produção. Nos *freezers* passa a massa de gelado que é arrefecida aproximadamente até -6°C (depende do produto) seguindo depois para a linha de enchimento e posteriormente dá entrada no túnel de congelação. O túnel de congelação é contínuo com esteira móvel tipo espiral, os produtos são distribuídos numa esteira horizontal que se desloca em vários níveis no interior do túnel, no sentido ascendente e depois descendente, o túnel é de circulação forçada de ar, o fluxo do ar dá-se no sentido transversal, a transferência de calor dá-se por convecção com altas velocidades de circulação de ar e baixas temperaturas (-25°C a -35°C), a velocidade de deslocamento da esteira pode ser alterada consoante os produtos, ajustando o tempo de permanência desejado. É formada a palete e levada de elevador para as câmaras 1 e 2, o gelado chega a entrada das câmaras com uma temperatura média de -26°C e é depositado nas mesmas dependendo da variedade do produto, ambas as câmaras têm *set-point* ajustado para variar numa zona morta entre -19°C e -23°C .

De seguida apresentam-se as características da câmara 1 e 2 (Tabela 12 e 13).

Tabela 12 - Características da câmara 1

CAM 1	Características
Área [m^2]	L 9400 x C 14600 = 137,24
Volume [m^3]	Área 137,24 x Altura 5800 = 796
Estantes	29 triplas (paredes) + 13 duplas (meio)
Capacidade máxima de paletes armazenadas	113
Peso máximo de gelados armazenados [ton]	39,80
Funcionamento	24horas/dia
Evaporador	1
Luminárias	16
Set Point	-23°C

Tabela 13 - Características da câmara 2

CAM 2	Características
Área [m ²]	(L 17800 x C 14600) + (L 5000 x C 9600) = 307,88
Volume [m ³]	Área 307,88 x Altura 5800 = 1785,7
Estantes	15 triplas (parede) + 57 duplas (meio)
Capacidade máxima de paletes armazenadas	159
Peso máximo de gelados armazenados [ton]	63,24
Evaporadores	2
Luminárias	32
Set Point	-23°C

3.3.4 Evaporadores por recirculação forçada de líquido

Segundo o tipo de alimentação de líquido, os evaporadores são de recirculação forçada de líquido, em que o líquido é bombeado por uma bomba mecânica.

Um maior caudal de líquido entra no evaporador em relação ao efetivamente evaporado, de modo que uma mistura de líquido e vapor sai do evaporador regressando ao separador de líquido onde, sobre um efeito “*flash*” numa espécie de coletor, o líquido é separado do vapor. O separador de líquido vai recebendo líquido pela válvula de controlo de nível acionada por um boiador que controla o nível de trabalho. Na Figura 27 apresenta-se uma esquematização da recirculação forçada de líquido [20].

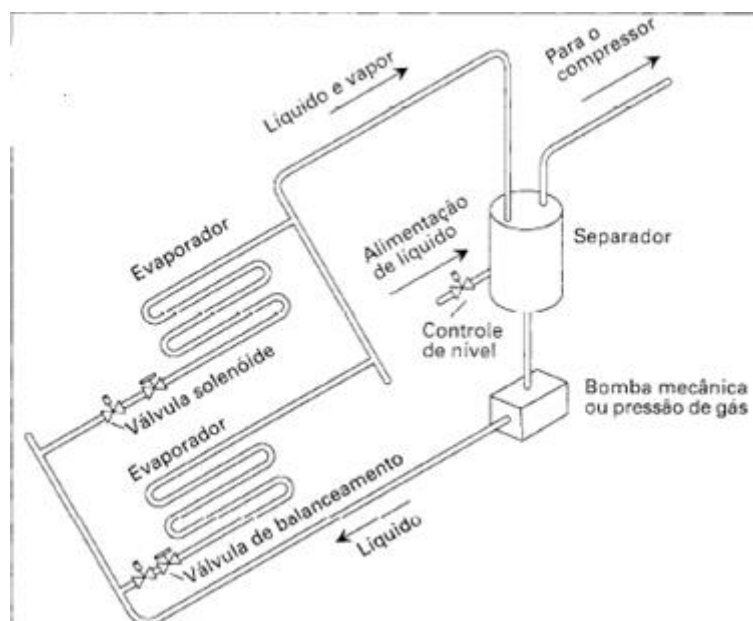


Figura 27 - Recirculação forçada de líquido [22].

Os evaporadores utilizados são alimentados através da recirculação do líquido (amoníaco) pelas bombas de recirculação, é uma alimentação inferior e tem as seguintes vantagens: melhor coeficiente de transferências de calor do lado do fluido frigorígeno para uma certa relação de circulação e tem uma boa distribuição do fluido pelos circuitos. Os evaporadores têm cabeçalhos verticais, onde o fluxo de ar horizontal vai passar. A descongelação dos evaporadores é realizada por gás quente que combina bem com a alimentação inferior. Na figura 28 pode-se ver um esquema de um evaporador com recirculação forçada [20].

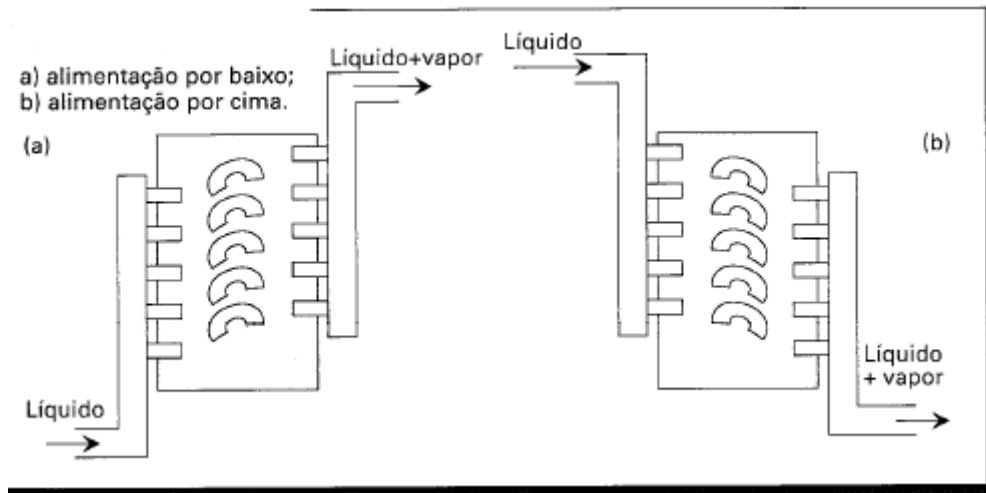


Figura 28 - Evaporadores que trabalham com recirculação forçada de líquido: (a) alimentação inferior (b) alimentação superior [22].

O sistema de recirculação forçada de líquido apresenta as seguintes vantagens em relação aos outros [22]:

- Utilização mais eficiente da superfície de transferência de calor;
- O fluido frigorígeno entra no compressor num estado próximo da saturação;
- O vapor de "flash" resultante do processo de expansão é retido no separador de líquido não retornando ao evaporador, o que levaria a perda de carga;
- As válvulas que regulam o caudal de amoníaco que é enviado ao evaporador recebem líquido a uma pressão constante, ao contrário da pressão de condensação;
- A remoção do óleo na região de baixa pressão pode ser efetuada num único local. O amoníaco líquido arrasta continuamente óleo dos evaporadores, enviando-o ao separador de líquido onde será retirado;
- O sistema com recirculação de líquido utiliza um único controlo de caudal do amoníaco.

O sistema de recirculação forçada de líquido apresenta as seguintes desvantagens em relação aos outros [22]:

- Custo inicial elevado;
- Carga maior de fluido frigorigéneo;
- Custo adicional resultante da operação do sistema de bombeamento de líquido.

Em instalações de baixa temperatura de evaporação ter coeficientes de transferência de calor elevados é fundamental. Como estas instalações operam com relações entre pressões relativamente elevadas, por consequência, originam temperaturas de descarga elevadas e maior quantidade de gás de “flash”. Ter sistemas com recirculação forçada de líquido pode ser vantajoso, principalmente, em aplicações de múltiplos evaporadores. Essas considerações favorecem aplicações com evaporadores inundados para pequenos sistemas (talvez três ou quatro evaporadores) e recirculação forçada de líquido bombeado para instalações maiores. Quando o número de evaporadores é pequeno, a recirculação forçada de líquido pode não ser atraente sob o ponto de vista económico [20] [22].

Nas Tabelas 14 e 15 apresentam-se as características técnicas dos evaporadores, para a câmara 1 (EV3) e câmara 2 (EV1 e EV2).

Tabela 14 - Características do evaporador 3

Evaporador cúbico - CAM1	
Marca	CENTAURO
Modelo	DDI 8L3/35
Potência	35,08kW
Tipo	AXIAL
Nº de série	00250
Resistências	7500W (400V)
Resistências das golas	1500W (230V)
Temperatura de evaporação	- 18°C
<u>Ventiladores axiais</u>	Três
Potência de ventilação	3 x 1000 = 3000W
Tensão	400V
Intensidade	1,8ª
Velocidade	1220rpm
Diâmetro	500mm
Caudal	24750m ³ /h

Tabela 15 - Características do evaporador 1 e 2

Dois evaporadores cúbicos – CAM2	
Marca	CENTAURO
Modelo	DDI 8P3/45
Potência	45,19
Tipo	AXIAL
Nº de série	00311 / 0312
Resistências	7500W (400V)
Resistências das golas	1650W (230V)
Temperatura de evaporação	- 18°C
<u>Ventiladores axiais</u>	Seis
Potência de ventilação	2 x (3x1000) = 6000W
Tensão	400V
Intensidade	1,8ª
Velocidade	1220rpm
Diâmetro	560mm
Caudal	30600m ³ /h

O *CoolPack* é um *software* que engloba vários programas de simulação para sistemas de refrigeração. Estes programas permitem a análise de ciclos frigoríficos, otimização e dimensionamento de componentes para o projeto de sistemas de refrigeração.

Na Figura 29 está uma representação de um diagrama de um ciclo frigorífico da instalação usando o evaporador inundado com recirculação forçada de líquido, onde se pode ver o comportamento genérico entre pontos. A linha de alta pressão é dada pela temperatura de condensação e a linha de baixa pressão é dada pela temperatura de evaporação. Este ciclo é obtido com as temperaturas de aspiração, descarga, depósito de líquido e separador de líquido.

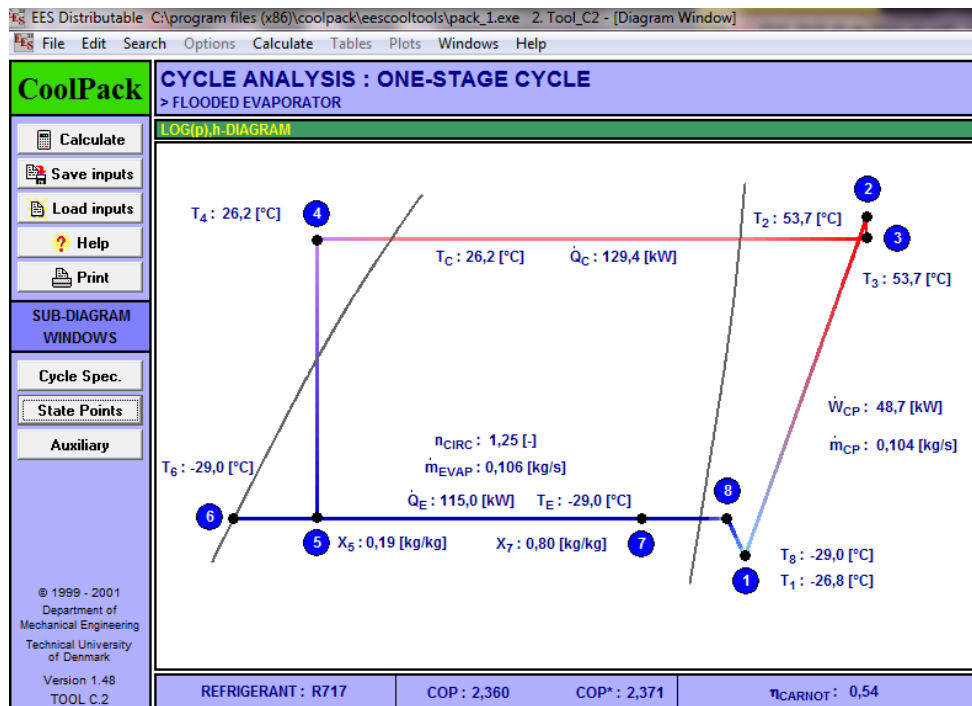


Figura 29 – Diagrama de um ciclo frigorífico do dia 07/02/2018

Na Tabela 16 obtém-se os estados dos pontos com as suas propriedades, dados pelo programa CoolPack.

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	-26,8	122,2	1413,3	1,0	Pressure ratio (p ₂ / p ₁) : 8,672
2	53,7	1059,7	1544,7	7,2	
3	53,7	1043,7	1545,6	7,1	T _{2,IS} : 130,3 [°C] T _{2,IS} is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	26,2	1043,7	306,6	601,0	
5	-29,0	125,2	306,6	----	T _{2,W} : 187,0 [°C] T _{2,W} is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	-29,0	125,2	47,5	676,1	
7	-29,0	125,2	1136,0	----	
8	-29,0	125,2	1408,1	1,1	

Tabela 16 - Valores obtidos nos pontos

Verifica-se que a pressão de aspiração dada pelo programa é superior aos dados experimentais lidos pela sonda, o mesmo cenário acontece na pressão de descarga. As entalpias dadas pelo programa são mais baixas que as obtidas pelo *Refrigerant calculator* para os dados experimentais. Consultar os Anexos 1 e 2.

3.3.5 Bombas de recirculação WITT

Estas bombas são especialmente projetadas para bombear líquidos refrigerantes primários. Ao longo de décadas tem demonstrado a sua capacidade em instalações refrigeração industrial em todo o mundo, trabalhando com o amoníaco (NH₃), tal como nesta instalação de frio industrial. As bombas de recirculação do amoníaco são herméticas com impulsores radiais da linha HRP, são capazes de bombear misturas de líquido/vapor, a função delas é fornecer o amoníaco no estado líquido aos evaporadores [19].

Na Tabela 17 apresentam-se as características técnicas das bombas de recirculação do amoníaco.

Tabela 17 - Características das bombas de recirculação

Duas bombas de recirculação do amoníaco	
Marca	WITT
Tipo	HRP 5040
Tensão	400V
PS to 100	25bar
TS to 100	-10/+50°C
Intensidade	7,5 ^a
Potência	2,2kW

3.4 Tratamento dos dados recolhidos

Com base nas informações recolhidas para o estudo desta instalação frigorífica, pretende-se detetar anomalias e as suas causas possíveis. Através do cálculo: do coeficiente de desempenho e do rendimento.

Segue-se um esquema do ciclo e respetivos pontos de medição 1, 2, 3, 4, 5, 6, medidos durante 22 dias, sendo as medições realizadas naquele exato momento de funcionamento da instalação frigorífica, têm erro e incerteza. Na Figura 30 pode-se perceber melhor a instalação frigorífica.

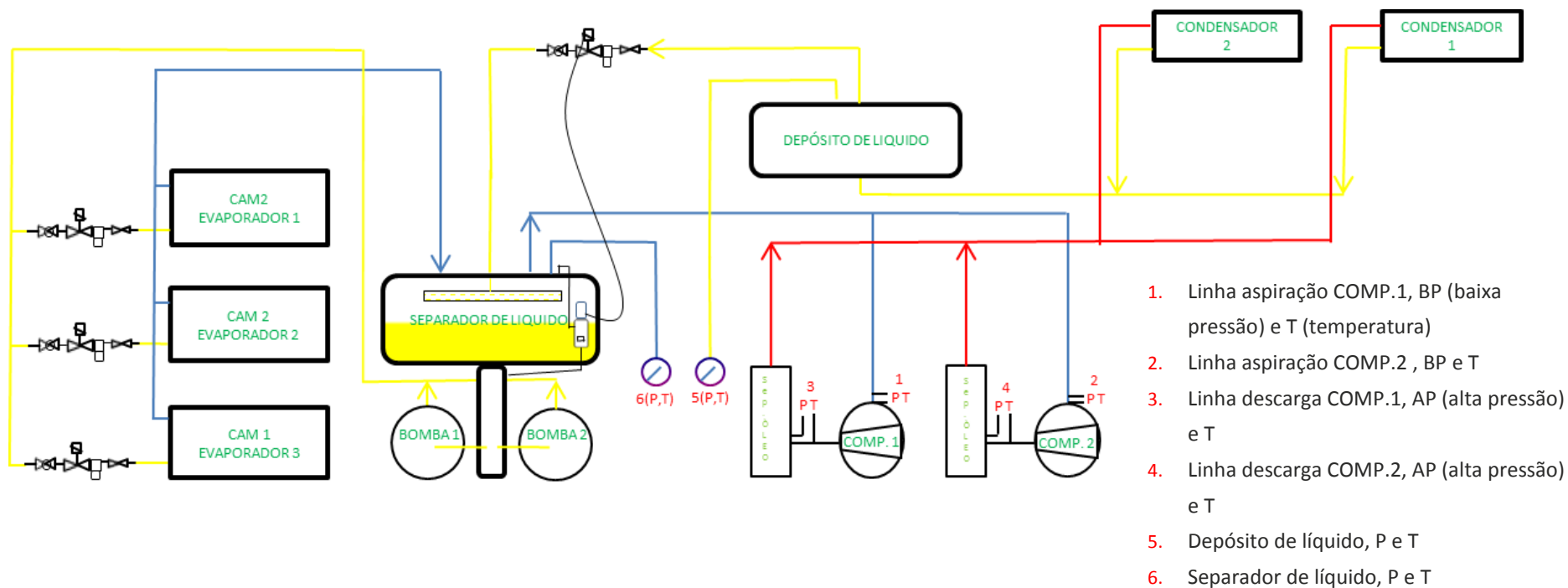


Figura 30 - Esquema do ciclo e pontos de medição das grandezas medidas

Na Tabela 18 apresentam-se os pontos de medição de temperatura e pressão.

Tabela 18 - Pontos de medição de temperatura e pressão na instalação frigorífica

Pontos de medição
1 – Linha de aspiração do Compressor 1, Pressão e Temperatura
2 – Linha de aspiração do Compressor 2, Pressão e Temperatura
3 – Linha de descarga do Compressor 1, Pressão e Temperatura
4 – Linha de descarga do Compressor 2, Pressão e Temperatura
5 – Depósito de líquido, Pressão e Temperatura
6 – Separador de líquido, Pressão e Temperatura

Com base nos pontos de medição 1 e 2 ao longo dos dias, foi construído o gráfico da Figura 31, onde se pode ver o comportamento e a variação das temperaturas de aspiração dos compressores.

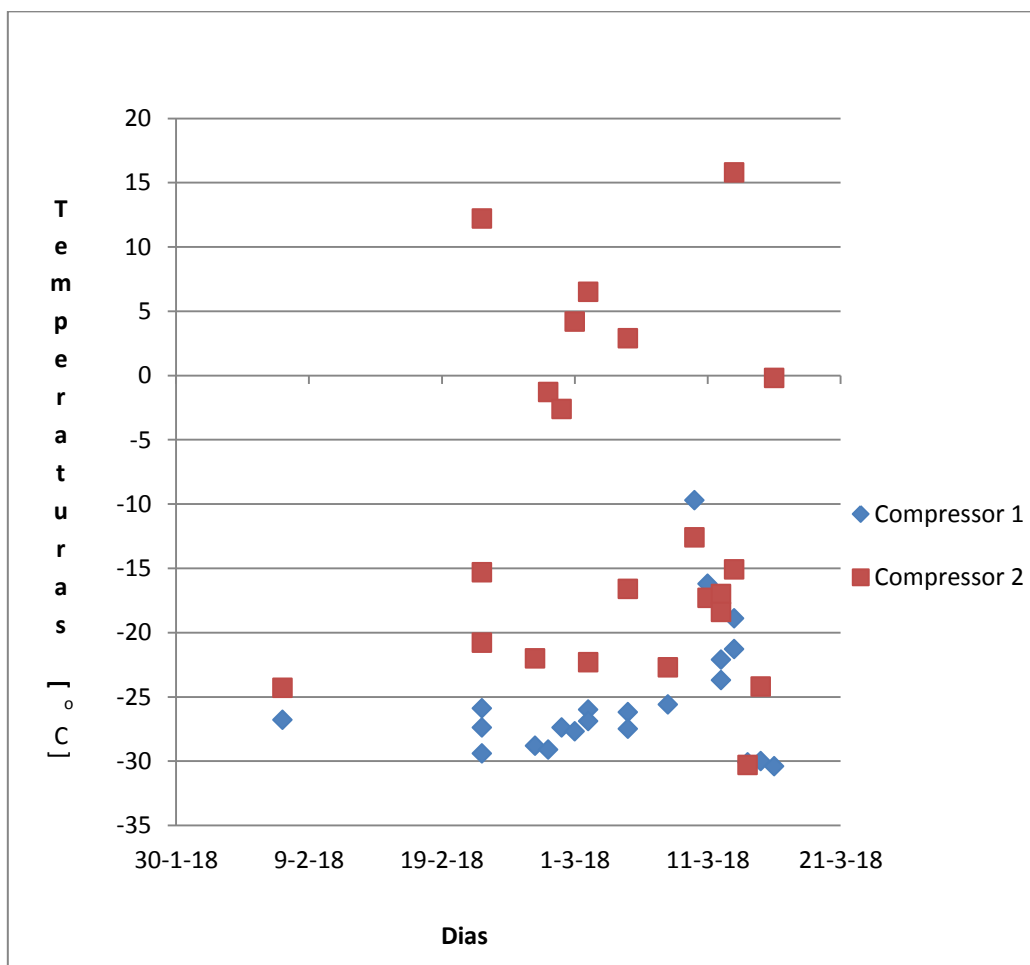


Figura 31 - Variação da temperatura de aspiração nos compressores

O compressor 1 teve uma pequena variação da temperatura de aspiração, cerca de 14,4%. Verificou-se uma variação máxima de 104% nos valores medidos da temperatura de aspiração do compressor 2. O cálculo do valor médio dos desvios é determinado com base na temperatura de aspiração e na temperatura média das aspirações, em módulo, consultar Anexo 2. A maior dispersão para os valores da temperatura de aspiração do compressor 2 poderá dever-se a estes fatores:

1. Incompatibilidade entre o motor elétrico que está acoplado ao compressor, porque este motor elétrico tem menos 15 kW em relação ao compressor 1, o consumo elétrico apresenta valores mais alterados.
2. Perda de carga ocorrida na tubagem e derivação, por ter mais comprimento na tubagem e por estar em paralelo, pois é o último a aspirar.
3. O caudal que cada compressor aspira deveria ser o mesmo, o que não se consegue com a mesma linha de aspiração, podem ser consultados os caudais determinados no Anexo 2.

Com base nos pontos de medição 3 e 4 ao longo dos dias, foi construído o gráfico da Figura 32, onde se pode ver o comportamento e a variação das temperaturas de descarga dos compressores.

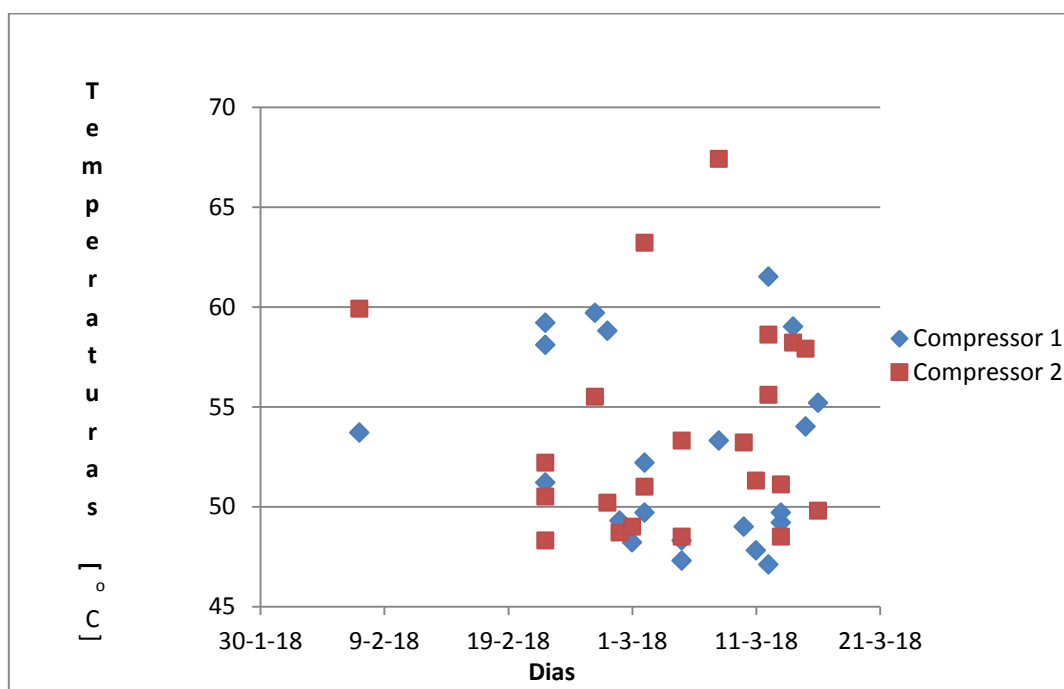


Figura 32 - Variação da temperatura de descarga dos compressores

Estes compressores têm uma razão volumétrica interior fixa $V_i = 4,8\%$, com a qual terá a melhor eficiência [11].

Verificou-se uma variação máxima de 7,9% entre os valores medidos da temperatura de descarga do compressor 2. Para o compressor 1, essa mesma variação foi mais pequena, de 7,7%, estas variações serão aceitáveis de acordo com a ficha técnica do compressor de parafuso. As temperaturas de descargas obtidas são boas.

O fabricante impõe uma temperatura de descarga máxima inferior a 95°C e uma temperatura de descarga mínima superior à temperatura do óleo de alimentação do mancal (35°C - 50°C). A temperatura média de descarga do compressor 1 é de 53°C e do 2 é de 54°C.

3.4.1 Determinação da carga de evaporação \dot{Q}_{ev}

O ciclo de refrigeração desta instalação varia entre as temperaturas médias de -25°C (aspiração), 53°C (descarga), 27°C (depósito de líquido) e -23°C (separador de líquido). A carga de evaporação é calculada a partir das potências de refrigeração dos evaporadores de cada câmara, pelo modelo e pela sua capacidade, a capacidade para seleção em DT1 (\dot{Q}_{S1}) precisa de ser corrigida porque a temperatura seca de entrada de ar (T_{se}) no evaporador é diferente das temperaturas da tabela, precisam ser feitas interpolações para o valor da T_{se} requerido, os dados foram obtidos através do catálogo do fabricante, neste acaso é a Centauro, consultar o Anexo 4 [12].

O *set-point* está ajustado em ambas as câmaras para variar numa zona morta, entre -19°C e -23°C, sendo melhor utilizar o valor médio $T_{se} = -21^\circ\text{C}$, este controlo é explicado a seguir. A temperatura das câmaras está de acordo com os pedidos de frio de algum dos três evaporadores, porque o termóstato deteta um aumento da temperatura, sendo o valor -19°C máximo. O EV tem o seu circuito alimentado pela circulação forçada de líquido através das bombas de recirculação do líquido, a separação entre o líquido e o vapor é feita no SEPLIQ. A informação do termostato manda arrancar o COMP e as bombas de recirculação do líquido, abre a válvula solenoide de entrada do líquido e da aspiração. A carga de evaporação (\dot{Q}_{ev}) é calculada pela Equação 1, que nos dá a capacidade corrigida.

$$\dot{Q}_{01} = \dot{Q}_{S1} * RC1 \quad (1)$$

Em que:

\dot{Q}_{01} – Capacidade corrigida em DT1 (kW)

\dot{Q}_{S1} – Capacidade para seleção em DT1 (kW)

RC1 – Fator de correção de dados em DT1

Segue-se a Tabela 19 onde se obtém \dot{Q}_{S1} pela consulta do catálogo de acordo com os modelos dos evaporadores, consultar o Anexo 4 , respetivamente, para a câmara 1 e 2 [12].

Tabela 19 - Modelo e capacidade dos evaporadores [12]

CAM 1		CAM 2	
Modelo	DDI 8L3/35	Modelo	DDI 8P3/45
Quantidade	1	Quantidade	2
Capacidade	$\dot{Q}_{S1}=1*35,08=35,08\text{kW}$	Capacidade	$\dot{Q}_{S1}=2*45,19=90,38\text{kW}$

Determina-se então o DT1, pela Equação 2. $T_{se} = -21^{\circ}\text{C}$.

$$|DT1| = T_{evaporação} - T_{se} \quad (2)$$

Em que:

$T_{evaporação}$ – Temperatura de evaporação ($^{\circ}\text{C}$)

T_{se} – Temperatura seca de entrada de ar ($^{\circ}\text{C}$)

Para a determinação do RC1 foi necessário recorrer a interpolações porque $T_{se} = -21^{\circ}\text{C}$. Na Tabela 20 apresentam-se os valores obtidos, de três amostragens, para a carga de evaporação de cada câmara e a carga de evaporação total, consultar o Anexo 2.

Tabela 20 - Determinação \dot{Q}_{01}

\dot{Q}_{01}						
DIA	HORA	DT1	RC1	<u>CAM1</u> \dot{Q}_{01} [kW]	<u>CAM2</u> \dot{Q}_{01} [kW]	\dot{Q}_e [kW]
27-2-18	16:51	8	0,625	21,93	56,49	78,41
08-3-18	14:24	8	0,625	21,93	56,49	78,41
14-3-18	10:50	9	0,704	24,7	63,63	88,32

A carga de evaporação resulta da Equação 3.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2} + \dot{Q}_{ev3} \quad (3)$$

Em que:

\dot{Q}_e – Carga de evaporação total

\dot{Q}_{ev1} – Carga do evaporador 1

\dot{Q}_{ev2} – Carga do evaporador 2

\dot{Q}_{ev3} – Carga do evaporador 3

Os diferentes valores e o comportamento das cargas de evaporação das câmaras podem ver-se melhor na Figura 33.

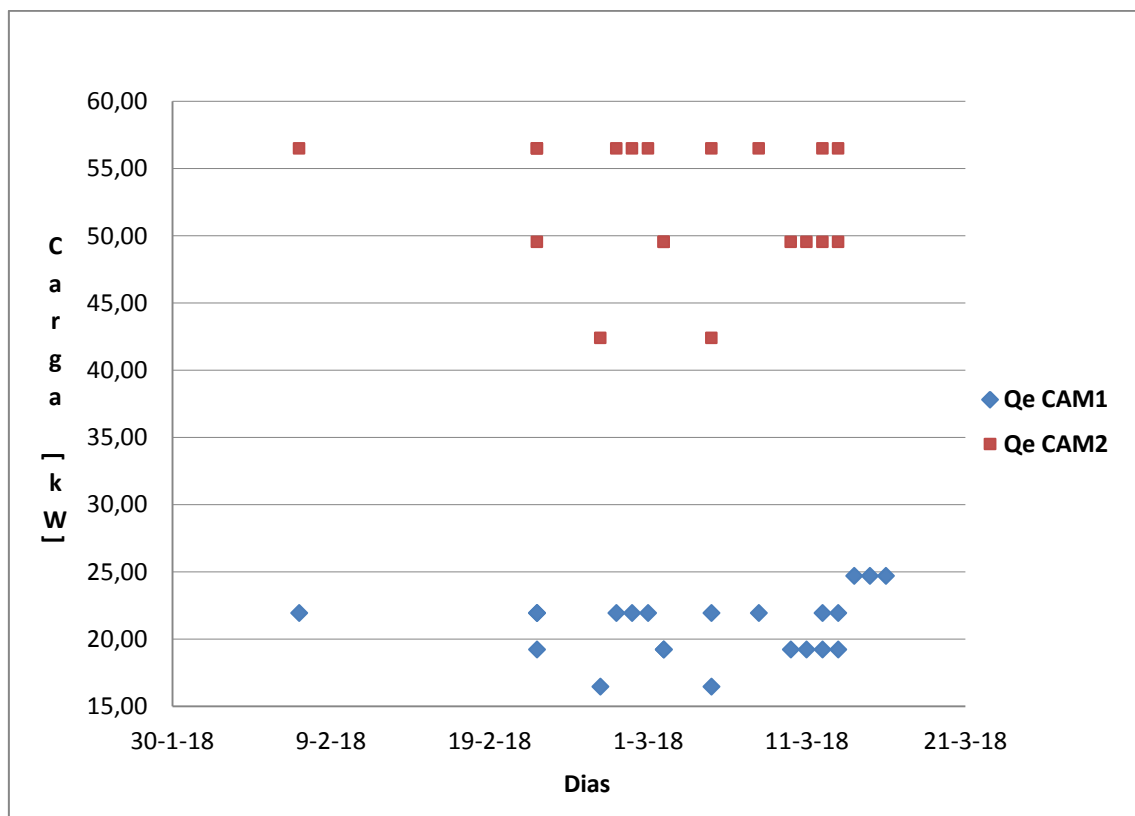


Figura 33 - Carga de evaporação das câmaras

Verifica-se que a carga de evaporação da câmara 2 é bastante superior porque utiliza dois evaporadores de maior capacidade que o evaporador utilizado na câmara 1. Ainda assim se o valor de correção fosse superior a capacidade corrigida era superior. Podem ver-se os valores da carga de evaporação total pretendida pelas câmaras na Figura 34.

$$\dot{m}_1 = \rho_1 * \dot{V}_{real} \quad (4)$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 * \dot{V}_{real} \quad (5)$$

Para a determinação do caudal volúmico real é necessário saber o rendimento volumétrico dos compressores de parafuso duplo que é dado pela razão da pressão de descarga média e a pressão de aspiração média para ambos os compressores de 9,1 com o cruzamento com a reta da eficiência volumétrica interior fixa 4,8V_i.

O rendimento volumétrico é obtido através da Figura 35 [11].

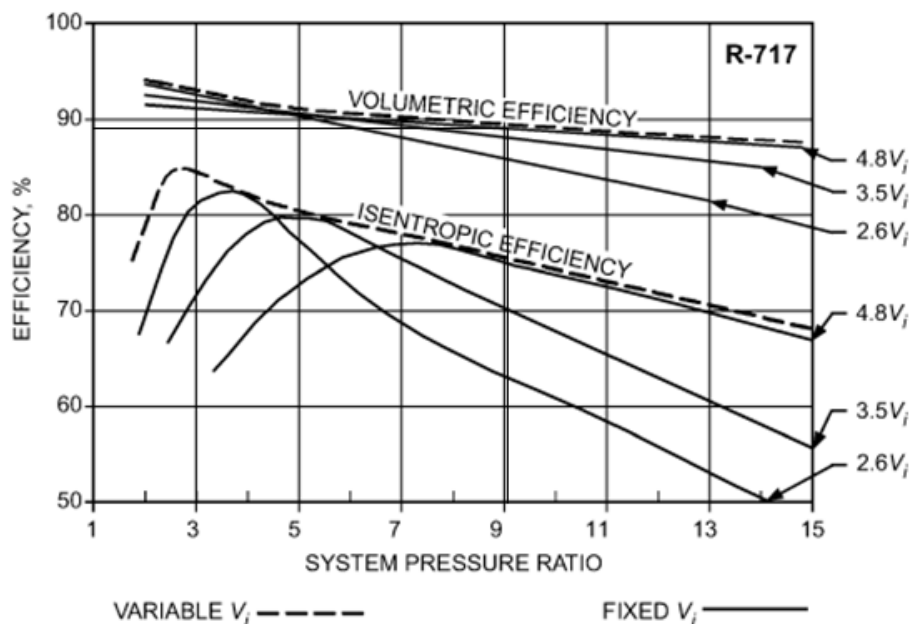


Figura 35 - Rendimento volumétrico dos compressores [11].

Obtém-se o rendimento volumétrico de 0,89 [11] [18].

Sabendo que o caudal volumétrico nominal dos compressores é de 471m³/h pelas equações 6 e 7 obtém-se o caudal volumétrico real.

$$\eta_{volumétrico} = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_d} \quad (6)$$

$$\dot{V}_{real} = 471 * 0,89 = 419,2\text{m}^3/\text{h} = 0,116\text{m}^3/\text{s} \quad (7)$$

O \dot{W}_c é determinado pelas equações 8 e 9.

$$\dot{W}_{c1} = \dot{m}_1 \times (h_3 - h_1) \quad (8)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{m}_2 \times (h_4 - h_2) \quad (9)$$

As entalpias utilizadas estão nos Anexo 2 – Dados calculados nos compressores 1 e 2, que fazem parte das propriedades nos pontos.

Os valores das propriedades nos pontos foram calculados usando o programa *Coolpack* pelo *Refrigeration Utilities – Refrigerant Calculator* com base nos valores de pressão e temperatura recolhidos nesses mesmos pontos de medição.

Na Tabela 21 apresentam-se os valores obtidos, de três amostragens, para o trabalho de compressão dos compressores e o total.

Tabela 21 - Determinação do \dot{W}_c

		\dot{W}_c		
DIA	HORA	\dot{W}_{c1} [kW]	\dot{W}_{c2} [kW]	\dot{W}_c [kW]
27-2-18	16:51	16,09	6,41	22,5
08-3-18	14:24	12,36	17,15	29,5
14-3-18	10:50	14,35	14,39	28,7

Os diferentes valores e o comportamento do trabalho de compressão de ambos os compressores podem ver-se melhor na Figura 36.

3.4.3 Análise energética da instalação frigorífica

3.4.3.1 Determinação do COP_{CARNOT}

A eficiência energética de uma instalação em termos termodinâmicos diz-nos o quanto um equipamento numa situação real se aproxima do comportamento ideal. No ciclo ideal o desempenho máximo pode ser determinado através do cálculo do COP_{CARNOT} (coeficiente de desempenho). O COP_{CARNOT} é o mesmo para ambos os compressores. É determinado pela Equação 10.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_R}{T_0 - T_R} \quad (10)$$

T_R - temperatura das câmaras [K]

T_0 - temperatura da localização dos condensadores [K]

A temperatura das câmaras é a mesma, o *set – point* varia numa zona morta de -19°C a -23°C , o valor usado para a temperatura das câmaras será de -21°C .

A temperatura da localização dos condensadores varia em função do clima exterior, os valores medidos foram realizados em Fevereiro e Março, as temperaturas utilizadas têm por base dados do Instituto Português do Mar e da Atmosfera que nos dá a temperatura média do ar para a localização dos condensadores, podendo haver alguma discrepância. As temperaturas utilizadas para Fevereiro é 5°C e para Março é 6°C [17].

Na Tabela 22 apresenta-se o cálculo do COP_{CARNOT} .

Tabela 22 - COP_{CARNOT}

Fevereiro		Março	
Inputs	COP_{CARNOT}	Inputs	COP_{CARNOT}
$T_R = -21^{\circ}\text{C}$	9,7	$T_R = -21^{\circ}\text{C}$	9,34
$T_0 = 5^{\circ}\text{C}$		$T_0 = 6^{\circ}\text{C}$	

A eficiência energética desta instalação frigorífica tem estes coeficientes de desempenho máximo para cada mês, respetivamente.

3.4.3.2 Determinação do $COP_{instalação}$

O coeficiente de performance da instalação é determinado pelo rácio entre o arrefecimento e potência consumida.

Procede-se à determinação do coeficiente de desempenho da instalação frigorífica em estudo. O $COP_{instalação}$ é determinado pela Equação 11.

$$COP_{instalação} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{Q}_{EV1} + \dot{Q}_{EV2} + \dot{Q}_{EV3}}{\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2}} \quad (11)$$

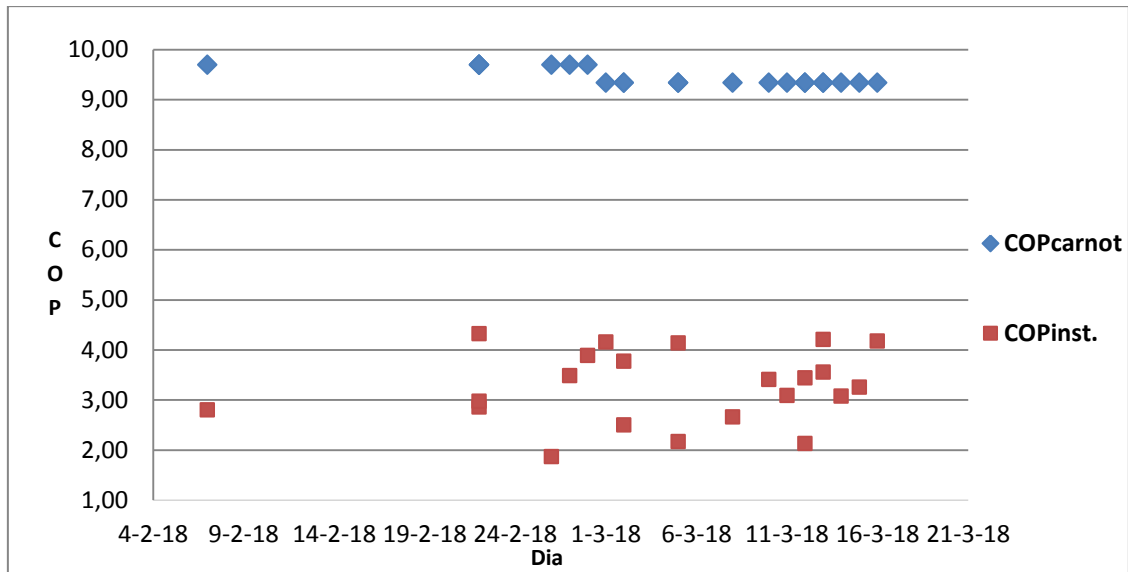
A potência de refrigeração total (\dot{Q}_e) foi estimada com base no catálogo dos evaporadores, consultar o Anexo 4.

Na Tabela 23 apresenta-se o cálculo do $COP_{instalação}$.

Tabela 23 - $COP_{INSTALAÇÃO}$

DIA	HORA	\dot{Q}_e [kW]	\dot{W}_C [kW]	$COP_{instalação}$
27-2-18	16:51	57,96	22,9	2,53
08-3-18	14:24	57,96	30,0	1,93
14-3-18	10:50	67,62	29,24	2,31

Com base nos valores obtidos, de três amostragens, foi construído o gráfico da Figura 38, onde se pode ver a variação do $COP_{instalação}$ da instalação, comparado com o de COP_{carnot} .

Figura 38 - COP_{instalação} e COP_{CARNOT}

Os COP'S obtidos foram todos superiores a 1, podendo concluir-se que o sistema é eficiente, a quantidade de calor removida das câmaras é superior à quantidade de trabalho útil fornecido.

3.4.3.3 Determinação da eficiência da instalação

Agora pode saber-se a eficiência da instalação, pela Equação 12.

$$\varepsilon = \frac{COP_{instalação}}{COP_{CARNOT}} \quad (12)$$

Na Tabela 24 apresentam-se os valores obtidos, de três amostragens, para a eficiência da instalação.

Tabela 24 – Eficiência da instalação

DIA	COP _{CARNOT}	COP _{instalação}	ε [%]
27-2-18	9,7	3,43	35,3
08-3-18	9,7	2,61	28,0
14-3-18	9,34	3,02	32,3

Após a análise obtém-se o gráfico da Figura 39 com a eficiência obtida.

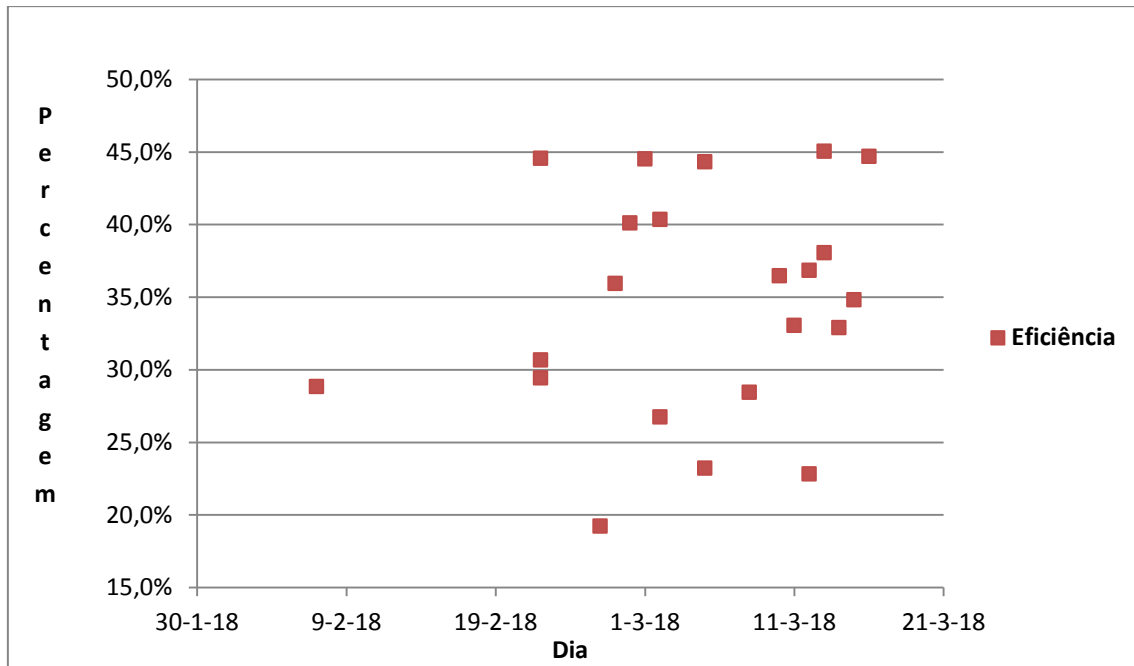


Figura 39 – Eficiência da instalação

Obtém-se uma eficiência abaixo dos 50%.

3.4.4 Estimativa do consumo elétrico da instalação

Para o efeito, a Tabela 25 apresenta o consumo elétrico dos equipamentos nesta instalação frigorífica num qualquer dia, calculado com a potência elétrica nominal dos equipamentos e as horas de trabalho, consultar o Anexo 5. As horas de trabalho são registadas diariamente por um dos técnicos.

Tabela 25 - Consumo de energia elétrica por dia

Equipamentos	Potência nominal [kW]	elétrica Δt [h]	Energia [kW*h/dia]
Motor elétrico 1	90	15,4	1386
Motor elétrico 2	75	14,7	1102,5
Motor ventilador 1	5,5	15,4	84,7
Bomba água 1	0,37	15,4	5,7
Motor ventilador 2	5,5	14,7	80,55
Bomba água 2	0,37	14,7	5,44
Resistências CAM1	15,18	2	30,36
Ventiladores CAM1	2,31	15,4	35,57
Lâmpadas CAM 1	0,928	4,5	4,18
Resistências CAM2	23,39	2	46,78
Ventiladores CAM2	6	15,4	92,4
Lâmpadas CAM 2	1,856	4,5	8,35
Bomba amoníaco	2,2	15,4	33,88
TOTAL			2916,7 kW*h/dia
Custo/dia	0,0125€/kW*h (preço sem iva) [31]		36,5€
Custo/ano			13307,5€

Segue-se uma representação gráfica, na Figura 40, tendo por base a distribuição diária em percentagem do consumo de energia num dia qualquer.

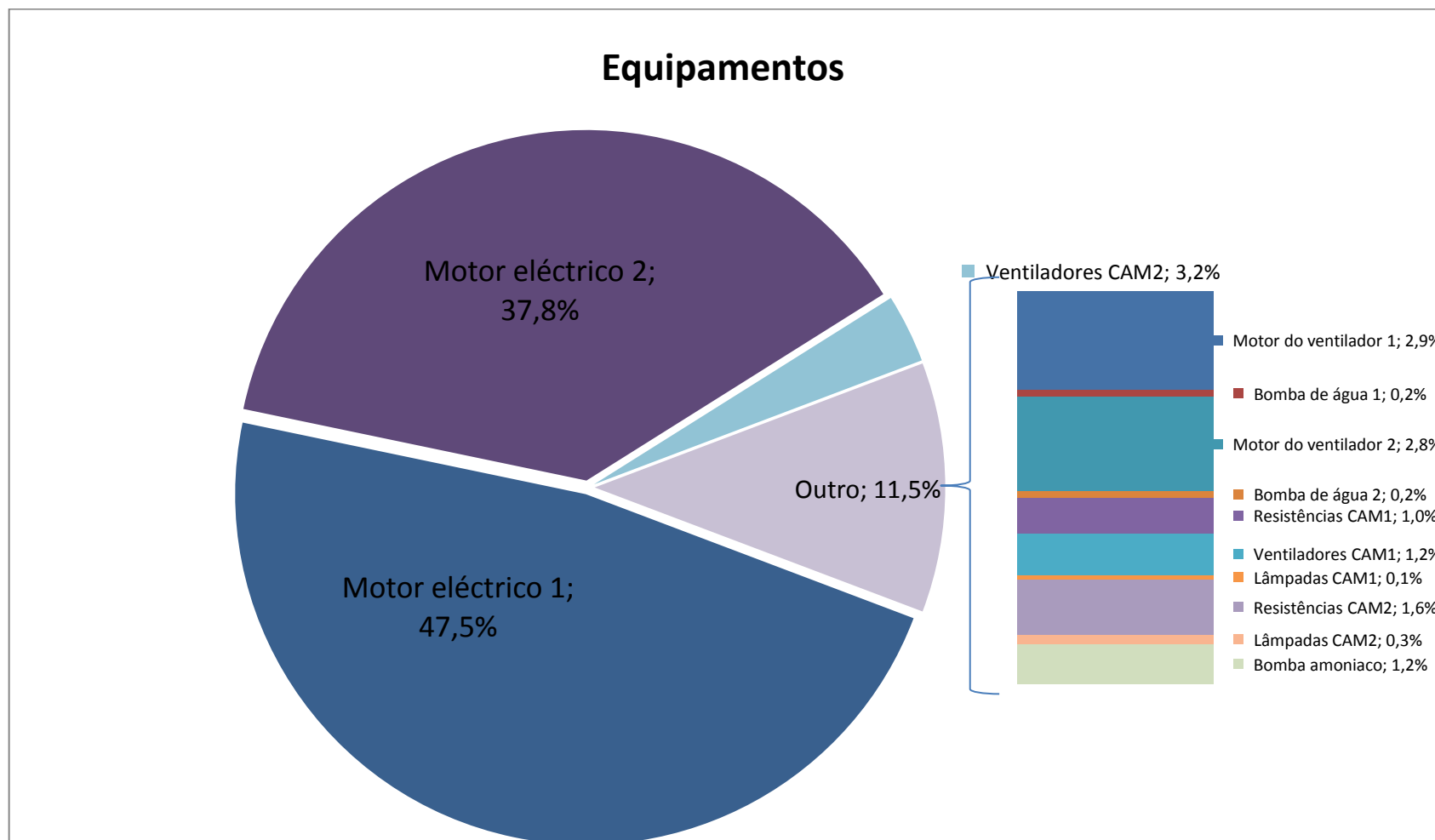


Figura 40 - Consumo elétrico por dia

Quando se fala no motor elétrico 1 ou 2 é o conjunto motor + compressor porque é o motor elétrico que aciona o compressor pelo acoplamento.

Verifica-se que o maior consumo é no motor elétrico 1 porque trabalha mais horas e o seu trabalho útil é superior.

Agora pode ver-se uma representação gráfica da corrente elétrica consumida pelos compressores ao longo dos dias de amostragens, na Figura 41.

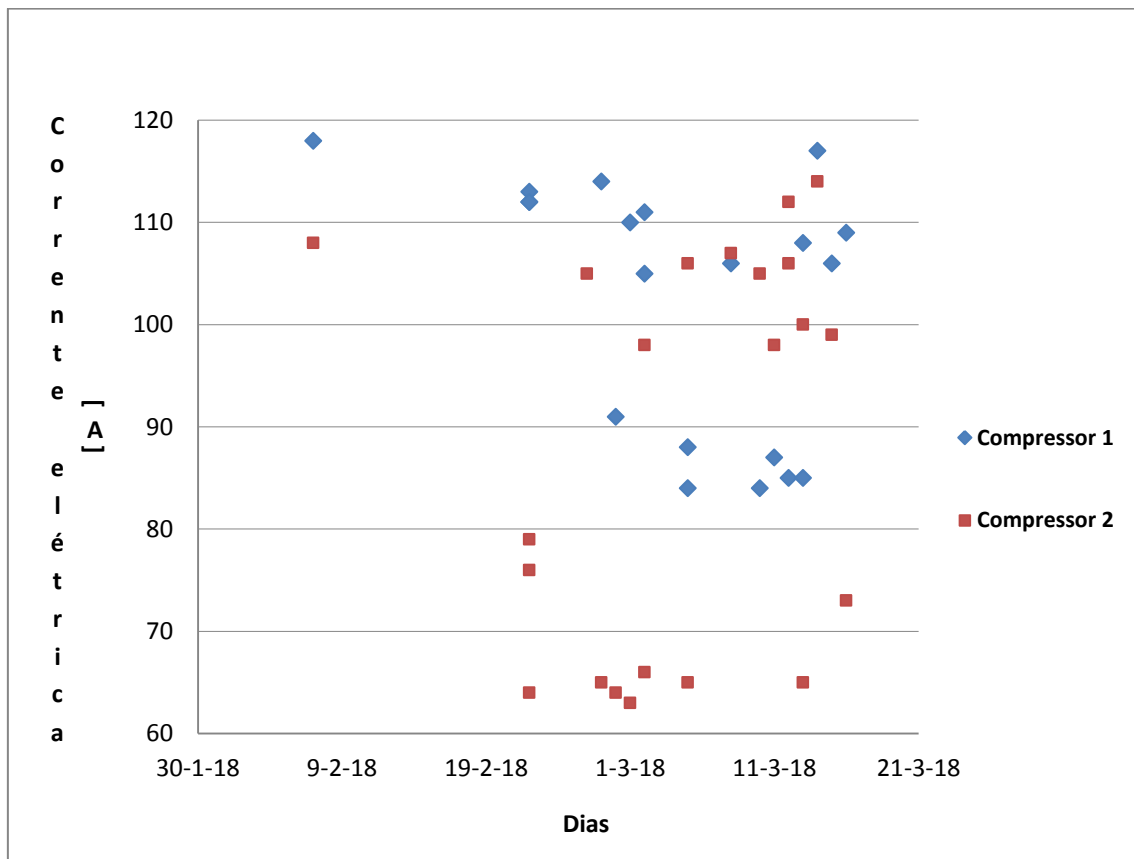


Figura 41 - Consumo elétrico dos compressores

3.4.5 Rendimento dos compressores

O rendimento total dos compressores é a razão da potência de compressão pela potência elétrica. Obtém-se pela Equação 13 e com as consequentes Equações 14, 15 e 16.

$$\eta_T = \frac{\dot{w}_{fluido}}{\dot{w}_{elétrico}} \quad (13)$$

$$\dot{W}_{fluido} = \dot{m} * \eta_v * \Delta h \quad (14)$$

$$\dot{W}_{elétrico} = P_{ele} * \eta_{ele} \quad (15)$$

O rendimento do motor elétrico é obtido através da chapa de características dos motores elétricos, ambos têm o mesmo rendimento elétrico de 0,945.

A potência elétrica dos compressores foi determinada pela Equação 16.

$$P_{ele} = \sqrt{3} * 230 * I * \cos \varphi \quad (16)$$

I – corrente elétrica consumida por cada motor elétrico [A]

Cos φ = 0,89 para ambos os motores elétricos

O rendimento total dos compressores é obtido, na Tabela 26, temos três amostragens.

Tabela 26 - Rendimento total dos compressores

DIA	W _{fluido}	W _{elétrico}	η_T [%]
27-2-18	20,37	59,90	34,0
08-3-18	26,72	71,28	37,0
14-3-18	26,02	77,31	34,0

O rendimento total dos compressores está de acordo com o esperado, é um valor bom.

3.4.6 Potência absorvida pelos compressores

Na Figura 42, é possível comparar os consumos de energia elétrica de cada compressor.

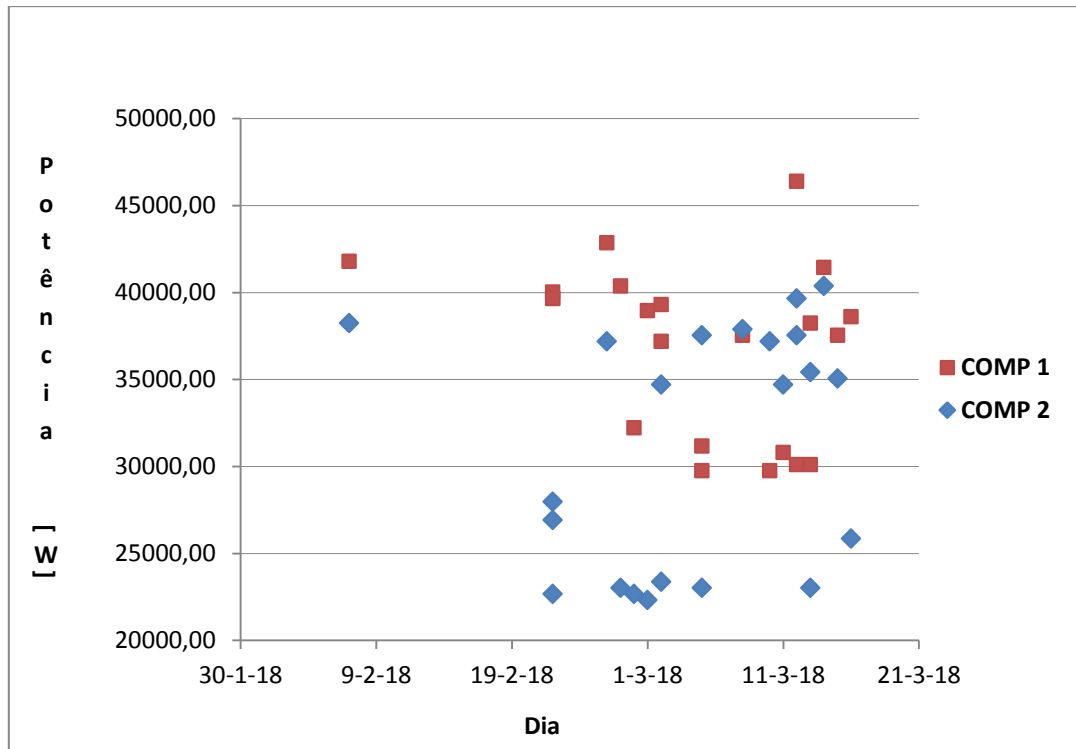


Figura 42 - Potência dos compressores

Pode ver-se uma representação gráfica da potência total consumida pelos compressores ao longo dos dias de amostragens na Figura 43.

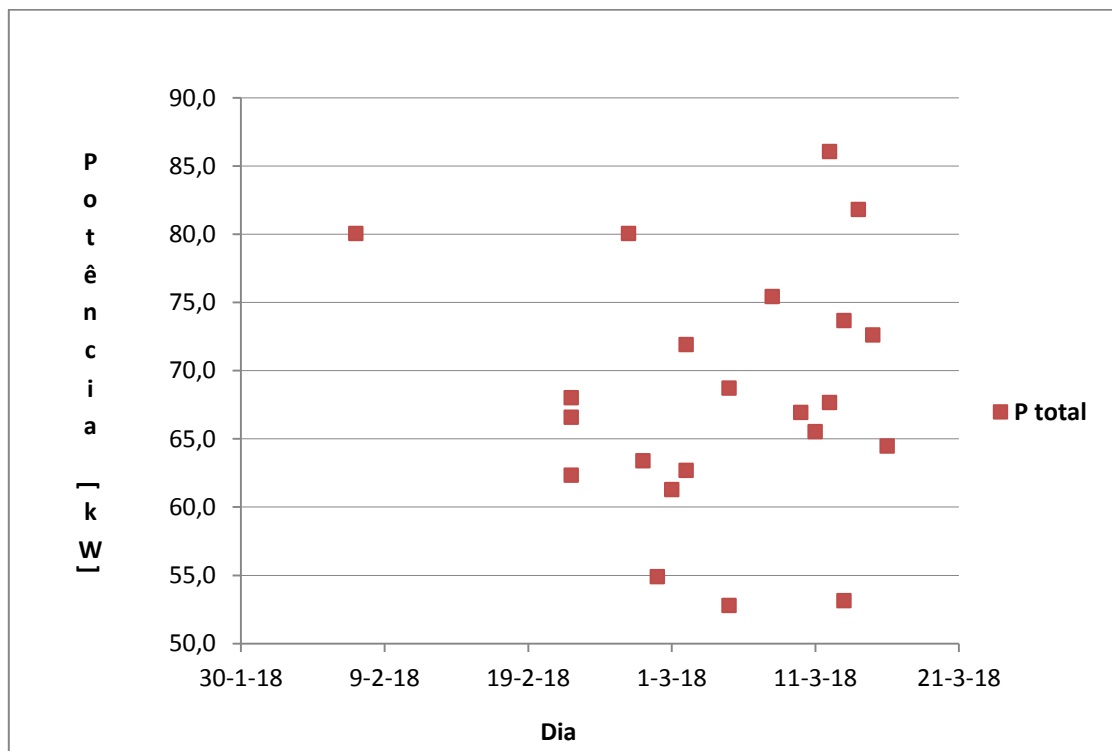


Figura 43 - Potência total

CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

Os evaporadores possivelmente mal posicionados, na posição onde estão recebem ar quente do exterior das câmaras pelas portas, seria aconselhável estarem do lado oposto ao atual para obter uma melhor circulação de ar do espaço a refrigerar.

Seria importante ter uma antecâmara, para servir de barreira de proteção, assim reduzir bastante a entrada de ar quente nas câmaras, poupando-se energia.

Atualmente os compressores trabalham em simultâneo e regem-se pelo seu *set-point*, eles deveriam comunicar entre si, para um melhor rendimento de ambos, porque o compressor 2 muitas vezes está a trabalhar desnecessariamente, a baixa rotação do motor e capacidade do compressor baixa. O compressor 2 por vezes aspira a temperaturas positivas, não ajudando nada o compressor 1. Na implementação do projeto desta instalação frigorífica, seria bom a utilização de tubagens independentes para cada compressor, melhorava bastante as temperaturas de aspiração.

O compressor 2 deveria sofrer uma alteração, ser colocado um motor elétrico de 90 kW sendo este naturalmente mais eficiente iria haver poupança e retorno do investimento a longo prazo, porque o atual tem apenas 75 kW, tendo dificuldades em aguentar a instalação frigorífica sozinho, havendo também projeto para novas câmaras. Com esta melhoria já se poderiam fazer manutenções menos à “pressa” no compressor 1 e vice-versa.

Existe uma variação bastante grande no valor médio dos desvios na temperatura de aspiração, o COMP2 tem cerca de 89,6% mais de variação em relação ao COMP1.

Na temperatura de descarga existe uma variação bastante pequena no valor médio dos desvios cerca de 0,2%.

A carga de evaporação média, para ambos os compressores, está cerca de 40% abaixo do valor máximo da carga de evaporação total.

A eficiência da instalação não ultrapassa os 45% é uma eficiência baixa.

O rendimento total dos compressores não ultrapassa os 38%.

Da estimativa do consumo elétrico da instalação a contribuição mais significativa é dos motores elétricos dos compressores parafuso que é de 85% para ambos, nos condensadores os maiores consumidores são os motores dos ventiladores com 5,7% e nos evaporadores os maiores consumidores são os ventiladores com 4,4%. O consumo é normalmente regular ao longo do tempo.

Realizando uma análise económica da instalação frigorífica podem-se retirar algumas conclusões como:

- ❖ **Compressores** – começaram a funcionar neste regime em Outubro de 2017, fez 2 anos. O compressor 1 com o *setpoint* 1 (-32,0) e o *setpoint* 2 (-34,0). O compressor 2 com o *setpoint* 1 (-30,0) e o *setpoint* 2 (-32,0). O *setpoint* ativo varia consoante o valor real lido. Mas o que estou a verificar é que muitas vezes era desnecessária a utilização do compressor 2, sendo uma ineficiência económica tê-lo em funcionamento, por falta de comunicação entre os dois compressores. O ideal é comprar um motor elétrico para o compressor 2 com 90 kW que tenha menor consumo que o atual, resultando numa poupança ao longo do tempo.
Os dois foram colocados em funcionamento em simultâneo por uma questão de segurança e para ajudar/poupar o compressor 1.
- ❖ **Condensadores** - Os condensadores têm uma potência de 130 kW, no máximo é pedida uma potência de 117,07 kW, ver Anexo 3 – Consumo elétrico. Para futuras ampliações de câmaras deve-se pensar bem que condensador deve ser adquirido, tendo em conta a potência pedida versus o custo associado.
- ❖ **Consumo elétrico da instalação** – se o motor elétrico 2 fosse de 90 kW, atualmente poderia trabalhar alternadamente (semanalmente) um compressor ou outro. Assim só existia o consumo de um compressor poupava-se cerca de 6323,6 €.
- ❖ **Potência térmica** – os três evaporadores a pedir a sua capacidade máxima ao mesmo tempo (125,46 kW) o que nunca acontece, só aconteceria se fosse um arranque sem nenhuma temperatura nas câmaras. Os cálculos obtidos da capacidade corrigida dos evaporadores deu um valor máximo pedido de 88,32 kW, bastando ter apenas um conjunto motor + compressor em funcionamento porque a sua capacidade térmica é de 115 kW.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

O compressor 2 deveria sofrer uma alteração ser colocado um motor elétrico de 90 kW.

Deveria existir controlo por Programmable Logic Controller (PLC) no comando dos dois compressores, assumindo um o papel de *Master* e outro o *Slave*, ambos se gerem pelo mesmo *set-point* trabalhando ambos se fosse extremamente necessário para esta instalação (tem tendência a crescer), poupando-se consumos energéticos e retorno financeiro pelos investimentos efetuados. O desempenho dos compressores melhorava porque existia momentos em que só era necessário trabalhar apenas um e caso fosse necessário o outro, esse poderia trabalhar com uma carga parcial útil.

Tendo dois compressores operando no mesmo regime, a redução da capacidade pode atingir valores em que pode ser desligado um dos compressores, tornando-se extremamente vantajoso, pois proporciona uma grande redução na potência absorvida.

Num futuro próximo existe a tendência da instalação de novas câmaras, caso houvesse necessidade da instalação de um novo compressor, dever-se-ia ponderar a aquisição de um sistema de gestão do frio industrial, para haver um controlo efetivo dos componentes necessários em funcionamento, resultando numa poupança contínua.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia

5 BIBLIOGRAFIA

- [1] Guerreiro, P. (2016), *Caracterização da Tecnologia de Frio Comercial e Profissional*, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto.
- [2] Creus, J. (1978), *Tratado prático de refrigeração automática*, Lisboa: Dinalivro, ISBN 972-576-129-4.
- [3] Alves, H. (2016), *Aproveitamento de Calor Rejeitado em Sistemas de Refrigeração*, Tese de mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia/ Universidade Nova de Lisboa, Lisboa.
- [4] Çengel, Y., Boles, M. (2001), *Termodinâmica*. Lisboa, McGraw-Hill, ISBN 972-773-097-3.
- [5] Dias, J. (2012), *Conceção de Instalações Frigoríficas em Expansão Direta versus Sistemas Inundados: Análise Energética das Soluções*, Tese de mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa.
- [6] Rebelo, R. (2017), *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado*, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto.
- [7] ASHRAE (2017), *Ammonia-as-a-Refrigerant-PD*.
- [8] Efeitos das concentrações de amoníaco (Consultado em Setembro 2018). Disponível em:
<https://pt.slideshare.net/AndreiaBranco2/130-publicacao01062010034419>
- [9] Silva, R. Amaro, A. Seabra, T. Pina, A. Borges, M. Canaveira, P. Pereira, T. (2017, Maio), *Emissões de Poluentes Atmosféricos por Concelho – 2015: Gases acidificantes e eutrofizantes, percursores de ozono, partículas, metais pesados, poluentes orgânicos persistentes e gases com efeito de estufa*.
- [10] (2016, 26 de Agosto), *Resolução do Conselho de Ministros nº 46/2016*, Diário da República, 1.ª série- Nº 164,
https://www.apambiente.pt/_zdata/DAR/Ar/RCM%2046_2016.pdf
- [11] Handbook, A. (2008), HVAC Systems and Equipment, CHAPTER 37 COMPRESSORS.
- [12] Catálogo técnico resumido da Centauro para os evaporadores (Consultado no ano de 2019) <http://centauro.pt/files/CTR/CTRC-2014-0.pdf>

[13] Manual dos dados técnicos do compressor (Consultado em Julho de 2018) https://www.gea.com/de/binaries/gea-schraubenverdichter_tcm24-18583.pdf

[14] Classificação do amoníaco (Consultado em Setembro de 2018) http://www.linde-gas.pt/pt/images/000010021772_Amoniaco_v2_tcm310-81668.pdf

[15] História da refrigeração – Refrigeração na Antiguidade (Consultado em Julho de 2018) <https://stravaganzastravaganza.blogspot.com/2011/03/historia-da-refrigeracao.html>

[16] Office, *Publications*. (2014), Regulamento (UE) N.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006 (Texto relevante para efeitos do EEE), 195-230.

[17] Instituto Português do Mar e da Atmosfera, temperatura média do ar para a localização dos condensadores (Consultado em Janeiro de 2019) <https://www.ipma.pt/resources.www/data/clima/mapas.graficos/20180320/KyJdTKKhbjtASYuvaHpa/mttme201802.jpg>
<https://www.ipma.pt/resources.www/data/clima/mapas.graficos/20180424/raTNFDNrdTPFrrCFLHUM/mttme201803.jpg>

[18] Manual da unidade compressora Grasso SP1 Série Large Instruções de Operação (Consultado no ano letivo de 2018/2019) https://www.gea.com/docnav/Product%20Documents/Grasso%20Package%20SP1/P241520_om_sp1_lrg_prt_6-A4.pdf

[19] Manual das bombas de recirculação do amoníaco (Consultado em Fevereiro de 2019) <https://docplayer.com.br/63851119-Bombas-hermeticas-para-refrigerante-tipo-hrp.html>

[20] Stoecker, W. F. (1998), *Industrial-Refrigeration-Handbook*, Europe, McGraw-Hill, ISBN 978-007-061-623-3.

[21] ASHRAE (2016), *Fundamentals of Refrigeration(SI), Second Edition, Chapter 10 Refrigeration Selection*.

[22] Stoecker, W. F., Jabardo, J.M. (2008), *Refrigeração Industrial*, Edgard Blucher LTDA, ISBN 85-212-0305-5.

[http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM374/Refrigeracao%20Industrial%20\(LIVRO%20COMPLETO\)%20-Jabardo_e_Stoecker.pdf](http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM374/Refrigeracao%20Industrial%20(LIVRO%20COMPLETO)%20-Jabardo_e_Stoecker.pdf)

[23] Handbook, A., (2009), *Fundamentals (SI), Chapter 2 Thermodynamics and refrigeration cycles.*

[24] Dossat, R. J., (1961), *Principles of Refrigeration, New York and London.*

[25] Cengel, Y., & Michael, B., (2010), *Thermodynamics – An Engineering Approach (7ª ed.), Boston, EUA, McGraw-Hill College.*

[26] Silva, M., N., da., (2005), *Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial, Eletrobrás, Ed., Rio de Janeiro, Brasil*

[27] Dossat, R. J., (1997), *Principles of Refrigeration 4th Edition, Prentice Hall.*

[28] Stoecker, W. F. e Jabardo, J., M., (2002), *Refrigeração Industrial, 2ª edição, São Paulo, Edgard Blucher Ltda,.*

[29] BITZER Scroll Compressors, Disponível em:
<https://www.youtube.com/watch?v=VHKmopyE40Q>

[30] Pirani, M., J., et al., (2005), *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial, Rio de Janeiro, Electrobrás.*

[31] Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (Consultado em Setembro de 2019)
Disponível em:
http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/comparacoesinternacionaisdeprecos/Documents/20181114_Resumo%20informativo%20eurostat_2018S1.pdf

ANEXOS

6.1 Anexo 1 – Dados registados nos compressores 1 e 2

6.2 Anexo 2 - Dados Calculados nos compressores 1 e 2

6.3 Anexo 3 - Consumo elétrico

6.4 Anexo 4 – Capacidade dos evaporadores e capacidade corrigida

6.5 Anexo 5 – Horas de funcionamento dos compressores

6 ANEXOS

6.1 Anexo 1 – Dados registados nos compressores 1 e 2

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1													
2	COMPRESSOR 1 (HB)												
3	DADOS REGISTADOS												
4								incerteza= +/- 0,5		incerteza= +/- 0,5			
5			ABSOLUTA		ABSOLUTA		RELATIVA ABSOLUTA			RELATIVA ABSOLUTA			
6	DIA	HORA	P1(asp.) [bar]	T1(asp.) [°C]	P3(desc.) [bar]	T3(desc.) [°C]	P5(dep.) [bar]	P5(dep.) [bar]	T5(dep.) [°C]	P6(sep.) [bar]	P6(sep.) [bar]	T6(sep.) [°C]	I [A]
7	7-2-18	09:58	1,01	-26,8	10	53,7	9,4	10,4	26,2	0,24	1,24	-29,0	118
8	22-2-18	10:50	1,07	-25,9	10,5	51,2	10	11	28	0,3	1,3	-28,0	112
9	22-2-18	11:29	1,05	-29,4	9,6	58,1	9,7	10,7	27,1	0,22	1,3	-29,3	113
10	22-2-18	15:12	1,06	-27,4	10,2	59,2	9,5	10,5	26,5	0,22	1,22	-29,3	112
11	26-2-18	11:19	1,17	-28,8	9,8	59,7	10,5	11,5	29,5	0,36	1,36	-27,1	121
12	27-2-18	16:51	1,05	-29,1	9,7	58,8	9,7	10,7	27,1	0,26	1,26	-28,7	114
13	28-2-18	11:04	1,06	-27,4	9,9	49,3	9	10	24,9	0,26	1,26	-28,7	91
14	1-3-18	12:07	1,08	-27,7	10	48,2	9,5	10,5	26,5	0,22	1,22	-29,3	110
15	2-3-18	11:00	1	-26	10,3	52,2	9,5	10,5	26,5	0,3	1,3	-28,0	105
16	2-3-18	17:45	1,1	-26,9	9,8	49,7	9,7	10,7	27,1	0,3	1,3	-28,0	111
17	5-3-18	15:13	1,16	-26,2	9,7	48,3	9,5	10,5	26,5	0,4	1,4	-26,5	88
18	5-3-18	16:15	1,11	-27,5	9,9	47,3	9,3	10,3	25,9	0,22	1,22	-29,3	84
19	8-3-18	14:24	1	-25,6	10,5	53,3	9,8	10,8	27,4	0,22	1,22	-29,3	106
20	10-3-18	11:37	1,15	-9,7	9,7	49	8,8	9,8	24,2	0,3	1,3	-28,0	84
21	11-3-18	09:11	1,14	-16,2	9,6	47,8	8,7	9,7	23,9	0,3	1,3	-28,0	87
22	12-3-18	10:47	1,35	-22,1	11,6	61,5	10,6	11,6	29,8	0,3	1,3	-28,0	131
23	12-3-18	15:14	1,09	-23,7	9,7	47,1	10,5	11,5	29,5	0,22	1,22	-29,3	85
24	13-3-18	10:05	1,08	-21,3	10	49,2	9,3	10,3	25,9	0,24	1,24	-29,0	108
25	13-3-18	14:53	1,27	-18,9	9,6	49,7	10	11	28	0,3	1,3	-28,0	85
26	14-3-18	10:50	0,98	-30,1	11,5	59,0	10,3	11,3	28,9	0,2	1,2	-29,7	117
27	15-3-18	12:16	1,02	-30	10,2	54	9,3	10,3	25,9	0,18	1,18	-30,0	106
28	16-3-18	15:23	1,05	-30,4	10,2	55,2	10,4	11,4	26,2	0,18	1,18	-30,0	109
29			1,1	-25,3	10,1	52,8	9,6818		26,9			-28,7	104,4
30	relação de pressao=P/P0		9,2		relação de pressao final=9,1								

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
32	COMPRESSOR 2 (Hk)												
33	DADOS REGISTRADOS												
34										incerteza= +/- 0,5		incerteza= +/- 0,1	
35			ABSOLUTA	ABSOLUTA	ABSOLUTA	ABSOLUTA	RELATIVA	ABSOLUTA	RELATIVA	ABSOLUTA	RELATIVA	ABSOLUTA	
36	DIA	HORA	P2(asp.) [bar]	T2(asp.) [°C]	P4(desc.) [bar]	T4(desc.) [°C]	P5(dep.) [bar]	P5(dep.) [bar]	T5(dep.) [°C]	P6(sep.) [bar]	P6(sep.) [bar]	T6(sep.) [°C]	I [A]
37	7-2-18	10:01	1,05	-24,3	9,9	59,9	9,4	10,4	26,2	0,24	1,24	-29,0	108
38	22-2-18	10:50	1,16	12,2	10,2	48,3	10	11	28	0,3	1,3	-28,0	64
39	22-2-18	11:28	1,07	-20,8	10	50,5	9,7	10,7	27,1	0,22	1,3	-29,3	79
40	22-2-18	15:13	1,1	-15,3	9,9	52,2	9,5	10,5	26,5	0,22	1,22	-29,3	76
41	26-2-18	11:19	1,08	-22	10,1	55,5	10,5	11,5	29,5	0,36	1,36	-27,1	105
42	27-2-18	16:51	1,08	-1,3	10	50,2	9,7	10,7	27,1	0,26	1,26	-28,7	65
43	28-2-18	11:04	1,13	-2,6	8,9	48,7	9	10	24,9	0,26	1,26	-28,7	64
44	1-3-18	12:07	1,13	4,2	9	49	9,5	10,5	26,5	0,22	1,22	-29,3	63
45	2-3-18	11:00	1,05	-22,3	9,6	63,2	9,5	10,5	26,5	0,3	1,3	-28,0	98
46	2-3-18	17:45	1,11	6,5	10,5	51	9,7	10,7	27,1	0,3	1,3	-28,0	66
47	5-3-18	15:13	1,27	-16,6	10,1	53,3	9,5	10,5	26,5	0,4	1,4	-26,5	106
48	5-3-18	16:15	1,14	2,9	9	48,5	9,3	10,3	25,9	0,22	1,22	-29,3	65
49	8-3-18	14:24	1,11	-22,7	10,4	67,4	9,8	10,8	27,4	0,22	1,22	-29,3	107
50	10-3-18	11:37	1,17	-12,6	9,6	53,2	8,8	9,8	24,2	0,3	1,3	-28,0	105
51	11-3-18	09:11	1,15	-17,3	9,5	51,3	8,7	9,7	23,9	0,3	1,3	-28,0	98
52	12-3-18	10:47	1,19	-17	11,6	55,6	10,6	11,6	29,8	0,3	1,3	-28,0	112
53	12-3-18	15:14	0,98	-18,4	11,5	58,6	10,5	11,5	29,5	0,22	1,22	-29,3	106
54	13-3-18	10:05	1,13	-15,1	9,9	51,1	9,3	10,3	25,9	0,24	1,24	-29,0	100
55	13-3-18	14:53	1,12	15,8	8,6	48,5	10	11	28	0,3	1,3	-28,0	65
56	14-3-18	10:50	0,98	-30,3	11,1	58,2	10,3	11,3	28,9	0,2	1,2	-29,7	114
57	15-3-18	12:16	0,98	-24,2	10,5	57,9	9,3	10,3	25,9	0,18	1,18	-30,0	99
58	16-3-18	15:23	1,08	-0,2	10,2	49,8	10,4	11,4	26,2	0,18	1,18	-30,0	73
59			1,1	-11	10,0	53,7							88,1
60	relação de pressão=P/P0			9									

6.2 Anexo 2 - Dados Calculados nos compressores 1 e 2

		COMPRESSOR 1 (HB)																												
DADOS REGISTRADOS		CALCULADOS																												
DIA	HORA	ΔT SH	T1 valor médio dos desvios [%]	T3 valor médio dos desvios [%]	h1 [kJ/kg]	v1 [m³/kg]	p1 [kg/m³]	m1 [kg/s]	h3 [kJ/kg]	h5 [kJ/kg]	Pelétrica [W]	Wc1 [kW]	Wc [kW]	COPinstalação=Qe/Wc	COP carnot (-21°C)	η [%]	Wfluido	Welétrico	ηT	IDTlim ódulo	Tse	FC1	Q01 = 45,19 kW	Q01 = 35,08 kW	Qe máximo = 125,46kW	Qc =2*65= 130kW				
																											ηv	ηele	CAM2- DDI 8P3/45	CAM1- DDI 8L3/35
7	7-2-18	09:58	2,2	5,8	1,7	1432,39	1,161	0,861	0,100	1564,59	321,16	41787,5	13,21	28,0	2,80	9,70	28,8%	24,94	75,63	33%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	106,44			
8	22-2-18	10:50	2,1	2,3	3,0	1433,61	1,098	0,911	0,106	1555,09	329,62	39662,7	12,83	15,9	4,32	9,70	44,6%	14,16	58,90	24%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	84,66			
9	22-2-18	11:29	-0,1	16,1	10,0	1425,94	1,102	0,907	0,105	1578,37	325,39	40016,8	16,04	27,5	2,85	9,70	29,4%	24,45	64,25	38%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	105,88			
10	22-2-18	15:12	1,9	8,2	12,1	1430,34	1,102	0,908	0,105	1578,33	322,57	39662,7	15,58	26,4	2,98	9,70	30,7%	23,46	62,91	37%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	104,77			
11	26-2-18	11:19	-1,7	13,7	13,1	1425,59	0,989	1,011	0,117	1581,62	336,68	42849,9	18,30	31,6	1,86	9,70	19,2%	28,09	75,63	37%	-6	-21	0,469	42,39	16,45	58,84	90,40			
12	27-2-18	16:51	-0,4	14,9	11,4	1426,62	1,104	0,906	0,105	1579,73	325,39	40370,9	16,09	22,5	3,49	9,70	35,9%	20,02	59,90	33%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	100,91			
13	28-2-18	11:04	1,3	8,2	6,6	1430,34	1,102	0,908	0,105	1552,62	315,07	32225,9	12,87	20,2	3,89	9,70	40,1%	17,94	51,87	35%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	98,57			
14	1-3-18	12:07	1,6	9,4	8,7	1429,38	1,079	0,926	0,107	1552,35	322,57	38954,4	13,21	18,9	4,16	9,34	44,5%	16,78	57,90	29%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	97,27			
15	2-3-18	11:00	2,0	2,7	1,1	1434,33	1,177	0,849	0,099	1558,92	322,57	37183,8	12,28	27,5	2,50	9,34	26,7%	24,51	67,93	36%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	96,29			
16	2-3-18	17:45	1,1	6,2	5,9	1430,93	1,063	0,941	0,109	1554,82	325,39	39308,5	13,52	18,2	3,77	9,34	40,4%	16,23	59,23	27%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	86,99			
17	5-3-18	15:13	0,3	3,5	8,5	1431,7	1,010	0,990	0,115	1551,56	322,57	31163,5	13,77	27,1	2,17	9,34	23,2%	24,16	64,92	37%	-6	-21	0,469	42,39	16,45	58,84	85,99			
18	5-3-18	16:15	1,8	8,6	10,4	1429,42	1,050	0,952	0,110	1547,69	319,76	29747,0	13,06	18,9	4,14	9,34	44,3%	16,86	49,86	34%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	97,36			
19	8-3-18	14:24	3,7	1,1	1,0	1435,23	1,179	0,848	0,098	1560,85	326,8	37537,9	12,36	29,5	2,66	9,34	28,5%	26,26	71,28	37%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	107,92			
20	10-3-18	11:37	18,3	61,7	7,2	1469,04	1,095	0,913	0,106	1553,47	311,79	29747,0	8,94	20,2	3,41	9,34	36,5%	17,96	63,25	28%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	88,94			
21	11-3-18	09:11	11,8	36,0	9,5	1454,61	1,075	0,930	0,108	1550,76	310,39	30809,4	10,38	22,3	3,09	9,34	33,0%	19,83	61,91	32%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	91,03			
22	12-3-18	10:47	5,9	12,7	16,5	1437,32	0,817	1,223	0,142	1577,67	338,09	46391,2	19,92	32,3	2,13	9,34	22,8%	28,72	81,32	35%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	101,03			
23	12-3-18	15:14	5,6	6,4	10,8	1438,33	1,089	0,918	0,107	1548,28	336,68	30101,1	11,71	22,8	3,44	9,34	36,8%	20,28	63,92	32%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	101,20			
24	13-3-18	10:05	7,7	15,9	6,8	1443,87	1,111	0,900	0,104	1552,35	319,76	38246,1	11,33	22,1	3,55	9,34	38,1%	19,64	69,61	28%	-8	-21	0,625	56,49	21,93	78,41	100,48			
25	13-3-18	14:53	9,1	25,4	5,9	1446,96	0,951	1,052	0,122	1555,92	329,62	30101,1	13,29	16,3	4,21	9,34	45,0%	14,55	50,20	29%	-7	-21	0,548	49,53	19,22	68,75	85,10			
26	14-3-18	10:50	-0,4	18,9	11,8	1425,4	1,180	0,848	0,098	1571,32	333,85	41433,3	14,35	28,7	3,07	9,34	32,9%	25,58	77,31	33%	-9	-21	0,704	63,63	24,70	88,32	117,07			
27	15-3-18	12:16	0,0	18,5	2,3	1425,01	1,133	0,883	0,102	1564,35	319,76	37537,9	14,27	27,2	3,25	9,34	34,8%	24,18	68,60	35%	-9	-21	0,704	63,63	24,70	88,32	115,49			
28	16-3-18	15:23	-0,4	20,1	4,6	1423,66	1,097	0,911	0,106	1567,59	321,16	38600,3	15,21	21,2	4,18	9,34	44,7%	18,83	60,91	31%	-9	-21	0,704	63,63	24,70	88,32	109,48			
29	relatório de		3,3	14,4	7,7											36974,5	13,75	23,9			34,6%	21,25		33%	-7,7	0,60	53,97	20,95	74,91	

	B	C	O	P	Q	R	S	T	U	V	X	Z	AA	AB	AC
32	COMPRESSOR 2 (COMPRESSOR 2 (Hk)												
33	DOS REGISTAD		CALCULADOS												
34															
35															
36	DIA	HORA	ΔT SH	T2 valor médio dos desvios [%]	T4 valor médio dos desvios [%]	h2 [kJ/kg]	v2 [m ³ /kg]	p2 [kg/m ³]	m2 [kg/s]	h4 [kJ/kg]	h6 [kJ/kg]				
37	7-2-18	10:01	4,7	121,5	11,5	1437,5	1,128	0,886	0,103	1581,66	69,1		Wc2 [kW]	Pelétrica [W]	PT [kW]
38	22-2-18	10:50	40,2	211,2	10,1	1517,35	1,183	0,845	0,098	1548,75	73,57		14,82	38246,1	80,0
39	22-2-18	11:28	8,5	89,6	6,0	1445,12	1,124	0,890	0,103	1555,9	67,76		3,08	22664,4	62,3
40	22-2-18	15:13	14,0	39,4	2,8	1457,09	1,119	0,894	0,104	1561,06	67,76		11,43	27976,3	68,0
41	26-2-18	11:19	5,1	100,5	3,3	1442,29	1,108	0,903	0,105	1568,92	77,59		10,78	26914,0	66,6
42	27-2-18	16:51	27,4	88,2	6,6	1488,34	1,208	0,828	0,096	1555,08	70,44		13,26	37183,8	80,0
43	28-2-18	11:04	26,1	76,3	9,3	1485	1,148	0,871	0,101	1557,08	70,44		6,41	23018,5	63,4
44	1-3-18	12:07	33,5	138,3	8,8	1500	1,179	0,848	0,098	1557,33	67,76		7,29	22664,4	54,9
45	2-3-18	11:00	5,7	103,2	17,6	1442	1,139	0,878	0,102	1591,76	73,57		5,64	22310,3	61,3
46	2-3-18	17:45	34,5	159,2	5,1	1505,23	1,211	0,826	0,096	1554,53	73,57		15,26	34704,8	71,9
47	5-3-18	15:13	9,9	51,3	0,8	1452,19	0,960	1,041	0,121	1562,98	80,27		4,72	23372,6	62,7
48	5-3-18	16:15	32,2	126,4	9,7	1497,05	1,162	0,860	0,100	1556	67,76		13,38	37537,9	68,7
49	8-3-18	14:24	6,6	106,9	25,5	1440,33	1,074	0,931	0,108	1599,09	67,76		5,88	23018,5	52,8
50	10-3-18	11:37	15,4	14,8	1,0	1462,35	1,063	0,941	0,109	1565,34	73,57		17,15	37892,0	75,4
51	11-3-18	09:11	10,7	57,7	4,5	1452,02	1,060	0,943	0,109	1560,78	73,57		11,24	37183,8	66,9
52	12-3-18	10:47	11,0	54,9	3,5	1452,23	1,025	0,976	0,113	1561,39	73,57		11,90	34704,8	65,5
53	12-3-18	15:14	10,9	67,7	9,1	1451,58	1,243	0,805	0,093	1570,22	67,76		12,35	39662,7	86,1
54	13-3-18	10:05	13,9	37,6	4,9	1457,19	1,090	0,918	0,106	1558,08	69,1		11,07	37537,9	67,6
55	13-3-18	14:53	43,8	244,0	9,7	1525,54	1,242	0,805	0,093	1558,2	73,57		10,74	35413,1	73,7
56	14-3-18	10:50	-0,6	176,1	8,3	1424,91	1,179	0,848	0,098	1571,14	65,98		3,05	23018,5	53,1
57	15-3-18	12:16	5,8	120,5	7,8	1438,64	1,212	0,825	0,096	1573,35	64,64		14,39	40370,9	81,8
58	16-3-18	15:23	29,8	98,2	7,3	1490,76	1,213	0,824	0,096	1552,88	64,64		12,90	35059,0	72,6
59			17,7	104	7,9								5,94	25851,6	64,5
													10,12		

6.3 Anexo 3 - Consumo elétrico

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Dados nominais / Catálogo técnico								Registadas	Consumo	
2	Máquina	Modelo	Potência Térmica [kW]		Potência Elétrica [kW]		Consumo [A]		ΔT [h]	Energia [kW*h]	Energia [kW*h]
3	<i>Compressor HB-3B</i>	Grasso SP1HB-3B	115								
4	Motor eléctrico 1	250S/M-02			90		157		15,4	1386	47,5%
5											
6	<i>Compressor HK-3HH</i>	Grasso SP1HK-3HH	115								
7	Motor eléctrico 1	KN7225M-ABD1G-			75		131		14,7	1102,5	37,8%
8											
9	<i>Condensador evaporativo 1</i>	VXC 65R	65								
10	Motor do ventilador 1	F2A-132S-4			5,5		11,3		15,4	84,7	2,9%
11	Bomba de água 1	3VZA 80-3A2-C			0,37		1,05		15,4	5,70	0,2%
12											
13	<i>Condensador evaporativo 2</i>	VXC 65	65								
14	Motor do ventilador 2	MA 132 S 4			5,5		12		14,7	80,85	2,8%
15	Bomba de água 2				0,37		0,776		14,7	5,44	0,2%
16											
17	<i>Câmara 1</i>										
18	Evaporador Cúbico 3*500	DDI 8L3/55	35,08								
19	Resistências CAM1				15,18		21,91		2	30,36	1,0%
20	Ventiladores CAM1	FC056-VDK.4L.V7			2,31		5,1		15,4	35,574	1,2%
21	Lâmpadas CAM1	58 W/ 840			0,928		4,035		4,5	4,176	0,1%
22	Lâmpadas Fluorescentes Duplas (16)										
23	<i>Câmara 2</i>										
24	Evaporadores Cúbicos 3*560 (2)	DDI 8P3/45	45,19								
25	Resistências CAM2				23,39		65,74		2	46,78	1,6%
26	Ventiladores CAM2	FC056-VDK.4L.V7			6		10,8		15,4	92,4	3,2%
27	Lâmpadas CAM2	58 W/ 840			1,856		5,55		4,5	8,352	0,3%
28	Lâmpadas Fluorescentes Duplas (32)										
29											
30	Bombas de recirculação do amoníaco (2)	HRP 5040			2,2		15		15,4	33,88	1,2%
31											
32			440		229		441			2916,7	100,0%
33											
34									energia gasta [euros/dia]	36,5	
35									energia gasta [euros/ano]	13307,5	

6.4 Anexo 4 – Capacidade dos evaporadores e capacidade corrigida

Modelo Type	Capacidade QS1 Capacity QS1 (Tse=4°C / DT1=10K)	Capacidade Capacity (Tse=18°C / DT1=7K)
	kW	
DDI 8E1/4	4.33	2.62
DDI 8E1/5	5.66	3.43
DDI 8E2/8	8.62	5.22
DDI 8G2/10	10.45	6.33
DDI 8E2/11	11.45	6.94
DDI 8G2/13	13.32	8.07
DDI 8G3/15	15.44	9.35
DDI 8E3/17	17.24	10.44
DDI 8G3/20	20.09	12.17
DDI 8G4/20	20.95	12.69
DDI 8J3/25	25.78	15.62
DDI 8G4/27	27.88	16.89
DDI 8G5/34	34.45	20.87
DDI 8L3/35	35.08	21.25
DDI 8J3/40	40.95	24.81
DDI 8J4/44	44.76	27.12
DDI 8P3/45	45.19	27.38
DDI 8L4/46	46.95	28.44

Seleção e Factores Selection and Factors

RC1	DT1 [K]							
	10	9	8	7	6	5	4	
Tse [°C]	10	1.023	0.921	0.818	0.716	0.614	0.512	0.410
	6	1.008	0.907	0.806	0.705	0.604	0.503	0.402
	4	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
	2	0.947	0.852	0.758	0.663	0.568	0.474	0.379
	0	0.871	0.784	0.697	0.610	0.523	0.436	0.348
	-2	0.856	0.770	0.685	0.599	0.514	0.428	0.342
	-10	0.826	0.743	0.661	0.578	0.496	0.413	0.330
	-12	0.818	0.736	0.654	0.573	0.491	0.409	0.327
	-14	0.811	0.730	0.649	0.568	0.487	0.406	0.324
	-18	0.795	0.716	0.636	0.557	0.477	0.398	0.318
	-20	0.788	0.709	0.630	0.552	0.473	0.394	0.315
	-25	0.758	0.682	0.606	0.531	0.455	0.379	0.303
	-34	0.751	0.677	0.599	0.525	0.445	0.370	0.295

Nomenclatura	Nomenclature
Tse	Temperatura seca de entrada de ar BS Air on DB
Q _{S1}	Capacidade para selecção em DT1 Selection capacity in TD1
Q ₀₁	Capacidade corrigida em DT1 Corrected capacity in TD1
RC1	Factor de correcção de dados em DT1 Correction factor for data in DT1

Capacidade corrigida Corrected capacity

DDI 8G2/13 T _{se} =0°C DT1=8K R717	$Q_{01} = Q_{S1} \times RC1 \text{ [kW]}$
	$Q_{01} = 13,32 \text{ kW} \times 0,697 = 9,28 \text{ kW}$

