Projeto do sistema de ejeção de líquido para uma central a CO_2 transcrítico, com vista ao funcionamento em evaporadores inundados

Bernardo Pinheiro e Silva

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Clito Félix Alves Afonso

Orientador na RACE S.A.: Eng. Sandra Cristina Reis

U.PORTO
FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Março de 2021

Resumo

Com o progressivo aumento da legislação referente à utilização de fluidos frigorigéneos com potencial de empobrecimento da camada de ozono e de aquecimento global tem-se verificado, na última década, um novo olhar para os fluidos naturais como única solução sustentável. Entre estes, destaca-se o CO_2 nas aplicações comerciais, principalmente supermercados. No entanto, instalações de refrigeração a CO_2 envolvem, normalmente, desempenhos reduzidos em climas quentes, como os países do sul da Europa, pelo que a necessidade de inovação para fazer face a este desafio é de primordial interesse científico e comercial. Neste sentido, será de esperar a utilização mais generalizada de tecnologias como a ejeção de líquido, nos próximos anos, nestes locais.

Neste trabalho procurou-se projetar, da forma mais sustentada possível, um sistema de ejeção de líquido, com vista ao funcionamento em evaporadores inundados e integrá-lo numa instalação atualmente a operar um ciclo multiestágio (*booster*) com compressão paralela.

Inicialmente, foi realizado um estudo do estado da arte da refrigeração com especial foco nos ciclos frigoríficos a operar a CO_2 e nas tecnologias que permitem aplicar medidas de melhoria dos ciclos, com vista ao aumento da eficiência energética.

De seguida, efetuou-se um estudo do desempenho de ciclos frigoríficos a operar a CO_2, tendo sido analisados os impactos da temperatura ambiente, da potência frigorífica, da temperatura de evaporação e da pressão no depósito de líquido na operação de ejetores de líquido e de compressores.

Depois, apresentou-se a instalação atual à qual se pretendem realizar as alterações e estudou-se, através de um modelo de previsão de desempenho de centrais frigoríficas a CO_2 desenvolvido em *EES*, o desempenho anual desta no ano de 2020.

O projeto em si foi então realizado, através da seleção de todos os sistemas e componentes que devem ser utilizados, depósito anti golpe de líquido, sistema de recuperação de óleo, ejetores, válvulas e tubagem, da sua integração no diagrama PID da instalação atual e por fim da avaliação da melhoria de desempenho do sistema, efetuada com recurso a um modelo de previsão de desempenho de centrais frigoríficas a CO_2 com ejeção de líquido desenvolvido em *EES*.

A análise efetuada prevê uma poupança de energia elétrica de cerca de 10% entre o novo sistema e o atual, derivada do aumento da temperatura de evaporação nos evaporadores de média temperatura possível pela utilização de um sistema de ejeção de líquido. Em condições normais, o investimento terá um prazo de amortização de dois anos.

Palavras-chave: ejeção de líquido, CO_2, evaporadores inundados, temperatura de evaporação, ciclo transcrítico, análise de desempenho

Transcritical CO2 liquid ejection with flooded evaporators system design

Abstract

The gradual increase in ozone-depleting and global warming refrigerants regulation in the last decade has led to a renewed interest in natural solutions as the only future-proof solution. Among these, CO2 has been seen with great interest, especially in commercial applications such as supermarkets. However, CO2 refrigeration systems are known for their low performance on warm climates. To tackle this issue, the use of new technologies such as liquid ejection is expected to rise in the coming years.

This master thesis was aimed at designing a liquid ejection system with flooded evaporators and implementing it on a CO2 booster system with parallel compression.

Firstly, the "state of the art" of refrigeration systems, with a special focus on CO2 cycles, was reviewed.

Then, the performance of traditional booster and improved CO2 systems was analyzed. Here the effects of internal and external factors such as the evaporation temperature or ambient temperature were studied.

The base system in which the designed system is going to be implemented was then studied and its performance analyzed.

The novel system was then designed. All the components and piping were designed or chosen in detail, a PID diagram prepared and finally a comparative analysis of the expected performance of this new system made.

A maximum decrease in electrical power consumption of circa 10% was forecasted for the new system comparing with the traditional CO2 booster system with parallel compression. The expected payback time for this system is expected to be 2 years.

Keywords: liquid ejection, CO_2, flooded evaporators, evaporation temperature, transcritical cycle, performance analysis

Agradecimentos

Antes de mais, gostava de aproveitar este espaço para agradecer a todas as pessoas que me apoiaram na realização deste trabalho.

Ao meu orientador na FEUP, o professor Clito Félix Alves Afonso, por possibilitar a realização desta dissertação em ambiente empresarial e pelo seu contributo ao longo da elaboração da mesma.

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto pelo apoio no meu desenvolvimento pessoal, académico e profissional ao longo dos anos.

À minha orientadora na RACE S.A., Eng. Sandra Cristina Reis, pelo apoio desde o primeiro ao último dia da realização desta dissertação, assim como aos restantes colaboradores da RACE S.A., pela sua disponibilidade em partilhar os seus conhecimentos técnicos.

À RACE S.A. por me ter acolhido como estagiário e me ter apoiado em tudo o que foi necessário ao longo dos últimos meses.

À minha família e amigos próximos por me terem dado o seu apoio incondicional nos momentos em que mais precisei.

A todos, um sincero obrigado.

Bernardo Silva

Índice de Conteúdos

1 INTRODUÇÃO 1

1.1 Enquadramento da Tese 1
1.2 Aplicações 1
1.3 Objetivo 2
1.4 Estrutura da dissertação 2
1.5 RACE – Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A. 3

2 ESTADO DA ARTE 5

2.1 Princípios básicos da refrigeração 5
2.2 Fluidos Frigorigéneos 5
2.3 Avaliação do desempenho de uma instalação de refrigeração 10
2.4 Ciclo frigorífico de compressão de vapor 11
2.4.1 Compressor 12
2.4.2 Condensador 15
2.4.3 Válvula de expansão 16
2.4.4 Evaporador 18
2.4.5 Desempenho da instalação ideal 22
2.4.6 Depósitos em instalações frigoríficas de compressão de vapor 22
2.5 Ciclo frigorífico a CO_2 22
2.5.1 Ciclo subcrítico 23
2.5.2 Ciclo transcrítico teórico 23
2.5.3 Ciclo real a CO_2 25
2.5.4 Melhoria de desempenho 27

3 DESEMPENHO REDUZIDO EM CICLOS A CO_2 35

3.1 Influência de variáveis internas e externas no funcionamento dos ejetores de líquido 35
3.1.1 Temperatura ambiente 35
3.1.2 Potência frigorífica 38
3.2 Influência de variáveis internas e externas na potência elétrica de compressão 38
3.2.1 Influência da variação da temperatura ambiente na potência elétrica de compressão MT 39
3.2.2 Influência da variação da temperatura de evaporação na potência elétrica de compressão MT. 40
3.2.3 Influência da variação da pressão no depósito de líquido na potência elétrica de compressão de compressores paralelos 41
3.3 Desempenho em ciclos a CO_2 e relação com a temperatura 42

4 INSTALAÇÃO ORIGINAL 45

4.1 Dados relativos à instalação original 45
4.2 Diagrama PID original 46
4.3 Desempenho da instalação original 46

5 SOLUÇÃO PROPOSTA 55

5.1 Alterações a implementar na instalação original 55
5.2 Operação de um sistema com ejeção de líquido 56
5.3 Bypass de flash gas 58
5.4 Depósito anti golpe de líquido 59
5.4.1 Entradas e saídas 59

5.4.2 Dimensionamento *60*
5.4.3 Segurança e válvulas *63*
5.4.4 Recuperação de óleo *63*
5.5 SISTEMA DE EJEÇÃO DE LÍQUIDO 64
5.5.1 Dimensionamento e seleção *64*
5.5.2 Válvulas *65*
5.6 TUBAGEM 66
5.7 DIAGRAMA PID PROPOSTO 69
5.8 DESEMPENHO TEÓRICO DA NOVA INSTALAÇÃO 69
5.9 INVESTIMENTO E RENTABILIDADE 73
5.9.1 Investimento *73*
5.9.2 Rentabilidade para o cliente final *74*

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS 77

6.1 CONCLUSÕES 77
6.2 TRABALHOS FUTUROS 78

REFERÊNCIAS 79

ANEXO A: CARATERÍSTICAS DE DIFERENTES FLUIDOS 85

ANEXO B: CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO PARA DIFERENTES TEMPERATURAS AMBIENTE 87

ANEXO C: OPERAÇÃO DE COMPRESSORES 89

ANEXO D: TEMPERATURA AMBIENTE ANUAL 93

ANEXO E: ALGORITMOS EES 97

Índice de Figuras

Figura 1 - Máquina Frigorífica 5
Figura 2 - Diagrama de fases do CO_2 10
Figura 3 - Diagrama de componentes de um ciclo frigorífico de compressão de vapor 11
Figura 4 - Diagrama P-h de um ciclo frigorífico de compressão de vapor 12
Figura 5 – Vista simplificada da câmara de compressão de um compressor alternativo 13
Figura 6 - Evaporador seco 19
Figura 7 - Coeficiente de transferência de calor do CO_2 dentro do tubo de um evaporador 19
Figura 8 - Evaporador inundado sobrealimentado 20
Figura 9 – Evaporador semi-inundado 20
Figura 10 - Sistema de recuperação de óleo numa instalação a amoníaco 21
Figura 11 – Sistema de recuperação de óleo por tubo em J 21
Figura 12 - Sistema de recuperação de óleo por válvula solenoide 21
Figura 13 – Diagrama de componentes do ciclo transcrítico teórico 23
Figura 14 - Diagrama P-h do ciclo transcrítico teórico 24
Figura 15 – Comparação entre diagramas P-h do ciclo transcrítico teórico 25
Figura 16 - Diagrama de componentes do ciclo *booster* com *bypass* de *flash gas* 27
Figura 17 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com *bypass* de *flash gas* 27
Figura 18 – Diagrama de componentes do ciclo *booster* com compressão paralela 28
Figura 19 - Diagrama P-h do ciclo booster com compressão paralela 28
Figura 20 - Geometria e variação de velocidade e pressão no ejetor 29
Figura 21 - Diagrama de componentes do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de vapor 32
Figura 22 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de vapor 32
Figura 23 - Diagrama de componentes do ciclo booster com compressão paralela e ejeção de líquido 33
Figura 24 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de líquido 33
Figura 25 – Variação da quantidade de líquido recuperada com a temperatura ambiente 36
Figura 26 - Mapa de um ejetor de líquido 37
Figura 27 - Janelas de operação de um ejetor de líquido para diferentes pressões no DL 37
Figura 28 - Variação da capacidade utilizada de um ejetor com a capacidade frigorífica da instalação 38
Figura 29 - Potência elétrica de compressão MT para diferentes temperaturas ambiente 40
Figura 30 - Potência elétrica de compressão MT para diferentes temperaturas de evaporação 41
Figura 31 - Poupança de potência elétrica por variação da temperatura de evaporação 41
Figura 32 - Variação da potência elétrica de compressão paralela em função da pressão no DL 42

Figura 33 - COP em função da temperatura ambiente 43
Figura 34 - Temperatura ambiente anual medida 46
Figura 35 – Potência elétrica média anual MT na instalação original 48
Figura 36 - Potência elétrica média anual no compressor paralelo na instalação original 48
Figura 37 - Potência elétrica média anual LT na instalação original 49
Figura 38 - Potência total média anual na instalação original 49
Figura 39 - Cargas frigoríficas médias 52
Figura 40 - COP da instalação atual 53
Figura 41 – Diagrama do sistema de ejeção de líquido da *Danfoss* 57
Figura 42 - Divisão de secções proposta 57
Figura 43 – Sistema de *bypass* de *flash gas* proposto 58
Figura 44 – Detalhe do "*flash gas líquido"* num ciclo a CO_2 58
Figura 45 - Conexões do DAGL 59
Figura 46 - Quantidade de líquido retornada em função do número de evaporadores 60
Figura 47 - Modo de operação dos componentes do sistema em função das condições de operação 62
Figura 48 - Válvulas no DAGL 63
Figura 49 - Sistema de recuperação de óleo 64
Figura 50 - Sistema de ejeção de líquido 64
Figura 51 – Quantidade de caudal secundário recuperado para o CTM 1 LE 200 65
Figura 52 - Tubagem a dimensionar 67
Figura 53 - Comparação de desempenhos entre as instalacões em estudo 73
Figura 54 - Poupança de energia elétrica prevista devida à implementação das alterações propostas 73
Figura 55 - Temperatura ambiente anual média numa cidade no norte do país 75
Figura 56 - Potência poupada para diferentes temperaturas de evaporação 75
Figura 57 - Poupança anual para diferentes condições de evaporação e ambiente 75

Figura E 1 - Algoritmo para cálculo do desempenho de uma instalação a operar com evaporadores secos 97
Figura E 2 - Algoritmo para comparação do desempenho entre evaporadores secos e inundados 98

Índice de tabelas

Tabela 1 - Os fluidos frigorigéneos ao longo dos anos 9
Tabela 2 - Caraterísticas da instalação 40
Tabela 3 - Dados de projeto da instalação atual 45
Tabela 4 - Dados de percentagem de carga MT e temperatura ambiente 47
Tabela 5 - Caudais médios a 18 °C 51
Tabela 6 – Propriedades do fluido. 51
Tabela 7 – Condições de projeto alteradas 56
Tabela 8 - Velocidade nas tubagens 66
Tabela 9 - Dimensões da tubagem fornecida 66
Tabela 10 - Dimensões da tubagem 68
Tabela 11 – Dados para a temperatura ambiente de 18 °C 71
Tabela 12 - Resumo dos custos associados aos componentes e instalação 74
Tabela 13 - Retorno para o cliente em 10 anos médios para temperatura de evaporação de -5 °C 76
Tabela 14 - Poupança anual e retorno em 10 anos para o cliente 76

Tabela A 1 - ODP e GWP de diferentes fluidos 85

Tabela B 1 - Condições de operação assumidas nos cálculos. 87

Tabela C 1 - Coeficientes de regressão de caudal do 4HTC-20K a 25 Hz (modo transcrítico) 89
Tabela C 2 - Coeficientes de regressão de caudal do 4HTC-20K a 70 Hz (modo transcrítico) 90
Tabela C 3 - Coeficientes de regressão de potência do 4HTC-20K a 25 Hz (modo transcrítico) 90
Tabela C 4 - Coeficientes de regressão de potência do 4HTC-20K a 70 Hz (modo transcrítico) 90
Tabela C 5 - Valores de Y calculados 91

Tabela D 1 - Temperatura ambiente anual média em Matosinhos 93
Tabela D 2 - Temperatura ambiente anual média em Estocolmo 94
Tabela D 3 - Temperatura ambiente anual numa cidade do norte do país em 2020 95
Tabela D 4 - Temperatura ambiente média anual numa cidade no norte do país 95

Siglas

ASHRAE – *The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

AVAC – Aquecimento, ventilação e ar condicionado

CB – Ciclo *booster* com bypass de flash

CEL – Ciclo com ejeção de líquido

CEV – Ciclo com ejeção de vapor

CFC - Clorofluorcarboneto

COP – Coeficiente de performance

CP – Ciclo com compressão paralela ou (compressor) paralelo

DAGL – Depósito anti golpe de líquido

DL – Depósito de líquido

EES – *Engineering Equation Solver*

GWP – Potencial de aquecimento global

HCFC – Hidroclorofluorocarboneto

HFC – Hidrofluorocarboneto

LT – Baixa temperatura

MT – Média temperatura

NIST – *National Institute of Standards and Technology*

ODP – Potencial de empobrecimento do ozono

PAG – Óleo polialquilenoglicol

PID – *Piping and instrumentation diagram* ou diagrama de tubagem e instrumentação

POE – Óleo poliéster

TEWI – Impacto total equivalente de aquecimento

TIR – Taxa interna de rentabilidade

1 Introdução

1.1 Enquadramento da Tese

Ao longo dos últimos anos, as preocupações ambientais, impulsionadas por decisões governamentais, têm vindo a ganhar um peso cada vez maior nas decisões e processos utilizados na indústria, exigindo uma operação mais sustentável. Para além disto, é esperado que o consumo global de energia continue a aumentar, principalmente nos mercados emergentes [1]. Devido a estes fatores tem sido realizado um elevado número de estudos, tanto a nível privado como académico, com vista a permitir uma transição suave de processos com o objetivo de aumentar a eficiência energética e reduzir a utilização de materiais não-naturais.

A indústria da refrigeração tem uma elevada importância nas duas frentes, já que os processos do frio são responsáveis pela utilização de uma grande quantidade de energia e alguns dos fluidos utilizados têm impactos ambientais elevados [2]. Várias propostas têm sido implementadas com vista ao aumento da eficiência dos processos, sendo por alteração dos fluidos de trabalho ou por apresentação de novos e melhorados ciclos, com soluções inovadoras apoiadas no conhecimento teórico.

Uma das propostas estudadas, e que é uma das apostas da RACE S. A., empresa na qual se realizou a presente dissertação (vide 1.5), passa pela utilização de sistemas ejeção de líquido em instalações a CO_2. Estes têm como objetivo aumentar a eficiência da instalação, permitindo que estes sistemas se tornem competitivos em comparação com instalações a operar com fluidos sintéticos. Quanto à melhoria da eficiência, um sistema de ejeção de líquido, ao permitir o funcionamento de ciclos com evaporadores inundados contribui para o aumento do desempenho da instalação, reduzindo a energia necessária para a operar de forma aceitável. Por outro lado, ao utilizar dióxido de carbono, um fluido natural, há uma contribuição para a redução da utilização de fluidos com impacto ambiental ao apresentar soluções competitivas e sustentáveis que serão, nos próximos anos, prática comum na indústria do frio.

1.2 Aplicações

Os ciclos a CO_2 (também denominado R-744 ou dióxido de carbono) atuais podem ser considerados uma tecnologia relativamente nova, no entanto, até aos anos 30, sistemas frigorigéneos mais rudimentares e ineficientes a CO_2 eram utilizados massivamente. Nos últimos anos, a utilização de sistemas a CO_2 tem aumentando progressivamente, impulsionada pelas restrições impostas aos fluidos frigorigéneos sintéticos, no entanto, a sua utilização não é, ainda, generalizada. Segundo a *Shecco*, os ciclos a CO_2 transcrítico são, principalmente, utilizados para a refrigeração em supermercados, mas de entre os sistemas instalados apenas uma pequena parte utiliza sistemas de ejeção de líquido [3]. Para além de estabelecimentos comerciais, a utilização destes ciclos estende-se, em menor escala, a ringues de patinagem, refrigeração industrial, padarias, fábricas de cerveja e vinho e indústria alimentar. Paralelamente, dada a não toxicidade, as altas temperaturas de descarga e as propriedades termodinâmicas do R-744, o vapor a ser arrefecido é, nalguns casos, utilizado no aquecimento de águas sanitárias sem implicações para

a saúde e contribuindo para a diminuição da energia consumida por um estabelecimento. Devido às caraterísticas termodinâmicas do fluido, estes ciclos foram, inicialmente, implementados em locais com climas frios, nomeadamente, em países do norte da Europa, nos quais a rejeição de calor para o meio ambiente se pode dar a temperaturas às quais este tipo de sistema apresenta uma maior eficiência. No entanto, o aumento da eficiência dos ciclos devido à introdução de novas tecnologias, como a proposta nesta dissertação, e a legislação em vigor, impulsionaram, nos últimos anos, a sua utilização em locais com climas mais quentes como é o caso de Portugal ou Espanha.

1.3 Objetivo

O objetivo desta dissertação é o desenvolvimento do sistema de ejeção de líquido para uma instalação frigorífica que permita que esta opere com evaporadores inundados, diminuindo a potência de compressão e aumentando o COP. Para tal, serão determinados, selecionados e dimensionados todos os componentes relativos a este sistema, tais como: válvulas, depósito anti golpe de líquido, ejetores e recuperação de óleo, entre outros, bem como verificados quais os controladores que permitem o funcionamento de acordo com as exigências deste tipo de sistema. A implementação deste sistema será representada num diagrama PID (*Piping and instrumentation diagram* ou diagrama de tubagem e instrumentação) de uma central transcrítica existente.

Será efetuada uma análise económica ao custo inicial e tempo de amortização resultante da implementação deste tipo de sistema, assim como da melhoria da eficiência da instalação.

Este trabalho visa introduzir na RACE S. A. uma tecnologia inovadora que tem sido estudada nos últimos anos, principalmente a nível académico, com vista a servir como ponto de base para que a empresa se possa familiarizar com a tecnologia e possa utilizá-la em futuras instalações de refrigeração em locais com climas relativamente quentes como é o caso de Portugal.

1.4 Estrutura da dissertação

No capítulo 2 é apresentado o "estado da arte", resultante do estudo dos temas relevantes para o desenvolvimento desta dissertação, tais como, a refrigeração numa perspetiva geral, a evolução da utilização de diferentes fluidos frigorigéneos ao longo do último século, os ciclos frigoríficos tradicionais e os ciclos a CO_2 e tecnologias de melhoria de desempenho destes.

De seguida, no capítulo 3, é apresentada a influência de variáveis internas e externas no desempenho de ciclos a CO_2, com especial foco nos sistemas de ejeção. Primeiro é abordada a influência da temperatura ambiente e da carga frigorífica na seleção e operação de ejetores de líquido. A seguir é estudado o impacto da variação temperatura ambiente, temperatura de evaporação e pressão do depósito de líquido na energia total consumida por uma instalação a CO_2.

No capítulo 4 é apresentada a instalação original, uma instalação multiestágio com compressão paralela a CO_2 e expansão seca, a operar neste momento num supermercado localizado no norte do país, para a qual se pretende implementar um sistema de ejeção de líquido. Recorrendo ao sistema de supervisão desta loja, foram recolhidos e analisados os dados resultantes do desempenho desta instalação no decorrer do ano de 2020. Foi ainda realizada uma abordagem inicial ao diagrama PID da central.

No capítulo seguinte, capítulo 5, são apresentadas as alterações que se pretendem implementar com vista ao funcionamento da instalação com um sistema de ejeção de líquido e evaporadores inundados. É estudada a operação típica de um sistema a operar com este tipo de ejetores e são selecionados todos os sistemas e componentes que devem ser utilizados, depósito

anti golpe de líquido, sistema de recuperação de óleo, ejetores, válvulas e tubagem. É depois apresentado o novo diagrama PID contendo as alterações propostas. Apresenta-se, também, uma avaliação teórica do desempenho da instalação alterada comparando com a atual e uma análise do investimento e rentabilidade das alterações.

As principais conclusões relativas à realização deste trabalho, assim como sugestões de trabalhos futuros sobre esta temática são apresentados no último capítulo desta dissertação, capítulo 6.

No anexo A são apresentados os impactos de diferentes fluidos frigorigéneos na camada de ozono e no aquecimento global.

O anexo B apresenta as condições de operação assumidas para o estudo do desempenho das instalações a CO_2.

No anexo C é apresentado um exemplo de cálculo do funcionamento de um compressor para determinadas condições ambientais e de operação da instalação.

O anexo D apresenta a temperatura ambiente anual em algumas localidades.

No anexo E são expostos os algoritmos utilizados como base para o cálculo do desempenho das instalações abordadas nos capítulos 4 e 5.

Por fim, nos anexo F e G, são apresentados os diagramas PID da instalação original e da instalação proposta, respetivamente.

1.5 RACE – Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A.

A RACE – Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A é uma empresa privada portuguesa fundada em 1985, com diferentes designações ao longo dos anos, com sede em Guifões. A área de negócios da empresa consiste na conceção, fabrico e construção de instalações comerciais e industriais de refrigeração, instalação e manutenção de sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC), automação e controlo de edifícios (BMS) com foco na integração de sistemas e equipamentos seguindo a atual tendência IOT, projeto, fabrico e montagem de centrais de refrigeração e quadros elétricos de alimentação e assistência pós-venda 24h. Conta, até à data, com a realização de mais de 5000 instalações comerciais e industriais a nível nacional e internacional.

2 Estado da arte

Com vista a compreender os conceitos teóricos nos quais se baseiam os sistemas de ejeção de líquido e antes de se proceder à análise do problema e das possíveis soluções de implementação, é necessário realizar um estudo sobre os princípios que servem de suporte ao projeto, nomeadamente, os ciclos teóricos de refrigeração, os fluidos frigorigéneos e o seu impacto ambiental e a teoria por detrás do funcionamento dos diferentes componentes utilizados nestas instalações.

Esta base teórica permite que seja realizada uma seleção dos componentes mais adequados ao sistema de ejeção de líquido que se pretende projetar, as suas implicações nos restantes componentes utilizados numa instalação a operar a CO_2 e a sua influência no desempenho.

2.1 Princípios básicos da refrigeração

A refrigeração consiste na transferência de calor de um objeto ou espaço, fonte fria, a uma determinada temperatura, inferior à do ambiente no qual se encontra, para outro a uma temperatura mais elevada, fonte quente, normalmente o meio ambiente, reduzindo ou mantendo a temperatura da fonte fria [4]. Dado que, do ponto de vista físico, o calor é transferido na direção das temperaturas mais baixas, o fenómeno anterior é possível através do fornecimento de energia nos chamados ciclos frigoríficos, nos quais, por evaporação do fluido de trabalho, se produz o efeito frigorífico. Uma representação simples do processo pode ser visualizada na Figura 1.

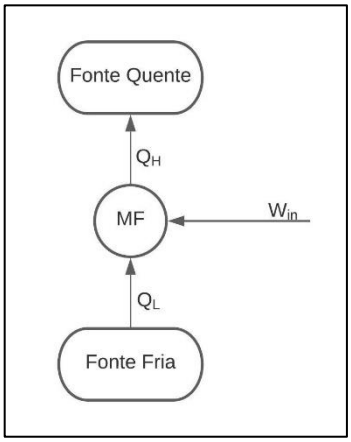


Figura 1 - Máquina Frigorífica.

2.2 Fluidos Frigorigéneos

Os fluidos frigorigéneos são as substâncias utilizadas como fluido de trabalho nas instalações de refrigeração. As suas propriedades permitem que evapore e condense nas fontes fria e quente, respetivamente, a níveis de pressão e temperatura aceitáveis, em trocas de calor eficientes.

De modo geral, os fluidos frigorigéneos podem ser considerados naturais se encontrados na natureza sem tratamento ou sintéticos, se são produzidos artificialmente em laboratórios por sintetização do metano ou do etano [5].

São, normalmente, identificados pela sua nomenclatura criada pela ASHRAE por um prefixo, um R (de *Refrigerant*) seguido de um número, por exemplo R-744, também conhecido por dióxido de carbono.

O uso de diferentes fluidos frigorigéneos tem vindo, ao longo dos anos, a sofrer vários desenvolvimentos impulsionados pelos impactos ambientais, primeiro na camada de ozono e mais recentemente, no aquecimento global os quais deram origem à assinatura de protocolos, como o protocolo de Montreal ou o EU F-Gas, que limitam ou proíbem a utilização de alguns destes fluidos nos países subscritores. Estas legislações impõem a redução da utilização de alguns dos fluidos sintéticos utilizados ao longo dos últimos 90 anos e deram origem a um novo olhar para os fluidos frigorigéneos naturais dadas as suas caraterísticas a nível ambiental. Os dois impactos mencionados, na camada de ozono e no aquecimento global, formam a base das legislações aplicadas e, de modo geral, quanto maior o seu valor, maiores são as limitações da sua utilização.

Potencial de Empobrecimento do Ozono (PEO ou ODP - Ozone Depletion Potential)

Segundo o Regulamento (CE) N.º 2037/2000, o potencial de empobrecimento do ozono, representa o efeito potencial de uma substância na camada de ozono [6]. Assim, este índice permite quantificar a razão entre o impacto de um quilograma de uma substância na camada de ozono quando comparada com o de um quilograma de R-11 [5]. Isto significa que é avaliada, de um modo relativo, a capacidade de essa substância, através dos átomos de cloro que a constituem, ao entrar em contacto com a camada de ozono existente na estratosfera, dissociar as moléculas de ozono, o que tem como consequência a diminuição da camada de ozono. Este fenómeno tem impactos ao nível do aumento da quantidade de radiação ultravioleta que chega à superfície terrestre o que resulta numa maior incidência de algumas doenças como o cancro da pele, problemas de visão e alterações no sistema imunitário [7, 8]. Os valores de ODP de alguns fluidos podem ser visualizados na Tabela A 1.

Potencial de Aquecimento Global (PAG ou GWP - Global Warming Potential)

Segundo o Regulamento (CE) N.º 842/2006, o potencial de aquecimento global é o potencial de aquecimento climático de um gás fluorado com efeito de estufa por comparação com o dióxido de carbono. O potencial de aquecimento global é calculado para um período de 100 anos, em função do potencial de aquecimento de um quilograma de gás em relação a um quilograma de CO_2 [9]. Por outras palavras, quantifica a contribuição de uma certa massa de um fluido no aumento do aquecimento global, através da absorção de energia que de outra forma seria refletida para o espaço, ao longo de um determinado período de tempo quando comparada com a mesma massa de CO_2 [10]. O aquecimento global está normalmente associado à subida do nível médio das águas do mar devido ao degelo nos polos e ao aumento das temperaturas locais o que pode levar à extinção de animais e plantas que não se consigam adaptar em tempo útil, tanto nas zonas costeiras como interiores. Algumas classes de fluidos utilizadas no passado como os CFC, HCFC e HFC têm normalmente valores de GWP bastante elevados pelo que será de esperar que a sua utilização ao longo dos próximos anos venha a diminuir a um nível bastante rápido [11]. Os valores de GWP de alguns destes fluidos podem ser visualizados na Tabela A 1.

Impacto Total Equivalente de Aquecimento (ITEA ou TEWI - Total Equivalent Warming Impact)

O impacto total equivalente de aquecimento é um termo que tem sido usado ultimamente para caraterizar o verdadeiro impacto no aquecimento global do uso de um certo fluido. No cálculo deste impacto entram os efeitos diretos, fugas e perdas de recuperação e indiretos, devidos à

geração da potência necessária ao funcionamento da instalação [12]. O TEWI é assim calculado da seguinte forma:

$$TEWI = Efeitos\ diretos + Efeitos\ indiretos = \\ = [(GWP * L * n) + (GWP * m(1 - \alpha)] + (n * E * \beta) \quad (2.1)$$

Onde:

L são as perdas de fluido por ano

n é o número de anos de operação

m é a carga de refrigerante

α é o fator de reciclagem

E é o consumo anual de energia, e

β é o fator de emissão de CO_2 equivalente

A evolução da utilização dos diferentes fluidos e as razões para essas mudanças são explicadas detalhadamente nos próximos parágrafos e em resumo na Tabela 1.

Fluidos de primeira geração (1830 a 1930s)

Uma das primeiras alternativas de fluidos utilizados com sucesso em ciclos frigoríficos foi o dióxido de carbono, cuja primeira utilização foi proposta por Alexander C. Twining em 1850, começando a ser testado em finais da década de 1860 [5, 13]. Na década de 1890 já era utilizado nos sistemas de refrigeração de navios de transporte de alimentos, pois não é tóxico e permitia assim preservar estes bens perecíveis durante as longas semanas necessárias a travessias entre continentes. Ao longo das décadas seguintes estes sistemas foram-se desenvolvendo rapidamente e obtendo crescente popularidade até fins dos anos 1930 [10]. Para fins industriais outro fluido obteve maior reconhecimento, o amoníaco, que começou a ser utilizado por volta das mesmas datas. Este fluido tem propriedades termodinâmicas adequadas, como por exemplo um calor latente de vaporização elevado e por isso a sua popularidade se estende até aos dias de hoje. Por outro lado, é tóxico e parcialmente inflamável o que limita a sua utilização a sistemas isolados do contacto com humanos [5, 14]. Outros fluidos com diferentes caraterísticas foram testados e usados durante este período com melhores ou piores resultados, no entanto, muitos destes, não se tornaram de uso corrente devido a problemas como a sua inflamabilidade e toxicidade [5].

Fluidos de segunda geração (1931-1990s)

Com vista a combater os problemas inerentes aos fluidos da geração anterior, como as pressões de trabalho necessárias elevadas ou a toxicidade, deu-se uma das grandes revoluções na indústria da refrigeração no início dos anos 30 com a invenção do CFC (clorofluorcarboneto) R-12 por Thomas Midgley, cujas descobertas foram difundidas no seu artigo de 1937 “From The Periodic Table to Production” [12]. Os CFC eram considerados não tóxicos, nem inflamáveis, com boas caraterísticas termodinâmicas, podendo ser facilmente manipulados quimicamente consoante a aplicação, pelo que se apresentaram como uma alternativa de eleição quando comparados com os refrigerantes naturais usados até então [12]. Para além do R-12, outros CFC começaram a ser utilizados a larga escala, tais como o R-11, o R-13, o R-22 e mais tarde o R-115 e o R-502 [15, 16]. Na década de 1940, devido à crescente disponibilidade de refrigerantes sintéticos e à incapacidade de operar quando as temperaturas de arrefecimento são elevadas (nos trópicos), o CO_2 viu descer a sua popularidade entrando, praticamente, em desuso no início da década de 1960 [10]. Por outro lado, o amoníaco manteve grande popularidade no ramo industrial graças às suas propriedades e baixo custo [12, 15]. A descoberta do papel dos CFC no empobrecimento da camada de ozono nos anos 1970 por M.J. Molina e F.S. Rowland [17,

18] levou a comunidade científica a iniciar o estudo da transição para refrigerantes alternativos, os fluidos de terceira geração. No entanto, só após a entrada em vigor do protocolo de Montreal em 1989, segundo o qual foram impostas grandes restrições na produção e uso de CFC e HCFC, permitindo uma utilização cada vez mais limitada de fluidos com ODP>0 a cada ano e tendo como limite o ano de 2010 para proibição global da utilização destes, teve início esta mudança [19].

Fluidos de terceira geração (1990-2010s)

A assinatura do protocolo de Montreal levou a uma corrida a novos refrigerantes sintéticos com propriedades termodinâmicas semelhantes aos CFC, mas que não contivessem cloro, responsável pela redução da camada de ozono [15]. A alternativa encontrada foram os HFC, ou halocarbonos, que não têm efeito na camada de ozono e que foram amplamente estudados nos 20 anos que se seguiram a Montreal, como por exemplo o R-134a, utilizado em distintas aplicações [20]. Apesar dos esforços, a nível global, da proibição do uso de fluidos com impacto ambiental, os HFC, muitos dos quais ainda são utilizados nos dias de hoje, apresentam níveis de potencial de aquecimento global elevados. Devido a isto, a sua utilização foi limitada através da assinatura do protocolo de Quioto e na EU da adoção do primeiro regulamento "F-gas", em vigor desde 2007, segundo o qual foi estabelecida uma redução mínima da emissão dos gases com efeito de estufa de 8% entre os anos de 2008 e 2012 [9, 21]. Com o prolongamento do protocolo de Quioto, sem novas metas e com vista a tornar-se pioneira na redução da emissão de gases com potencial de aquecimento global entrou em vigor, na EU, em 2015, um novo regulamento "F-gas" com grandes limitações relativas à produção e importação de fluido com potencial de aquecimento global, sendo de esperar que em 2030 estes valor sejam tão baixos como 20% dos valores médios entre os anos de 2009 e 2012 [11]. Ao limitar o uso destes fluidos é expectável que o custo por kg de fluido aumente gradualmente, tornando as instalações que os utilizam cada vez menos competitivas, impulsionando outras alternativas. Em 2019 entrou em vigor a emenda de Kigali ao protocolo de Montreal que junta à legislação existente um número de metas relativas à emissão de gases com potencial de aquecimento global.

Quarta geração (2010s-…)

A crescente regulação dos fluidos utilizados na refrigeração voltou a tornar os refrigerantes naturais como hidrocarbonetos e o dióxido de carbono alternativas viáveis pelo que são de esperar desenvolvimentos relativos à utilização destes nos próximos anos [20]. Com vista a acelerar este processo, alguns países, como Espanha e Dinamarca, introduziram impostos nacionais para fluidos com GWP maior que 150, sendo maior o imposto quanto maior o GWP. Nos casos mais extremos esta taxa pode mesmo atingir um preço de 100 €/kg o que torna a utilização de alguns fluidos muito pouco competitiva [22].

Tabela 1 - Os fluidos frigorigéneos ao longo dos anos

Geração/Legislação	Anos/Entrada em vigor	Fluidos
Primeira geração	1830-1930s	Fluidos naturais, principalmente dióxido de carbono na conservação de alimentos e amoníaco na indústria
Segunda geração	1931-1990s	Fluidos sintéticos, nomeadamente os CFC, difundidos por Thomas Midgley, e os HCFC até à descoberta dos seus efeitos na camada de ozono por Molina e Rowland em 1974
Protocolo de Montreal	1989	Protocolo que visa a redução da produção e consumo de CFC e HCFC, altamente nocivos à camada de ozono
Terceira geração	1990-2010s	Fluidos sintéticos, principalmente os HFC, como o ainda popular R-134a, que ao contrário dos CFC, não têm efeito na camada de ozono
Protocolo de Quioto e EU F-gas (original)	2006/2007	Protocolos que visam a redução da emissão de gases com potencial de aquecimento global elevado, nomeadamente muitos HFC
Quarta geração	2010-…	Novo olhar para os fluidos frigorigéneos naturais como o amoníaco, hidrocarbonetos e o dióxido de carbono, não-nocivos ao ambiente. São de esperar desenvolvimentos e estudos inovadores relativos à utilização destes nos próximos anos
EU F-gas (atual)	2015	Protocolo que implica grandes limitações no que diz respeito à produção e importação de gases com potencial de aquecimento global, sendo de esperar que, em 2030, estes valores sejam tão baixos como 20% dos valores médios entre os anos de 2009 e 2012
Emenda de Kigali	2019	Emenda ao protocolo de Montreal com vista a limitar, para além uso de gases com implicações na camada de ozono, gases com potencial de aquecimento global elevado

O CO_2 como alternativa

Com vista à seleção do fluido frigorigéneo para uma determinada aplicação existem alguns parâmetros que caraterizam o que se poderia considerar um fluido "ideal". Estas caraterísticas podem ser termodinâmicas, químicas, físicas, ambientais ou económicas. Dada a grande quantidade de caraterísticas que influenciam a escolha de um refrigerante não é possível encontrar um fluido "ideal", pelo que a decisão entre as várias opções no mercado é realizada tendo em conta a aplicação e através de um balanço de caraterísticas [5, 12, 17]. O fluido utilizado na instalação objeto de estudo deste trabalho é o dióxido de carbono cujas principais caraterísticas são [5, 23-26]:

- Valores ODP e GWP, 0 e 1, respetivamente, o que significa que as legislações em vigor não têm qualquer implicação no uso deste fluido, sendo um fluido sustentável, não sendo de prever no futuro próximo a necessidade de reduzir a sua utilização;
- Calor latente de vaporização por volume elevado, o que permite a utilização de compressores e tubagens de menores dimensões;
- Viscosidade baixa e condutividade térmica elevada. Estes parâmetros contribuem para uma transferência de calor mais eficiente;
- Não tóxico (em quantidades baixas) e não inflamável (Classe A1 segundo a norma EN 378-1);
- Custo do fluido relativamente baixo.

Por outro lado, o CO_2:

- Ponto triplo (estado no qual o fluido se encontra nos estados sólido, líquido e gasoso – Figura 2) alto e superior à pressão atmosférica, o que significa que, em caso de fuga numa linha de líquido, o fluido congela diretamente sem passar pelo estado gasoso, pondo em causa a segurança da instalação;
- Ponto crítico baixo o que pode obrigar a trocas de calor ineficientes no estado supercrítico (pressão maior do que a pressão do ponto crítico – Figura 2);
- Necessidade de operar a pressões muito elevadas, o que resulta no aumento do trabalho de compressão, podem pôr em causa a segurança e obrigam à utilização de componentes de maior custo;
- É incolor e inodoro o que torna a sua deteção difícil sem o auxílio de sensores, mesmo para concentrações elevadas. Dado que a sua massa volúmica é mais elevada que a do ar os sensores e ventiladores devem ser colocados junto ao solo.

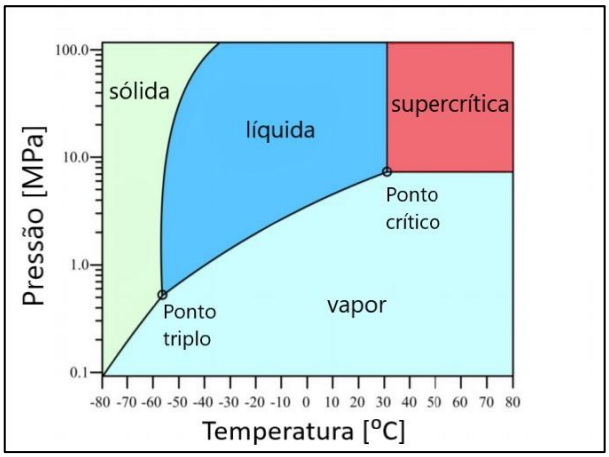


Figura 2 - Diagrama de fases do CO_2 [27].

2.3 Avaliação do desempenho de uma instalação de refrigeração

Nas análises teóricas a máquinas frigoríficas são efetuados cálculos utilizando os valores que se verificariam se um componente fosse ideal (ou perfeito), o que não corresponde à realidade já que nos processos reais de expansão, compressão e troca de calor ocorrem irreversibilidades (atrito viscoso e outros fenómenos). Estas perdas resultam da degradação da energia, o que a torna indisponível, aumentando a entropia do sistema. Uma forma de quantificar esta degradação consiste na comparação entre a variação de entalpia num processo ideal comparando com essa mesma diferença um processo real, normalmente denominada de rendimento isentrópico,

η, em percentagem. Dado que as irreversibilidades são vistas como perdas de energia útil no sistema, o ganho num processo nunca pode ser maior do que o que ocorreria se estivéssemos perante um caso ideal, logo:

$$0\% \leq \eta \leq 100\% \tag{2.2}$$

O rendimento isentrópico de um compressor ou de uma bomba, η_C, é então dado por:

$$\eta_C = \frac{W_i}{W_{real}} = \frac{h_{saii} - h_{entra}}{h_{sai} - h_{entra}} \tag{2.3}$$

Onde:

W_i é o trabalho do compressor se fosse isentrópico

W_{real} é o trabalho real do compressor

h_{saii} é a entalpia à saída do compressor se este fosse isentrópico

h_{sai} é a entalpia real à saída do compressor, e

h_{entra} é a entalpia à entrada do compressor

Com vista a avaliar a capacidade de uma instalação remover calor da fonte fria, é, normalmente, utilizado um coeficiente, o COP (coeficiente de performance), calculado pela divisão do calor retirado pelo trabalho fornecido, e que, ao contrário do rendimento, normalmente utilizado em máquinas térmicas, pode ter valores maiores que 1. Este parâmetro pode ser calculado da seguinte forma:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{in}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} \tag{2.4}$$

Onde:

Q_L é o efeito frigorífico

W_{in} é o trabalho fornecido, e

$\dot{Q}_L$ e $\dot{W}_{in}$ são as respetivas quantidades por unidade de tempo

2.4 Ciclo frigorífico de compressão de vapor

O ciclo frigorífico de compressão de vapor é o ciclo de refrigeração mais utilizado atualmente e por isso será usado como ponto de partida para comparação com os ciclos a CO_2, apresentados no subcapítulo 2.5 [4]. Os componentes principais deste ciclo são um compressor, um condensador, o sistema de expansão isentálpico e um evaporador. De seguida serão analisados os processos e componentes que regem este ciclo, com o apoio da Figura 3 e da Figura 4.

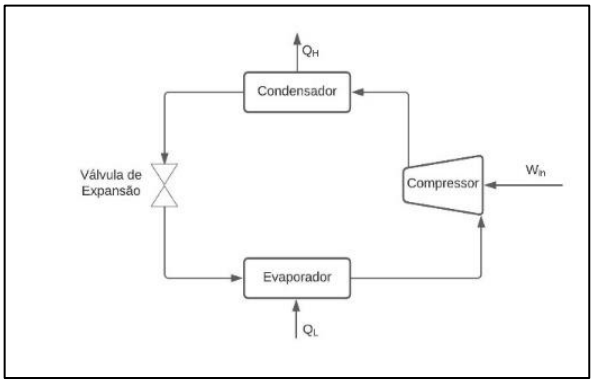


Figura 3 - Diagrama de componentes de um ciclo frigorífico de compressão de vapor.

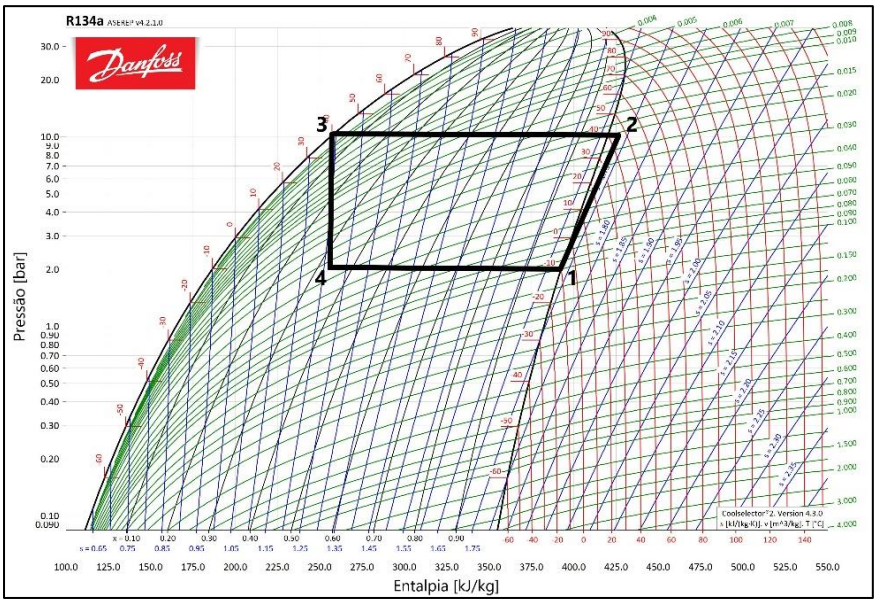


Figura 4 - Diagrama P-h de um ciclo frigorífico de compressão de vapor [28].

2.4.1 Compressor

O compressor é o componente responsável pelo aumento da pressão do fluido frigorigéneo, normalmente da pressão do evaporador (pressão baixa) até à pressão de condensação (pressão alta) num processo idealmente isentrópico.

A evolução que o fluido sofre no compressor, processo 1-2 na Figura 4, pode ser representada pela equação:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{2.5}$$

Onde:

$\dot{W}_{in}$ é a potência fornecida ao compressor por via do motor (normalmente em kW)

$\dot{m}$ é o caudal de fluido

h_{sai} e h_2 representam a entalpia à saída do compressor, e

h_{entra} e h_1 representam a entalpia à entrada do compressor

Este aumento de pressão só é possível pelo fornecimento de trabalho ao compressor através de um motor, normalmente elétrico, mecanicamente ligado ao primeiro por via de uma cambota ou corrente. Os compressores podem ser de vários tipos [29]:

- Alternativo – a maior parte dos compressores utilizados na refrigeração são do tipo alternativo, principalmente em aplicações comerciais, industriais ou domésticas;
- Rotativo – utilizados em algumas aplicações domésticas;
- De parafuso – instalações médias (entre 30kW a 3 MW);
- Helicoidais – principalmente instalações de grandes dimensões (60 kW a 35 MW).

Sendo os compressores utilizados nas instalações a analisar do tipo alternativo, de seguida será explicado o seu modo de operação:

Na primeira fase o êmbolo desloca-se no sentido descendente da Figura 5, o que provoca o aumento do volume interno e a diminuição da pressão na câmara do compressor. Quando a

pressão na câmara é suficientemente baixa, a válvula de aspiração abre e permite que o fluido da linha de aspiração escoe para o interior. Quando o êmbolo chega à base, correspondente à posição de maior volume da câmara a pressão estabiliza e a válvula de aspiração fecha. De seguida, dá-se início à compressão, o êmbolo desloca-se no sentido ascendente e a pressão aumenta. Quando o êmbolo se aproxima do topo da câmara e a pressão é suficientemente elevada, a válvula de descarga abre e o fluido segue para os componentes a jusante na instalação, no caso do ciclo apresentado neste subcapítulo, para o condensador. Quando o êmbolo atinge o ponto morto superior e inicia de novo o momento descendente a válvula de descarga fecha e inicia-se um novo ciclo. Este processo só é possível através do fornecimento de energia ao êmbolo por via de um motor.

A cada um dos ciclos descritos no parágrafo anterior corresponde uma rotação do motor que aciona o compressor e um volume deslocado. Se, para além do volume deslocado, for também sabida a velocidade de rotação do motor, normalmente associada a uma frequência no motor, que pode ser variada recorrendo à utilização de variadores de frequência, é possível calcular o caudal deslocado por um determinado compressor. A velocidade de rotação de um compressor pode ser definida diretamente pela frequência da rede (50 Hz em Portugal) ou pode ser selecionada de acordo com as condições recorrendo a variadores de frequência que permitem alterar este valor, possibilitando que o compressor possa operar numa maior janela de caudais, caraterística particularmente importante nos sistemas nos quais a carga frigorífica apresenta grandes variações.

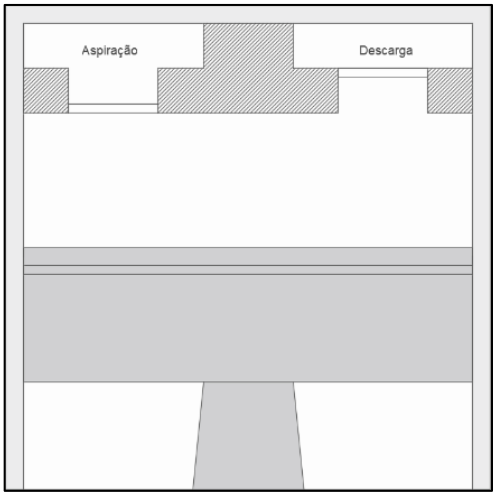


Figura 5 – Vista simplificada da câmara de compressão de um compressor alternativo.

Os compressores podem ainda apresentar várias formas de construção:

- Aberto – Motor e compressor em estruturas separadas. Uma cambota acionada por correias no motor permite a rotação do compressor. Este tipo de construção era muito utilizado no passado, contudo, o peso, tamanho e ruído elevados associados ao maior custo e perdas de fluido e lubrificante pelos vedantes da cambota levaram a que este tipo de compressor caísse em desuso na maior parte das aplicações exceto em casos especiais.
- Hermético – Motor e compressor na mesma estrutura soldada. As únicas ligações deste tipo de compressor ao exterior são as de fluido e dos cabos elétricos que acionam o motor, pelo que o risco de contaminação ou fuga do fluido ou do lubrificante são reduzidos. No entanto, dada a sua construção, em caso de avaria, a única solução é a substituição completa do conjunto motor-compressor
- Semi-hermético – Motor e compressor na mesma estrutura não soldada. À semelhança dos compressores herméticos as únicas ligações ao exterior são as de

fluido e dos cabos elétricos, no entanto a estrutura pode ser aberta caso sejam necessárias reparações.

Os compressores podem ainda ser caraterizados quanto à sua forma (vertical, horizontal, em V ou W), número de efeitos (simples ou duplo) e número de compressões.

Todos os compressores requerem uma lubrificação eficiente, por meio de óleos, sendo este um dos fatores mais importantes na longevidade de um compressor e, logo, de uma instalação frigorífica. A utilização de lubrificante tem como objetivos [30]:

- Reduzir o atrito nos rolamentos e entre os restantes elementos;
- Servir como barreira que separa o gás de descarga do gás aspirado;
- Servir como líquido de arrefecimento, facilitando a transferência de calor dos elementos em movimento para estrutura;
- Reduzir o ruído proveniente das peças em movimento.

De forma a permitir a lubrificação dos compressores, uma determinada quantidade de óleo é mantida no cárter, sendo posteriormente transferida para os elementos por chapinagem, inundação ou por via de uma bomba de óleo. Esta quantidade é controlada pelo regulador de nível de óleo, de acordo com as caraterísticas de cada sistema.

Na utilização de lubrificantes devem-se ter cuidados no que diz respeito à migração de fluido para o cárter ou de óleo para o sistema, já que as propriedades da mistura dos dois podem pôr em causa o funcionamento da instalação. A migração de fluido para o cárter pode impossibilitar a utilização de bombas de óleo e alterar as propriedades do óleo no cárter. Para evitar este fenómeno são utilizadas resistências de cárter. Estes componentes mantêm a temperatura e pressão do óleo elevadas e garantem assim que o líquido que migra para o cárter é prontamente evaporado e retorna à câmara de compressão [29]. A resistência de cárter deve ser mantida ligada, mesmo quando a instalação está desligada, de forma a garantir a mínima migração de líquido possível. O lubrificante que migra para a câmara de fluido é separado deste por meio de um separador de óleo localizado na linha de descarga, seguindo para o depósito de óleo, no qual é armazenado até seguir novamente para o cárter, passando por um filtro secador. O separador de óleo não é 100% eficaz e a fração de óleo que segue para a instalação causa problemas na mesma, principalmente em equipamentos como evaporadores, cujas baixas temperaturas implicam uma maior viscosidade do óleo [30]. Velocidades adequadas nas tubagens e outras estratégias devem ser utilizadas para garantir o retorno do óleo à instalação.

Um conceito importante na operação de compressores é a proteção do compressor contra a existência de líquido na aspiração, conseguido através do sobreaquecimento do fluido. De modo geral, não deve existir fluido no estado líquido à entrada do compressor já que isso implica uma maior migração de fluido para o óleo, podendo resultar na danificação de elementos como válvulas, êmbolos e vedantes. O sobreaquecimento, para lá da temperatura de saturação, é normalmente realizado recorrendo à utilização de parte do evaporador para aumentar a temperatura do fluido nos chamados evaporadores secos, que serão discutidos com maior detalhe na secção 2.4.4 e a utilização de permutadores de calor. Nalguns sistemas são utilizados depósitos que permitem a separação de fases, evitando danificar os compressores deste modo. Nas instalações nas quais são esperadas variações na carga do compressor, a regulação da temperatura de aspiração deve ser realizada com especial cuidado. Com vista a evitar que a temperatura de aspiração seja demasiado baixa, incorrendo no risco da migração de líquido, é utilizada a injeção de gás quente (*hot gas bypass*), segundo a qual algum fluido a alta temperatura proveniente da descarga do compressor é desviado para as linhas de aspiração sem passar pelo condensador. Este "gás quente" mistura-se com o fluido proveniente dos evaporadores aumentando a temperatura à entrada do compressor. Por outro lado, se a temperatura à entrada do compressor for demasiado elevada, pode levar a um sobreaquecimento deste componente, reduzindo o seu tempo de vida, é utilizada a injeção de líquido, segundo a qual parte do fluido à saída do

gas cooler é expandido e desviado para as linhas de aspiração, onde se mistura com o fluido que passa no evaporador, reduzindo a sua temperatura para níveis aceitáveis [31].

Para além do sobreaquecimento, os compressores têm normalmente mecanismos de proteção associados a diferentes parâmetros de funcionamento, como por exemplo sensores de temperatura que cortam a alimentação dos compressores se esta for demasiado elevada. O controlo dos mecanismos de proteção e das condições de funcionamento é realizado por meio de controladores eletrónicos que, tendo em conta as condições de operação da instalação, definem estes parâmetros com o objetivo de maximizar o tempo de vida e o desempenho do sistema.

2.4.2 Condensador

O condensador é o permutador de calor responsável pela rejeição de calor do sistema para a fonte quente. O fluido na descarga do compressor está a elevada pressão e, para a rejeição acontecer no sentido pretendido de acordo com o subcapítulo 2.1, a temperatura do fluido dever ser superior à temperatura do meio com o qual troca calor, normalmente o ar ambiente. Num sistema tradicional, o calor rejeitado leva a uma diminuição da entalpia do fluido desde o estado gasoso sobreaquecido até ao estado de líquido saturado (processo 2-3 na Figura 4), levando assim à completa condensação do fluido. Nas instalações nas quais a rejeição de calor é realizada acima do ponto crítico, não existindo condensação, este processo é realizado com variação da temperatura do fluido, o que implica um cuidado acrescido no desenho e construção do componente que, para este caso particular, é denominado *gas cooler* ou arrefecedor de gás [25, 31, 32].

O processo no qual o vapor rejeita calor para a fonte quente, condensando num processo isotérmico e isobárico, representado na Figura 4 por 2-3, é dado por:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_3 - h_2) \tag{2.6}$$

Onde:

$\dot{Q}_H$ é o calor rejeitado para o ambiente por via do condensador

h_{sai} e h_3 representam a entalpia à saída do condensador, e

h_{entra} e h_2 representam a entalpia à entrada do condensador

Os condensadores são normalmente classificados de acordo com o fluido utilizado para o arrefecimento e podem ser [5, 30, 33, 34]:

- Condensador a ar: o ar ambiente que circula no exterior de tubos é utilizado para arrefecer o fluido que condensa dentro destes. A circulação do ar à volta dos tubos pode ser natural ou forçada, se for utilizado um ventilador, tipicamente nos condensadores de maiores dimensões. São utilizados na maior parte das aplicações domésticas, comerciais e industriais;
- Condensador a água: água que circula em tubos de aço ou cobre é utilizada para arrefecer o fluido num depósito ou carcaça ou que circula em contracorrente num tubo concêntrico. São normalmente utilizados em instalações de grandes dimensões;
- Condensador evaporativo: o exterior dos tubos nos quais circula o fluido é humidificado enquanto ventiladores aumentam a circulação de ar nesta zona, levando à evaporação da água à qual está associada a absorção dos tubos;
- Condensador misto: associação de um condensador a ar e outro a água. Primeiro o ar ambiente que circula no exterior de tubos é utilizado para arrefecer o fluido, sendo depois utilizada água para o mesmo efeito.

Nos condensadores é possível o subarrefecimento do fluido para valores de temperatura menores que o de saturação, caraterizado pelo deslocamento do ponto (3) da Figura 4 para a esquerda. Sendo este arrefecimento resultante de processos exteriores ao ciclo, isto resulta num aumento do efeito frigorífico ao qual está associado um aumento do desempenho da instalação devido à menor entalpia do fluido no estado subarrefecido comparando com a de líquido saturado. Para além disto, dada a reduzida entalpia na entrada da válvula de expansão, o título à saída desta é menor, pelo que a transferência de calor será mais eficaz, sendo reduzido o trabalho de compressão, já que será necessário circular menos fluido no evaporador.

2.4.3 Válvula de expansão

A válvula de expansão é o componente responsável pela redução da pressão do fluido à entrada do evaporador, mantendo a pressão de aspiração do compressor constante e pelo controlo do caudal no evaporador [12, 33, 35]. Um bom controlo do caudal deve permitir manter a máxima quantidade de líquido no evaporador, com a mínima quantidade de sobreaquecimento necessária para proteger o compressor. Na maior parte dos casos, o controlo da pressão é realizado através do controlo de um orifício de caudal variável e é realizado tendo em conta a variação de pressão mínima de operação.

O processo através do qual o fluido é expandido isentalpicamente por via de uma válvula, representado na Figura 4 por 2-3, é dado por:

$$h_{sai} \cong h_{entra} \Leftrightarrow h_4 \cong h_3 \tag{2.7}$$

Onde:

h_{sai} e h_4 representam a entalpia à saída da válvula, e

h_{entra} e h_3 representam a entalpia à entrada da válvula

Os tipos de válvulas de expansão são normalmente caraterizados de acordo com o método de controlo:

- Válvula de expansão manual;
- Tubo capilar;
- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão eletrónica;
- Válvula automática;
- Válvula de flutuador.

Válvula de expansão manual

A válvula de expansão manual permite o controlo manual do caudal através da regulação da sua abertura e da queda de pressão [5, 35]. Já que o controlo é realizado totalmente de forma manual, sem qualquer *feedback* por parte do sistema, não é necessário qualquer tipo de sensor para que operem. No entanto, sensores de temperatura e de pressão são normalmente utilizados para auxiliar o operador a definir a abertura da válvula (realizada em tempo real) e a definir a restrição imposta pela agulha da válvula. Se o sobreaquecimento à saída do evaporador for demasiado elevado o operador deve aumentar a abertura da válvula fazendo aumentar o caudal e diminuindo assim o sobreaquecimento e vice-versa para um sobreaquecimento insuficiente. Dadas as condições de funcionamento, que requerem um operador no local, a importância deste tipo de válvulas está, nos dias de hoje, limitada aos momentos de realização de manutenção de instalações [5].

Tubo capilar

O tubo capilar é um sistema de expansão de abertura fixa sem partes móveis que permite o controlo da queda de pressão através de perdas de carga e aceleração do escoamento e um controlo automático do caudal através da diferença de pressão fixa entre pressão alta e baixa numa determinada instalação.

Válvula de expansão termostática

A válvula de expansão termostática permite o controlo do sobreaquecimento, fazendo variar o caudal que escoa no evaporador através da temperatura na saída deste, normalmente em instalações com evaporadores secos (como se verá mais adiante na secção 2.4.4). Estas válvulas podem ser de compensação por pressão interna ou externa.

As válvulas de compensação por pressão interna são constituídas por dois elementos principais, o corpo, no qual se dá a queda de pressão e é definido o sobreaquecimento e um bolbo, que funciona como o sistema de *feedback* para o controlo da abertura, e logo do caudal, da válvula. No corpo o controlo do sobreaquecimento é realizado através de um equilíbrio entre três forças:

- F1 – A força devida à pressão de evaporação. Atua no sentido do fecho da válvula;
- F2 – A força da mola. Atua no sentido do fecho da válvula. Esta força é regulável e permite assim controlar os graus de sobreaquecimento pretendidos para determinada aplicação;
- F3 – A força exercida na parte superior do diafragma devida à pressão no bolbo. Atua no sentido da abertura da válvula.

As válvulas de compensação por pressão externa têm um funcionamento semelhante, mas ao contrário das anteriores, permitem o funcionamento em evaporadores nos quais as quedas de pressão são elevadas.

Válvula de expansão eletrónica

A válvula de expansão eletrónica é uma válvula que permite um sofisticado controlo da queda de pressão e do caudal que escoa no evaporador através de sensores de temperatura, pressão ou nível, controladores eletrónicos e atuadores. São normalmente utilizadas em instalações de grandes dimensões, nas quais é necessário um controlo preciso das condições de operação e há variações parciais da carga frigorífica. Sendo o controlo obtido através da utilização destes componentes muito precisos, é normalmente possível configurar a instalação para um funcionamento com um sobreaquecimento menor, o que permite que o evaporador seja utilizado de forma mais eficiente já que a transferência de calor é mais favorável quando o fluido se encontra no estado líquido no evaporador [12]. Dada a sua maior complexidade, o custo de investimento e operação uma válvula deste tipo é significativamente maior do que o das válvulas mecanicamente atuadas e apresentadas anteriormente [35]. O funcionamento deste tipo de válvulas é, num caso típico, realizado de acordo com os seguintes passos [5, 12]:

- Sensores de pressão e temperatura detetam as condições do fluido à saída do evaporador;
- Informação relativa às condições do fluido é transmitida ao controlador, no qual foram previamente programados os dados relativos ao fluido e grau de sobreaquecimento pretendido;
- Informação é processada no controlador;
- Abertura necessária na válvula é transmitida a esta;

- Válvula abre ou fecha consoante os dados recebidos. O acionamento da válvula pode ser realizado de forma analógica, através de modulação de largura de pulso ou de motores de passo.

Válvula automática

Este tipo de válvula permite a regulação da sua abertura de forma a manter a pressão no evaporador constante em sistemas com evaporadores secos e nos quais não são de esperar grandes variações na carga térmica já que não existe um controlo das condições do fluido à saída do evaporador.

Válvula de flutuador

Este tipo de válvula, utilizado em sistemas com evaporadores inundados (que serão discutidos na secção 2.4.4) permite o controlo da abertura da válvula de forma variável em função do nível de líquido num depósito contendo fluido frigorigéneo. O controlo do nível pode ser realizado do lado das altas ou das baixas pressões. Este tipo de válvula é constituído pelo conjunto depósito, flutuador e a válvula em si e ainda, uma alavanca ou um controlador, consoante seja de controlo mecânico ou eletrónico. O funcionamento da válvula está diretamente ligado ao sensor do nível de líquido e para os flutuadores de baixa pressão, o que significa que se a carga frigorífica aumentar o nível de líquido no depósito diminui, já que uma maior quantidade de fluido evapora, o que significa que a abertura da válvula deve aumentar de modo a atingir um novo equilíbrio. Se por outro lado, a carga diminuir e o nível aumentar é transmitido à válvula, por via da alavanca ou de um controlador, que esta deve diminuir a abertura. O conceito de funcionamento é semelhante para a válvula flutuadora de alta pressão.

2.4.4 Evaporador

O evaporador é o componente do ciclo no qual calor é retirado à fonte fria a baixa pressão, ou seja, é onde ocorre o efeito frigorífico [36]. O principal objetivo dos evaporadores é transferir, da forma mais eficiente possível, calor com o ambiente de forma a permitir uma operação a pressão máxima, permitindo a redução do trabalho de compressão.

O processo pelo qual o fluido vaporiza isobárica e isotermicamente no processo responsável por retirar calor à fonte fria (efeito frigorífico), representado por 4-1 na Figura 4 é dado por:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{2.8}$$

Onde:

$\dot{Q}_L$ é o calor absorvido do ambiente por via do evaporador

h_{sai} e h_1 representam a entalpia à saída do evaporador, e

h_{entra} e h_4 representam a entalpia à entrada do evaporador

Os evaporadores utilizados atualmente podem ter várias formas de construção:

- Evaporador de tubos
- Evaporador de carcaça e tubos
- Evaporador de placas

Sendo que a instalação em estudo utiliza evaporadores de tubos estes serão explicados em detalhe em seguida. Os evaporadores de tubos podem dividir-se em dois tipos:

- Evaporador seco
- Evaporador inundado

Evaporador seco

Neste tipo de evaporador o refrigerante, maioritariamente no estado líquido, é admitido por meio da válvula de expansão e é evaporado antes de sair para o compressor. A abertura da válvula de expansão é regulada consoante as condições do fluido à saída do evaporador de forma a garantir um considerável sobreaquecimento, garantindo que não existe nenhum líquido nas linhas de aspiração do compressor, como representado pela Figura 6. Por outro lado, o sobreaquecimento do fluido leva a uma perda da eficiência da troca de calor, já que o coeficiente de transferência de calor é menor quando o fluido se encontra no estado vaporizado comparando com o estado líquido, como se pode visualizar na Figura 7. Isto significa que a maior parte da transferência de calor se irá realizar enquanto o fluido está maioritariamente no estado líquido enquanto a secção final não será aproveitada ao máximo [37]. Sendo todo o fluido evaporado, os cuidados a ter com a recuperação de óleo nos evaporadores são relativamente reduzidos, já que o mesmo será escoado pelo fluido até à linha de aspiração, sendo, após a compressão, separado do fluido no separador de óleo [31].

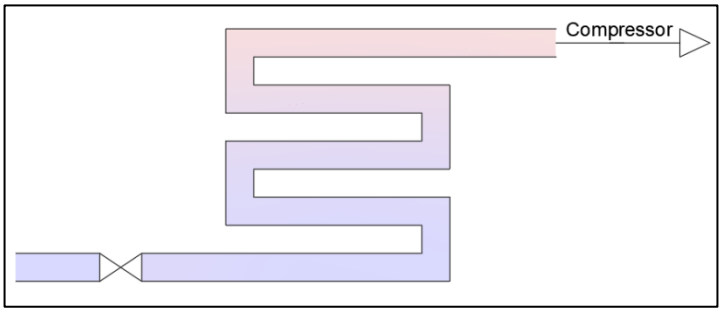


Figura 6 - Evaporador seco.

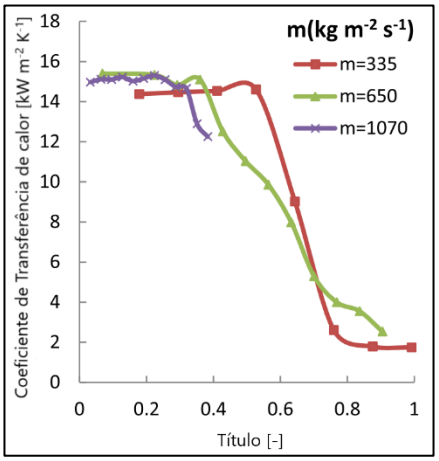


Figura 7 - Coeficiente de transferência de calor do CO_2 dentro do tubo de um evaporador [37].

Evaporador inundado

Nestes evaporadores o fluido admitido não é totalmente evaporado na troca de calor com a fonte fria e, consequentemente, não há qualquer sobreaquecimento. Dadas estas condições, o evaporador está completamente cheio de líquido, "inundado", do que resulta um aumento da eficiência da transferência de calor quando comparada com os evaporadores secos [26, 35, 37-40]. O aumento do desempenho deste componente permite que opere a temperaturas de evaporação mais elevadas que os evaporadores secos, o que resulta numa diminuição do trabalho de compressão [41]. Por outro lado, a inundação do evaporador implica uma maior quantidade de fluido a circular no sistema.

Devido às condições do fluido na saída do evaporador torna-se imperativa a utilização de algum tipo de depósito, normalmente denominado depósito anti golpe de líquido (DAGL), de dimensões razoáveis entre o evaporador e o compressor, de forma a garantir que apenas vapor segue para as linhas de aspiração do compressor. O líquido no depósito pode ser recuperado através de uma bomba circuladora ou um sistema de ejeção de líquido.

Em sistemas industriais a amoníaco os evaporadores inundados são, tipicamente, operados em regime sobrealimentado, o que significa que o caudal total que circula no evaporador é maior que o caudal evaporado, normalmente entre 2 a 7 vezes. Para isto, uma bomba faz circular o líquido no depósito para a entrada do evaporador. Voltando este ao depósito na saída onde a parte do fluido que evapora segue para o compressor e a outra parte, que continua no estado líquido, é recirculada, como representado na Figura 8.

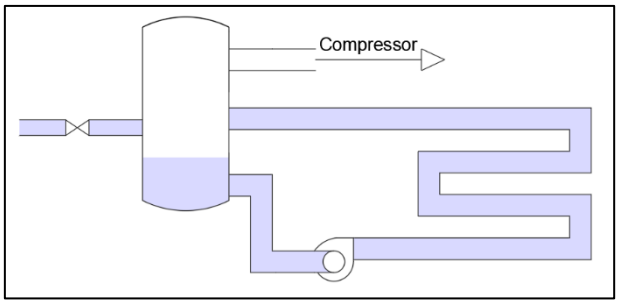


Figura 8 - Evaporador inundado sobrealimentado.

Uma variante dos evaporadores inundados são os chamados semi-inundados, representados pela Figura 9. Nestes, o sobreaquecimento é muito próximo de 0 K, o que significa que a eficiência do evaporador semi-inundado é comparável à dos evaporadores inundados, mesmo com um caudal inferior, já que quase todo o fluido está no estado líquido enquanto passa no evaporador. O DAGL poderá ter menores dimensões do que o dos evaporadores sobrealimentados, pois a quantidade de líquido que chega à saída do evaporador é muito reduzida [42]. Dada a proximidade ao ponto de saturação nestes evaporadores, um bom controlo da válvula de expansão, consoante as condições do sistema, é fundamental para um funcionamento estável e eficaz da instalação, sendo normalmente utilizadas válvulas de expansão eletrónicas [43]. O líquido no depósito pode ser recuperado, por exemplo, através de um sistema de ejeção de líquido, que será explicado detalhadamente na secção 2.5.4.

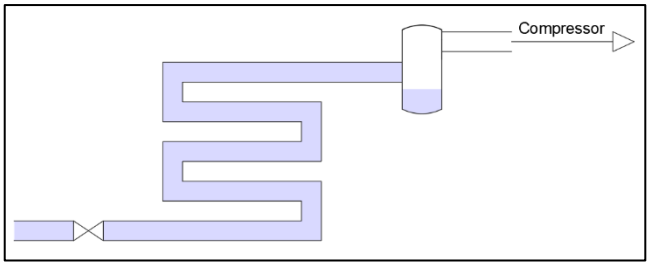


Figura 9 – Evaporador semi-inundado.

Nos sistemas inundados a recuperação de óleo é um fator que deve ser tido em conta no projeto dos componentes. No caso do amoníaco, a maior parte dos óleos utilizados têm uma massa volúmica maior que este, logo os DAGL devem permitir a recuperação de óleo a partir do ponto mais baixo do depósito, para um depósito de óleo com uma resistência que permite a evaporação do fluido enquanto mantém o óleo no estado líquido, como representado na Figura 10. O lubrificante deve então ser drenado desse depósito periodicamente para ser reposta a quantidade de óleo perdida. No caso do dióxido de carbono, os óleos podem ser completamente ou parcialmente miscíveis e têm, normalmente, uma massa volúmica mais equiparada à do CO_2,

o que torna a sua recuperação mais difícil. Por esta razão dá-se preferência aos óleos do tipo PAG (óleo polialquilenoglicol), que apresentam maior densidade, permitindo uma melhor separação. O modo mais comum de recuperação de óleo nestes sistemas consiste na utilização de um DAGL com tubo em J. Um exemplo de um destes depósitos pode ser visualizado na Figura 11. O furo na zona a menor cota do tubo permite que o gás arraste o óleo no fundo do depósito para a aspiração do compressor sem a utilização de componentes móveis. Outro exemplo de um destes sistemas consiste na recuperação de óleo através do escoamento controlado de lubrificante por via de uma saída na zona de líquido do DAGL. A partir da entrada em funcionamento do compressor de média temperatura (MT), a válvula solenoide abre e escoa a quantidade de mistura desejada para fora do depósito, permitindo que esta seja depois arrastada pelo gás para os compressores e posteriormente separada no separador de óleo. Este sistema pode ser representado pela Figura 12 [31].

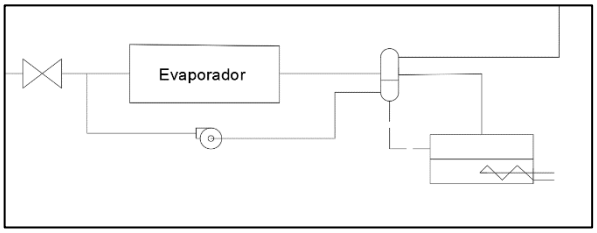


Figura 10 - Sistema de recuperação de óleo numa instalação a amoníaco.

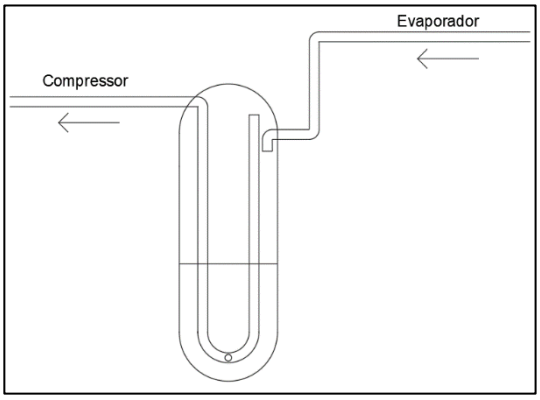


Figura 11 – Sistema de recuperação de óleo por tubo em J.

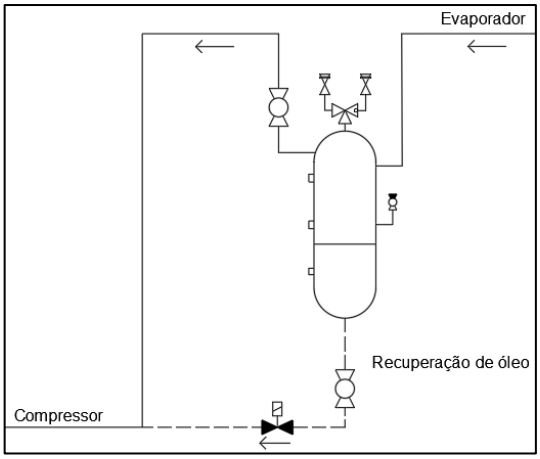


Figura 12 - Sistema de recuperação de óleo por válvula solenoide.

Estudos relativos aos benefícios da utilização de evaporadores inundados têm sido desenvolvidos nos últimos anos com resultados favoráveis quando comparados com os obtidos

em sistemas com evaporação seca [42-44]. Segundo Minetto, a potência necessária fornecer aos compressores num ciclo de CO_2 transcrítico é 13% menor quando utilizados evaporadores inundados em vez de secos com sobreaquecimento de 6 K [43, 44]. Karampour verificou que esta diferença parece ser mais notável em climas quentes do sul da Europa e em evaporadores de média temperatura [44]. Os estudos mencionados neste parágrafo, juntamente com a restante análise realizada nesta secção, servem de suporte para a seleção de componentes a realizar no capítulo 5.

Degelo

Em câmaras frigorificas de baixa temperatura ou de temperatura negativa, a água presente na atmosfera tem tendência a condensar e congelar no alhetado do evaporador. Este congelamento diminui a transferência de calor entre o fluido e o ambiente pelo que devem existir sistemas de degelo para que esta ocorra de forma ótima [12]:

- Paragem da instalação – É o método mais simples de degelo e consiste em desligar a instalação à exceção da ventilação dos evaporadores e esperar que o gelo funda. Só deve ser utilizado se a temperatura ambiente for maior que 4 ºC;
- Resistência elétrica – É colocada uma resistência nos tubos ou abaixo destes que é acionada quando o gelo no exterior é excessivo. A operação da instalação continua normalmente;
- Inversão do escoamento – A direção de escoamento na instalação é invertida, o que faz o evaporador operar como condensador e vice-versa.

2.4.5 Desempenho da instalação ideal

A partir do trabalho de compressão e do efeito frigorífico, obtidos a partir das equações (2.5) e (2.8), respetivamente, e da equação (2.4) pode ser calculado o COP da instalação:

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \tag{2.9}$$

2.4.6 Depósitos em instalações frigoríficas de compressão de vapor

O depósito ou recetor é um componente que tem como objetivo armazenar o fluido que não está em circulação. Normalmente são equipados com visores de vidro e sensores de humidade com vista a controlar o estado do refrigerante. Podem existir dois tipos de depósitos numa instalação:

- O depósito de líquido principal da instalação (DL), normalmente colocado à saída do condensador, permite armazenar o fluido que não está a circular no sistema e, nalguns casos, é utilizado para a separação de fases;
- O depósito anti golpe de líquido, colocado entre o evaporador e o compressor nos evaporadores inundados, tem como objetivo proteger os compressores da migração de líquido que possa existir na saída do evaporador e do golpe de líquido, um aumento súbito na pressão do líquido causado, por exemplo, pelo fecho de uma válvula.

2.5 Ciclo frigorífico a CO_2

Uma das maiores vantagens da utilização de ciclos a CO_2 é o facto de o fluido de trabalho ser natural e ter ODP=0 e GWP=1. Este tem sido um dos principais impulsionadores do número de instalações a operar a CO_2, que tem aumentado exponencialmente ao longo dos últimos anos devido à crescente pressão a nível da legislação em vigor na maior parte dos países.

Os ciclos frigoríficos a CO_2 podem a operar de duas formas distintas:

- Ciclos subcríticos: nos quais a pressão alta (a rondar os 30 bar) se encontra abaixo da pressão do ponto crítico (73,6 bar) e que têm caraterísticas semelhantes ao ciclo frigorífico de compressão de vapor;
- Ciclos transcríticos: nos quais a pressão alta se situa acima do ponto crítico e o vapor arrefecido na fonte quente não condensa.

As instalações que utilizam apenas CO_2 como fluido de trabalho podem, normalmente, alternar entre ambos os ciclos. A escolha entre os dois modos de operação prende-se, para cada momento, com as condições de temperatura ambiente que se fazem sentir no local e é realizada pelos controladores eletrónicos do sistema.

2.5.1 Ciclo subcrítico

O ciclo subcrítico a CO_2 pode ser caraterizado pelo modo como a rejeição de calor é realizada. Nos sistemas nos quais a rejeição de calor se dá para outro fluido, como por exemplo sistemas em cascata, é possível controlar a rejeição de calor para que o CO_2 nunca atinga o regime transcrítico. Por outro lado, nos sistemas em que a fonte quente é o ar ambiente, a temperatura de condensação aumenta gradualmente com o aumento da temperatura ambiente até ao limite do ponto crítico. A temperatura no ponto crítico do CO2 é de cerca de 31 °C, por isso, não é possível operar desta forma quando a temperatura ambiente é elevada. Em climas tipicamente frios, como no norte da Europa ou no inverno, as temperaturas ambiente permitem o funcionamento neste regime. Em climas mais quentes o modo subcrítico apenas é observado no inverno ou em sistemas em cascata com outros fluidos frigorigéneos (rejeitando calor, para, por exemplo, ciclos a amoníaco ou R-134a) [45].

2.5.2 Ciclo transcrítico teórico

O ciclo transcrítico a CO_2 é um ciclo no qual a rejeição de calor se dá acima do ponto crítico, neste caso, a uma temperatura maior que 31 °C. Tipicamente, este modo de operação é apenas verificado em locais com climas quentes, dado que, para o arrefecimento ocorrer de forma eficiente para temperaturas ambiente elevadas, a pressão alta do ciclo tem de ser também mais elevada, maior do que a do ponto crítico. Isto implica uma grande redução do desempenho das instalações, derivada do aumento do trabalho de compressão. Uma análise simplificada dos processos é realizada de seguida, baseada na Figura 13 e na Figura 14:

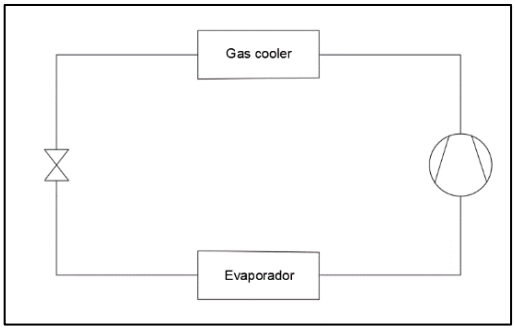


Figura 13 – Diagrama de componentes do ciclo transcrítico teórico.

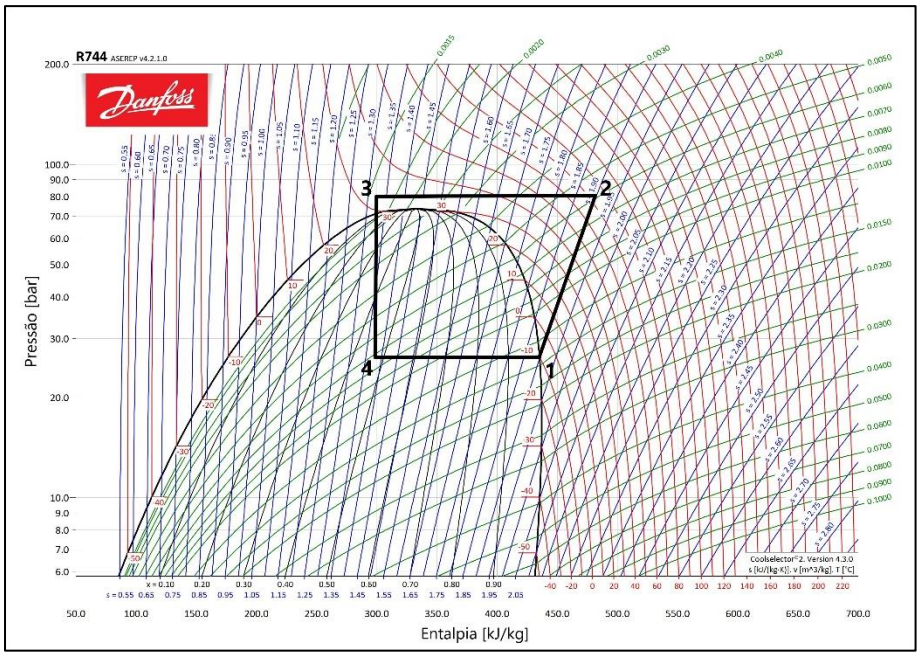


Figura 14 - Diagrama P-h do ciclo transcrítico teórico.

Processo 1-2: O compressor aumenta a pressão do dióxido de carbono (no estado de vapor sobreaquecido) da pressão do evaporador (pressão baixa) até à pressão alta, acima da pressão do ponto crítico, estando o vapor no estado supercrítico, num processo isentrópico. Este processo é representado pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{2.10}$$

Processo 2-3: Num ciclo tradicional, nesta fase ocorreria uma mudança de estado a pressão constante (e maioritariamente também a temperatura constante) devida à rejeição de calor de vapor saturado ou sobreaquecido até líquido saturado, no entanto, num ciclo transcrítico o calor é rejeitado a pressão maior que a do ponto crítico, o que significa que não existe condensação. A equação pela qual se rege este processo é igual à dos condensadores dos sistemas tradicionais:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_3 - h_2) \tag{2.11}$$

Processo 3-4: Na válvula de expansão o fluido é expandido isentropicamente sendo produzido trabalho:

$$h_{sai} \cong h_{entra} \Leftrightarrow h_4 \cong h_3 \tag{2.12}$$

Processo 4-1: No evaporador o fluido vaporiza isobárica e isotermicamente no processo responsável por retirar calor à fonte fria (efeito frigorífico):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_{sai} - h_{entra}) = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{2.13}$$

Daqui pode ser retirado o valor do COP para esta instalação:

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \tag{2.14}$$

O ciclo representado pela Figura 13 e pela Figura 14 e equações (2.10) a (2.14), demonstra muitas semelhanças com os anteriormente apresentados, no que diz respeito à evolução do ciclo. Os componentes neste ciclo básico são semelhantes aos utilizados no ciclo de compressão de vapor, com a exceção do processo de rejeição de calor para o ambiente. Dado que o fluido se encontra no estado supercrítico, o arrefecimento é realizado sem mudança de fase, num processo isobárico, e não isotérmico, num equipamento designado de *gas cooler*. O controlo da pressão no *gas cooler* e da quantidade de fluido na entrada dos evaporadores seria realizado através de uma válvula de expansão. Na realidade, o controlo simultâneo destes dois fatores é impossível, o que significa que o ciclo apresentado nesta secção não pode ser implementado num caso real [31]. A solução para este problema será apresentada na secção 2.5.3.

É possível retirar, da equação (2.14), que o COP de uma instalação é independente do caudal em circulação. Para além disso, observando a Figura 15 pode-se retirar que um aumento da pressão no *gas cooler* (representado a vermelho) leva a um aumento da capacidade frigorífica e da potência elétrica de compressão. Com base nesta lógica e para uma determinada temperatura de saída do *gas cooler* é possível determinar a pressão no *gas cooler* que resulta num COP máximo. De forma geral, à medida que a temperatura ambiente aumenta, a temperatura de saída no *gas cooler* aumenta também e a pressão ideal neste componente é também mais elevada.

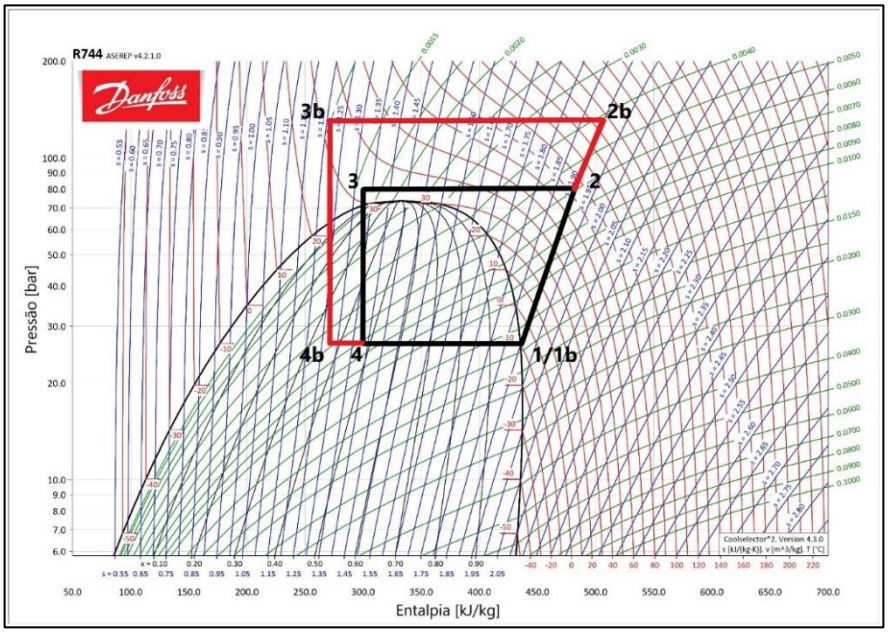


Figura 15 – Comparação entre diagramas P-h do ciclo transcrítico teórico.

2.5.3 Ciclo real a CO_2

A correta compreensão do conceito de alteração de pressão no *gas cooler* em função da temperatura ambiente é muito importante para o estudo de qualquer instalação a operar a CO_2. No Anexo B podem ser visualizadas as pressões que maximizam o COP para uma determinada temperatura ambiente, segundo a *Danfoss* [28]. A pressão nos ciclos a CO_2 é um ponto diferenciador já que, consoante as condições exteriores, uma instalação transcrítica pode atingir valores de pressão máxima a rondar os 100 bar, o que faz aumentar o preço dos componentes e implica um maior perigo para a segurança.

Dada a impossibilidade de implementação real do ciclo teórico foi introduzido, com sucesso, o chamado ciclo *booster* (multiestágio) com *bypass* de *flash gas*.

Ciclo *booster* com *bypass* de *flash gas* (CB)

Sendo que existe, na maior parte das aplicações de ciclos a CO_2, a necessidade de evaporadores com diferentes temperaturas de evaporação, devido à elevada razão de pressão entre a pressão de baixa (por volta dos 15 bar) e a pressão de alta (mais de 70 bar) e de forma a permitir o controlo do *gas cooler* e dos evaporadores de forma separada tornou-se norma, desde as primeiras aplicações modernas, utilizar os chamados ciclos *booster* ou multiestágio, como o que pode ser visualizado na Figura 16 e na Figura 17 [46].

Uma das diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo *booster* convencional é a forma como a compressão é realizada, em dois estágios, devido às diferenças de temperatura nos evaporadores a temperatura média (MT ou postos de positivos) e baixa (LT ou postos de negativos) e da elevada razão de pressão. Como se pode visualizar na Figura 16 e na Figura 17, o fluido que é expandido na válvula do evaporador LT (processo 15 – 16 na Figura 17) está a uma pressão menor do que o fluido expandido pela válvula do evaporador MT (processo 10 – 12 na Figura 16). O fluido à entrada do compressor LT é comprimido até à pressão de MT num grupo de compressores de baixa pressão (18 -20 na Figura 17) e é posteriormente comprimido todo o fluido num outro grupo de compressores de alta pressão (1 – 2 na Figura 17). A denominação *booster* (ou multiestágio) deste ciclo provém desta caraterística em particular.

Com vista a permitir que não exista gás à entrada das válvulas de expansão MT e LT e o controlo separado do *gas cooler* e dos evaporadores, estas instalações utilizam depósitos de líquido (DL) antes dos evaporadores que, para além de armazenarem o fluido que não está a circular, permitem a separação das fases. A pressão no *gas cooler* é regulada pela válvula transcrítica, localizada entre o primeiro e o DL. De forma a manter as condições de operação no depósito de líquido (30 a 40 bar) é necessário o desvio de uma grande quantidade de vapor (*flash gas)*, realizado através da válvula de *flash gas* que expande o vapor que segue para a aspiração do compressor de MT. A quantidade de *flash gas* no depósito é tanto maior, quanto maior for a temperatura ambiente e a expansão deste gás para a aspiração do grupo MT (processo 7 – 8 na Figura 17) resulta no aumento do trabalho do ciclo e redução do desempenho, já que o gás tem de ser comprimido, juntamente com o caudal de fluido que passa nos evaporadores [47]. O fluido que sai do depósito em direção aos evaporadores encontra-se no estado líquido, do qual resulta um título menor à entrada no evaporador e, por isso, uma transferência de calor mais eficiente [48].

Neste ciclo as pressões são mais elevadas do que quando comparando com o ciclo de compressão de vapor tradicional, assumindo temperaturas de absorção e rejeição de calor idênticas, no entanto as razões de pressão são muitas vezes menores do que quando comparadas, por exemplo, com as do R-134a, o que tende a resultar em melhores rendimentos do compressor, no entanto, o grande diferencial de pressões, a rondar os 60/70 bar pode ter um efeito contrário neste valor [10, 49].

Os primeiros ciclos comerciais da nova geração a operarem a CO_2 a pressões mais elevadas que a do ponto crítico foram os ciclos *booster* com *bypass* de *flash gas* e são muitas vezes utilizados como base para a implementação de melhorias e como referência para comparação do desempenho com outros ciclos alternativos.

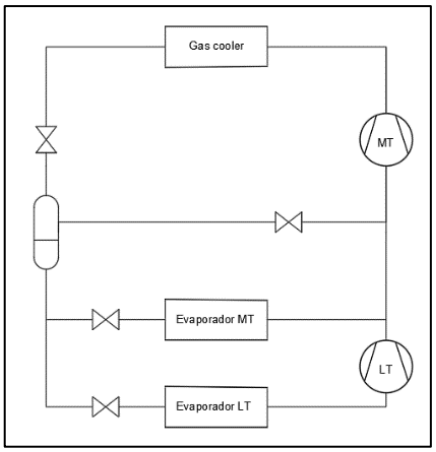


Figura 16 - Diagrama de componentes do ciclo *booster* com *bypass* de *flash gas*.

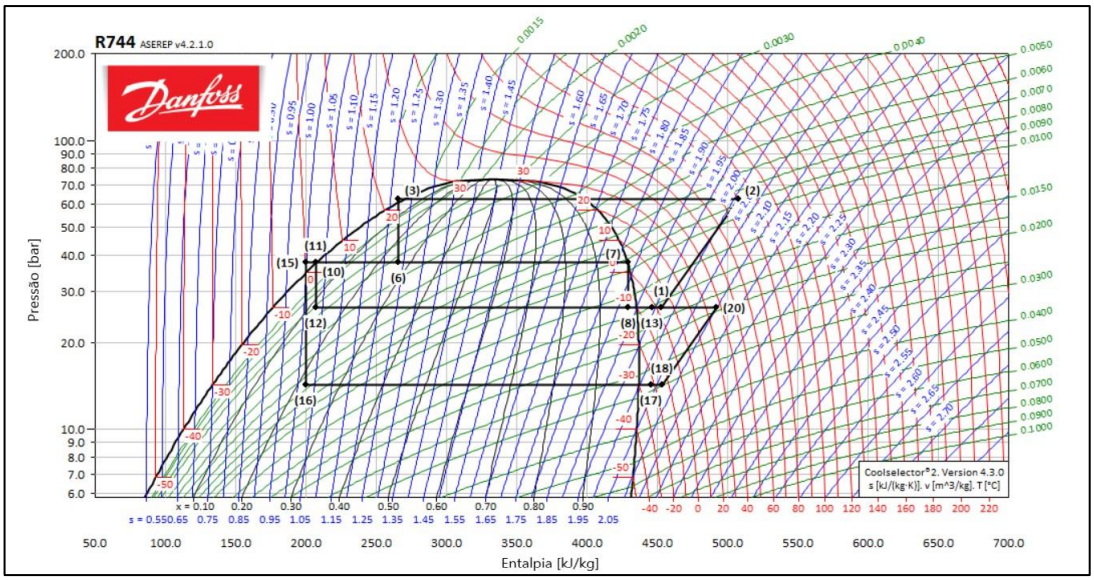


Figura 17 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com *bypass* de *flash gas* [28].

2.5.4 Melhoria de desempenho

O COP do sistema a CO_2 *booster* simples é, para temperaturas ambiente elevadas, menor que o dos ciclos mais tradicionais [50]. Por esta razão têm sido, nos últimos anos, implementadas nestes ciclos algumas alterações. Duas destas melhorias, que serão estudadas em detalhe nesta secção, têm sido aplicadas com algum sucesso, a compressão paralela e, mais recentemente, os ciclos com ejeção. Estas alternativas têm sido vastamente estudadas recentemente, através de análises a componentes individualmente como, por exemplo, estudos experimentais e de modelação realizados em torno da geometria de ejetores ou o estudo do funcionamento de uma instalação em diferentes condições ambientais [46, 49-54].

Ciclo com compressão paralela (CP)

O ciclo com compressor paralelo surgiu como uma solução para o aumento do trabalho de compressão devido à quantidade de *flash gas* que passa no *bypass*. Sendo a pressão do depósito superior à pressão dos postos de evaporação, em vez de este gás ser expandido e depois comprimido juntamente com o fluido proveniente dos evaporadores, o vapor que sai do depósito é comprimido num compressor paralelo aos compressores de alta pressão, o que significa que o aumento de pressão é realizado desde a pressão intermédia até à pressão alta, não existindo as perdas associadas à expansão na válvula de *bypass* [47]. Apesar disto, os ciclos com compressor

paralelo são, da mesma forma, providos de uma válvula de bypass, pois, para temperaturas ambiente baixas a quantidade de *flash gas* é demasiado baixa para acionar o compressor paralelo.

O compressor paralelo permite um aumento do COP relativamente aos ciclos *booster* convencionais apresentados anteriormente, quando as temperaturas exteriores são mais elevadas (a partir dos 15 - 20 °C), pelo que é também muito utilizado [44, 47, 55, 56]. Este ciclo pode ser representado pela Figura 18 e pela Figura 19.

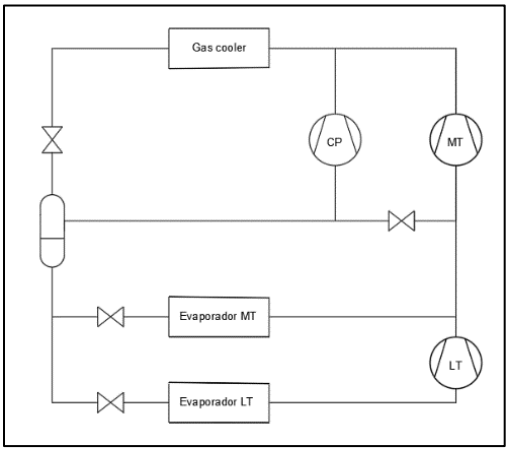


Figura 18 – Diagrama de componentes do ciclo *booster* com compressão paralela.

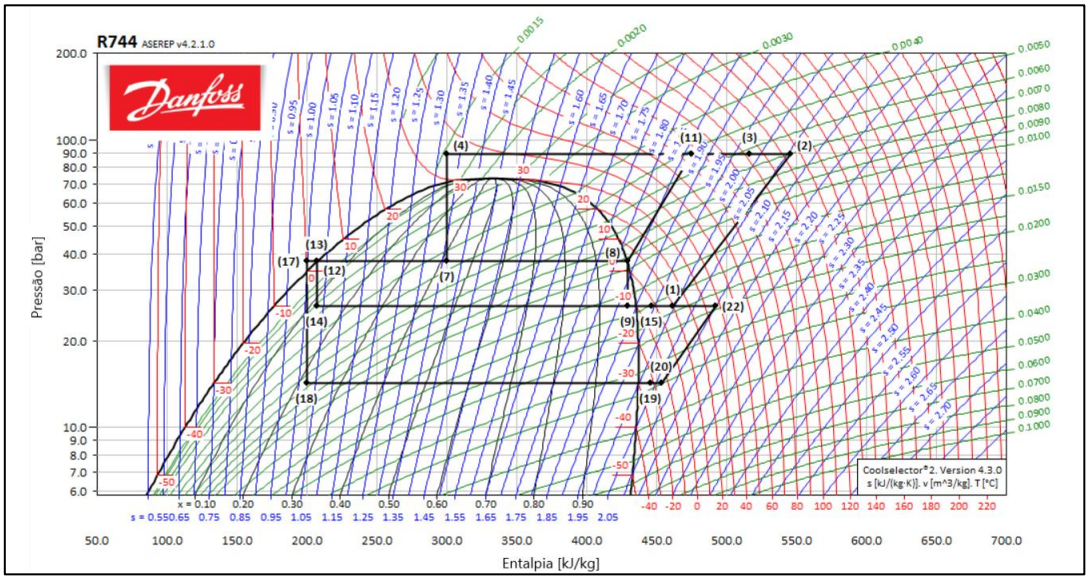


Figura 19 - Diagrama P-h do ciclo booster com compressão paralela [28].

Ejetor e ciclo com ejeção

Ejetor

De modo geral, um ejetor é um dispositivo simples sem partes móveis que recorre à energia cinética de um fluido (primário ou principal) para movimentar o mesmo fluido de outra zona (secundário) por aspiração e mistura direta. Na refrigeração é utilizado em paralelo com uma válvula de alta pressão, com vista a elevar a pressão de vapor na aspiração MT ou no depósito anti golpe de líquido ou então a recuperar o líquido que resulta da utilização de evaporadores inundados, aproveitando algum do trabalho de expansão que de outra forma seria perdido. Para compreender o funcionamento de um ejetor, a geometria de um ejetor genérico é apresentada na Figura 20.

Dado que não existe, na comunidade científica, uniformidade na forma de calcular os vários parâmetros que caraterizam o funcionamento de um ejetor e, não sendo o objeto deste trabalho, o estudo detalhado deste componente, uma análise generalizada será apresentada nos próximos parágrafos com o objetivo de explicar, de uma forma simples, o seu funcionamento, regido pelas seguintes equações [57]:

- Conservação da massa
- Conservação de momento
- Equação de energia

O fluido principal chega ao bocal do fluido principal a pressão elevada proveniente de um condensador/*gas cooler* e com velocidade baixa. Ao longo do convergente, a partir do ponto 2 da Figura 20, tratando-se de um escoamento subsónico, a pressão diminui e a velocidade aumenta. A geometria do bocal é convergente-divergente pelo que, dadas as condições de pressão que se verificam, normalmente a montante e a jusante deste, a velocidade na garganta, ponto 4, atinge Ma=1. Ainda devido às elevadas diferenças de pressão, após a garganta o escoamento é supersónico (Ma=1) pelo que a velocidade continua a aumentar até à entrada na câmara de mistura, ponto 6.

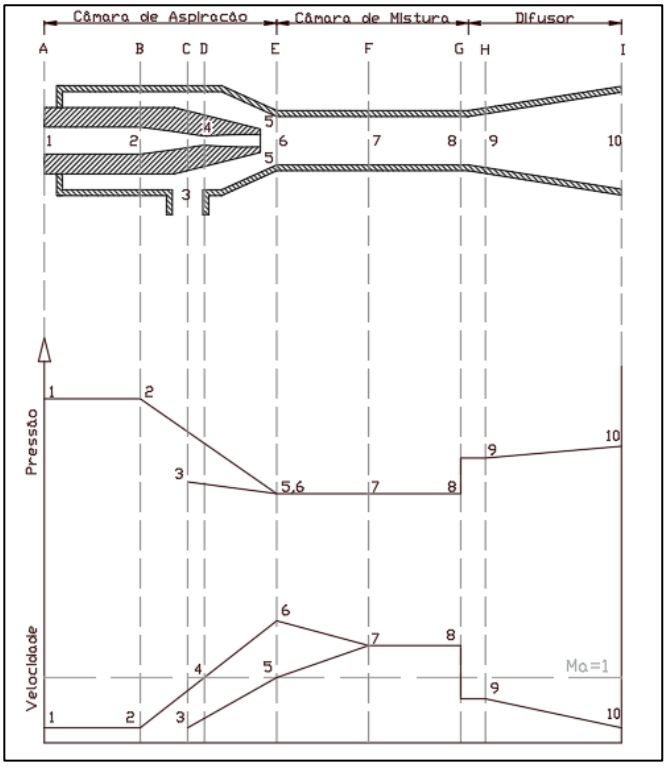


Figura 20 - Geometria e variação de velocidade e pressão no ejetor.

A baixa pressão associada ao aumento de velocidade no fluido primário cria um vácuo que faz o fluido secundário entrar na câmara de aspiração, 3, onde se inicia a mistura entre os dois. O número de Mach do fluido secundário vai aumentando desde a entrada no ejetor ao longo da câmara de aspiração, enquanto a pressão diminui, atingindo Ma=1 à entrada para a câmara de mistura, ponto 5.

Na câmara de mistura dá-se a mistura dos dois fluxos, mantendo-se a pressão constante e a velocidade encontra um equilíbrio, ponto 7.

No fim da mistura o escoamento é supersónico, mantendo-se assim até pouco antes de sair da câmara de mistura onde ocorre a onda de choque, entre os pontos 8 e 9, que se prolonga

até ao início do difusor, da qual resulta uma súbita subida da pressão e diminuição da velocidade, voltando o escoamento a ser subsónico [58].

No difusor, e após a onda de choque, a pressão do escoamento continua a subir e a velocidade diminui até ser praticamente nula na saída do ejetor, ponto 10. A pressão neste ponto é inferior à pressão de entrada do fluido principal e superior à pressão do fluido secundário.

Múltiplos estudos científicos têm sido realizados com vista modelar e analisar os comportamentos destes componentes com o objetivo de prever os parâmetros de funcionamento dos ejetores. No entanto, dada a variedade de fluidos, estados, geometrias e a complexidade do escoamento uma solução uniforme não deve ser esperada [51, 53, 56, 59-68].

Dois parâmetros são, normalmente, utilizados para exprimir o desempenho dos ejetores, a razão de arrasto e a razão de pressão.

A razão de arrasto, ω, é dada pelo quociente do caudal mássico do fluido secundário, $\dot{m}_s$, pelo caudal mássico de fluido principal, $\dot{m}_p$:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \tag{2.15}$$

Quanto maior for a razão de arrasto maior será a quantidade de fluido secundário que poderá ser comprimido desde o depósito anti golpe de líquido para o depósito de líquido para um mesmo caudal de fluido principal. Ou seja, para as mesmas condições de funcionamento, um ejetor terá uma capacidade de comprimir um dado caudal de fluido secundário tanto maior quanto maior for a sua razão de arrasto. Este fator torna-se especialmente importante quando a quantidade de fluido na fonte quente é reduzida ou o gás principal pode ser utilizado para comprimir vapor do depósito de líquido.

A razão de pressão, r_P, é dada pelo quociente entre a pressão estática à saída do ejetor, P_{10}, e a pressão estática do fluido secundário à entrada do ejetor, P_3:

$$r_P = \frac{P_{10}}{P_3} \tag{2.16}$$

Quanto maior for a razão de pressão no ejetor maiores podem ser as diferenças entre a pressão do evaporador e do depósito de líquido. Uma razão de pressão elevada pode ser especialmente importante quando a temperatura de evaporação é baixa. Ou seja, um ejetor que possibilite maiores razões de pressão permite a operação sobre uma maior janela de condições exteriores.

As diferenças de pressão entre os fluidos à entrada e à saída podem também ser avaliadas de outra forma, através da recuperação de pressão, P_{rec}, dada pela diferença entra a pressão do fluido secundário à entrada do ejetor e a pressão da mistura à saída.

$$P_{rec} = P_{10} - P_3 \tag{2.17}$$

Um outro parâmetro que não tem influência no dimensionamento do ejetor, mas que pode ser utilizado para exprimir o seu desempenho é o rendimento de um ejetor, η_{ej}, dado pelo quociente da compressão isentrópica pelo trabalho de expansão isentrópico disponível no ejetor. Quanto maior o rendimento de um ejetor, maior será o seu desempenho.

$$\eta_{ej} = \omega \frac{h_{3,isen} - h_3}{h_1 - h_{1,isen}} \tag{2.18}$$

Onde:

$h_{3,isen}$ é a entalpia do fluido secundário para a pressão do depósito de líquido e para uma entropia igual à do fluido antes de entrar no ejetor

h_3 é a entalpia do fluido secundário à entrada do ejetor

$h_{1,isen}$ é a entalpia do fluido primário para a pressão do depósito de líquido e para uma entropia igual à do fluido antes de entrar no ejetor, e

h_1 é a entalpia do fluido primário à entrada do ejetor

Outro fator importante na seleção de um ejetor é a capacidade utilizada para determinadas condições, que quantifica a fração de tempo que um ejetor tem de estar em operação para permitir que todo o fluido secundário seja ejetado. Este valor é calculado como o quociente do caudal primário necessário pelo caudal primário máximo possível admitir:

$$Capacidade\ utilizada = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{pmáx}} \tag{2.19}$$

Onde:

$\dot{m}_{pmáx}$ é o caudal mássico máximo de fluido principal admitido no ejetor

Ciclos com ejeção

Os ciclos com ejeção são, atualmente, os ciclos comercialmente disponíveis que permitem atingir maiores desempenhos. São, normalmente, utilizados em instalações a CO_2, tanto a operar no modo subcrítico como transcrítico. De modo geral, o ciclo de ejeção consiste numa alteração ao ciclo CP com vista à diminuição das perdas por expansão, por aproveitamento da pressão alta à saída do *gas cooler* para elevar a pressão de uma parte do fluido nas pressões baixas [52, 63]. Os ciclos com ejetores, quando otimizados, melhoram o COP de uma instalação, tendo sido verificados aumentos de 7 a 20%, ou mais ainda, quando são utilizados ejetores de geometria variável [60]. Dois tipos de ejeção têm sido utilizados, com bons resultados, nos últimos anos:

- Ejeção de vapor
- Ejeção de líquido

Ejeção de vapor (CEV)

Os ejetores de vapor têm como função garantir as condições de funcionamento ótimas no lado das pressões altas, fazendo uso da pressão alta no *gas cooler* para elevar a pressão de vapor na aspiração MT ou no DAGL. Assim, parte do vapor proveniente dos evaporadores é aspirado pelos ejetores e segue para o depósito de líquido. Isto origina um aumento da quantidade de gás no DL. Esta fração de fluido pode ser comprimida no compressor paralelo em vez de nos compressores MT, permitindo uma redução da potência elétrica utilizada pelos compressores e por isso um aumento do COP da instalação [55]. Normalmente são utilizados múltiplos ejetores em paralelo com vista a conseguir uma ejeção eficiente em conformidade com as condições de operação. Estes ejetores podem operar sem a existência de um depósito anti golpe de líquido já que não existe a necessidade da separação de líquido nos casos em que há um sobreaquecimento elevado à saída do evaporador. Os ciclos com ejeção de vapor podem ser representados pelas figuras 21 e 22:

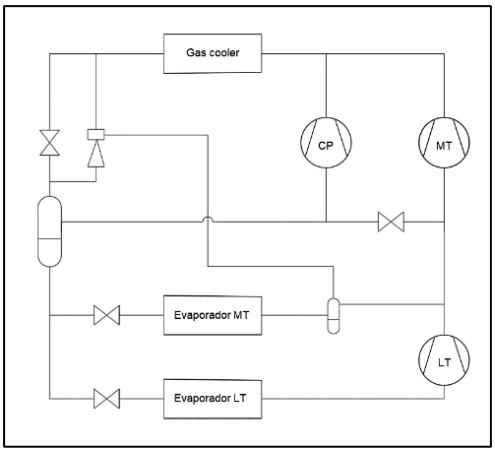


Figura 21 - Diagrama de componentes do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de vapor.

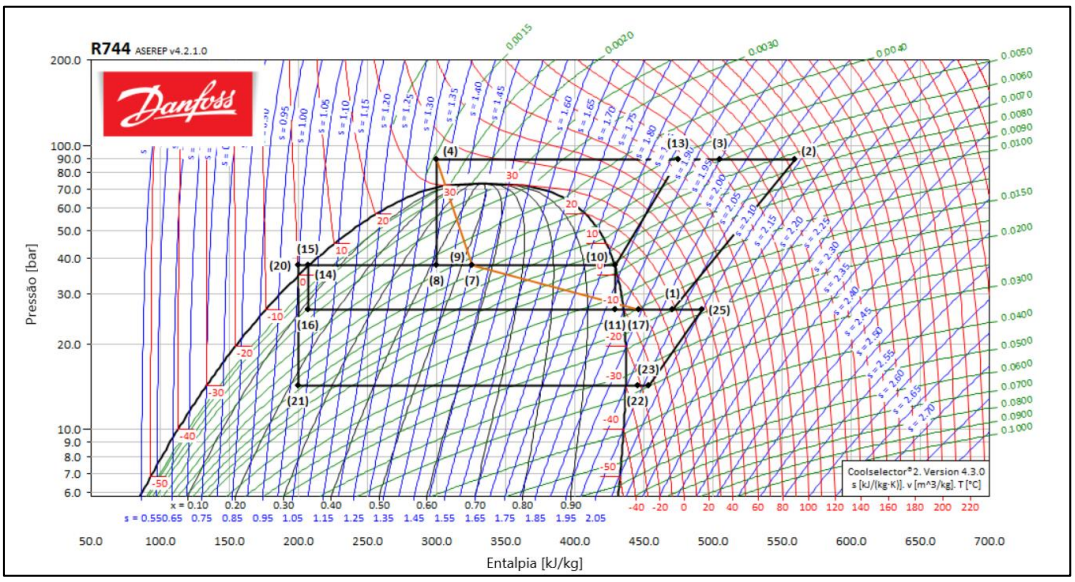


Figura 22 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de vapor [28].

Ejeção de líquido (CEL)

O ejetor de líquido recorre à energia contida no gás à saída do *gas cooler* para comprimir o líquido no DAGL para o DL [55]. Isto permite resolver o problema do excesso de líquido que ocorre quando os evaporadores operam em regime inundado sem sobreaquecimento do fluido. Como mencionado em 2.4.4, estando o evaporador totalmente preenchido com líquido, a transferência de calor é mais eficiente, logo a pressão pode ser mais elevada. Este aumento de pressão resulta numa menor razão de compressão no grupo MT e logo numa poupança energética significativa [28, 41]. A remoção de líquido no DAGL é realizada sem a necessidade da utilização de uma bomba de líquido ou o recurso a uma forma externa de evaporar todo o fluido antes de seguir para o compressor [43, 46]. Apesar de isto representar apenas um pequeno ganho em termos de diminuição do trabalho, pode significar uma grande redução do investimento inicial e, devido à ausência de partes móveis, de manutenção, quando comparado com ciclos semelhantes que utilizam uma bomba de líquido [42, 46, 69]. À semelhança dos anteriores, podem ser utilizados múltiplos ejetores em paralelo com vista a conseguir uma ejeção eficiente, em conformidade com as condições de operação. Um ciclo simples de ejeção líquida pode ser representado pelos diagramas da Figura 23 e da Figura 24.

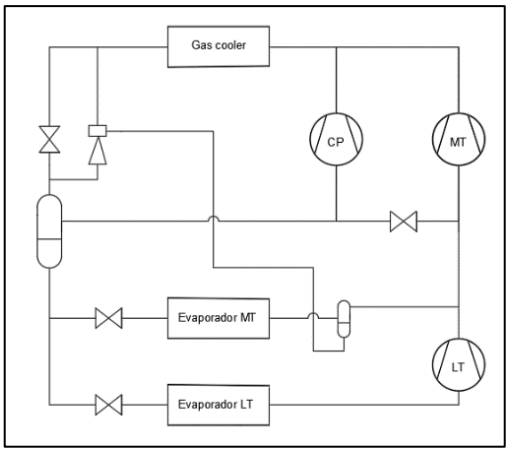


Figura 23 - Diagrama de componentes do ciclo booster com compressão paralela e ejeção de líquido.

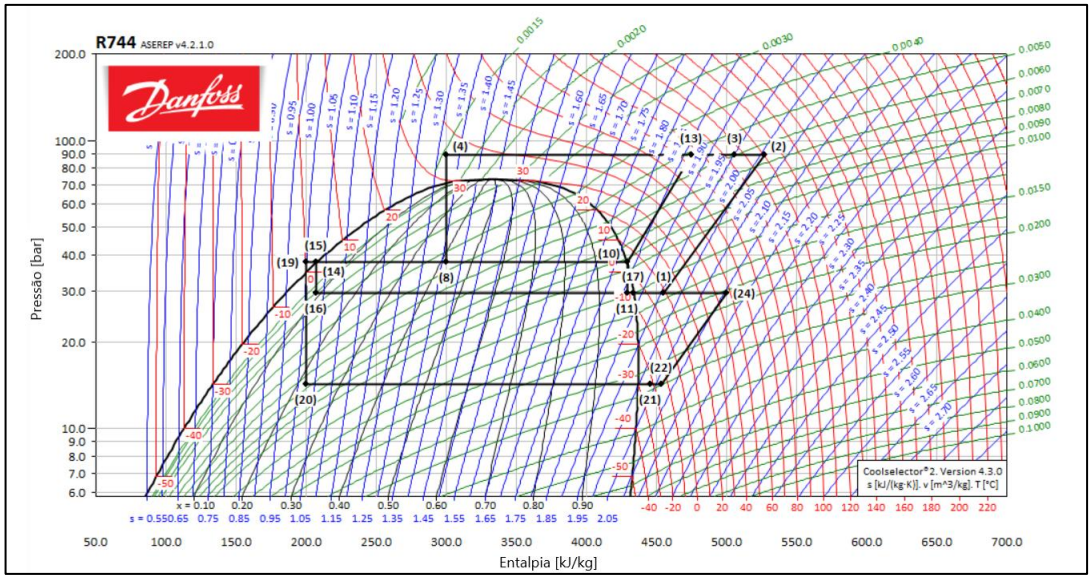


Figura 24 - Diagrama P-h do ciclo *booster* com compressão paralela e ejeção de líquido [28].

3 Desempenho reduzido em ciclos a CO_2

Os ciclos a CO_2 apresentam, por norma, uma eficiência elevada a temperaturas baixas, mas mais baixa a temperaturas elevadas (a partir dos 15 °C). Isto torna-se um problema, principalmente, em países nos quais a temperatura ambiente é elevada durante grande parte do ano, como é o caso dos países do sul da Europa. De acordo com a secção 2.5.2 desta dissertação, para atingir melhores desempenhos em dias quentes de verão a razão compressão tem de ser elevada, o que leva a um aumento do trabalho de compressão e a uma diminuição relativa do COP [10].

Para além da temperatura ambiente, outras variáveis, externas ou internas à instalação, têm influência na eficiência de componentes como ejetores e compressores. Alguns destes fatores serão estudados em detalhe neste capítulo, de forma a garantir um suporte suplementar às decisões apresentadas no capítulo 5.

Quando omisso, ou se indicado o contrário, neste capítulo e nos seguintes, as condições termodinâmicas do fluido foram calculadas com recurso ao *software mini-REFPROP* do NIST [70].

3.1 Influência de variáveis internas e externas no funcionamento dos ejetores de líquido

3.1.1 Temperatura ambiente

Quantidade de líquido recuperada

Um dos fatores fundamentais na seleção de um ejetor de líquido é a quantidade de fluido secundário que é possível comprimir para uma determinada temperatura ambiente. De forma a compreender a influência da temperatura ambiente neste fator podem ser utilizados mapas de desempenho de ejetores. Para isso recorreu-se aos mapas de desempenho disponibilizados através do *software Coolselector2*® da *Danfoss* [28]. Os resultados obtidos para o ejetor CTM 1 LE 200, para uma temperatura de evaporação de MT de -5 °C e pressão no DL de 34 bar podem ser visualizados na Figura 25.

Da Figura 25 pode-se retirar que, para a mesma pressão no DL, um aumento na temperatura ambiente, da qual resulta um aumento na pressão do *gas cooler*, permite a recuperação de uma maior quantidade de líquido. Isto significa que as condições mais desfavoráveis, correspondentes à quantidade de líquido mínima que se pode recuperar, se verificam para a temperatura ambiente mínima de operação do ejetor (5 °C para o fabricante selecionado).

Para permitir que os evaporadores operem em regime inundado em toda a gama de temperaturas ambiente de operação do ejetor de líquido, o caudal de CO_2 líquido que é possível recuperar deve ser superior ao caudal de líquido que chega ao DAGL. Observando a Figura 25 é possível retirar que, para uma central a operar segundo as condições especificadas e na qual o caudal de líquido que chega ao DAGL é de 0,01 kg/s, os evaporadores podem operar semi-inundados em toda a gama de temperaturas ambiente estudadas. Por outro lado, para uma central semelhante, mas na qual o caudal de entrada de líquido no DAGL é de 0,03 kg/s, os

evaporadores só podem operar semi-inundados a partir de temperaturas superiores a 16 °C. Para este caso deve ser selecionado um ejetor de líquido com maior capacidade.

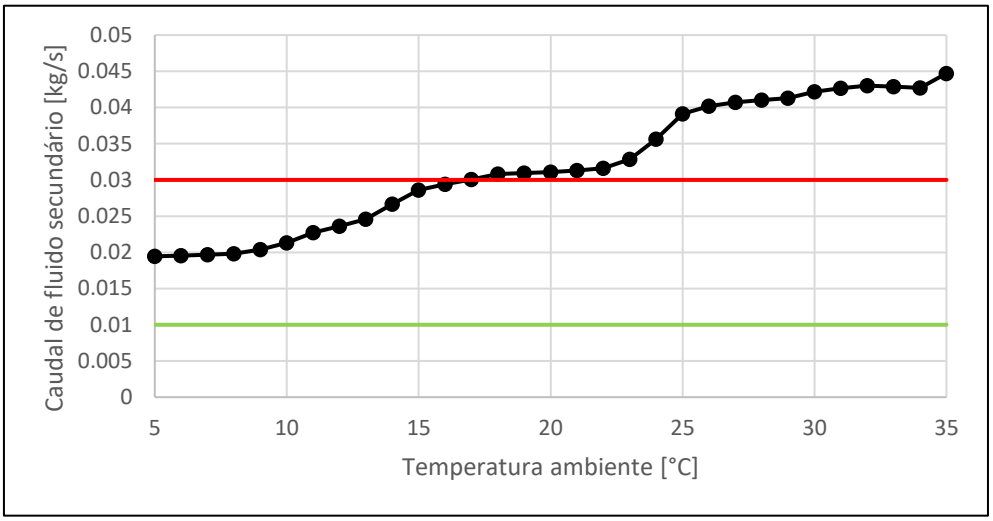


Figura 25 – Variação da quantidade de líquido recuperada com a temperatura ambiente [28].

Recuperação de pressão

Para a mesma temperatura de evaporação, a recuperação de pressão no ejetor aumenta quanto maior for a temperatura ambiente (associada a um aumento da pressão do gas *cooler*) até atingir um máximo, dependente do ejetor, mas normalmente entre os 40 °C e os 45 °C [64].

A utilização de ejetores de líquido, em vez de uma bomba circuladora, tem um problema adicional no que diz respeito à temperatura ambiente. Para pressões muito baixas no *gas cooler* (associadas a temperaturas ambiente baixas), a pressão do fluido primário no ejetor será baixa e, para alguns casos, insuficiente para elevar a pressão do líquido presente no DAGL até ao valor da pressão do depósito de líquido. Por outras palavras, para baixas temperaturas ambiente a razão de arrasto do ejetor diminui e pode ser necessária a introdução de um ejetor com maior capacidade de ejeção máxima para a elevar a pressão da quantidade total de líquido, o que pode não justificar o investimento. Quando as instalações operam em regime transcrítico, esta questão não é um problema, já que o diferencial de pressão entre o *gas cooler* e as pressões normais do depósito de líquido é suficientemente elevado para elevar a pressão do fluido secundário. Na Figura 26 encontra-se representado o mapa de recuperação de pressão de um ejetor de líquido típico. A área abaixo da linha representa as condições segundo as quais a ejeção de líquido é possível. Como se pode visualizar, se a diferença de pressão entre o *gas cooler* e o depósito de líquido for de 8 bar, a elevação da pressão do líquido no DAGL em 4 bar não é possível (ponto 1) e os evaporadores não devem operar em regime inundado. No entanto, se essa diferença aumentar para 20 bar já é possível atingir a recuperação de pressão desejada (ponto 2) e os evaporadores podem operar em regime inundado. O problema da recuperação de pressão insuficiente pode ser mitigado pela variação da pressão no depósito de líquido, que será analisada de seguida.

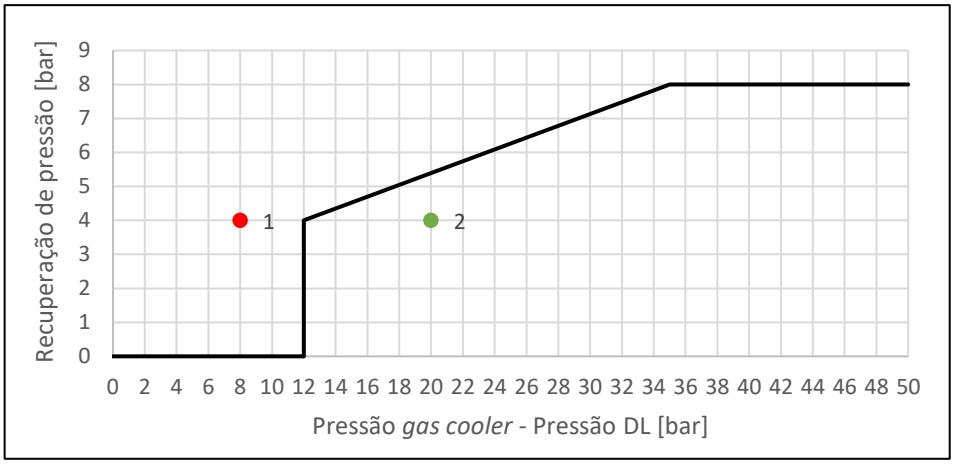


Figura 26 - Mapa de um ejetor de líquido. Baseado em [71].

Pressão no depósito de líquido

Um fator com implicações tanto na recuperação de pressão como na quantidade de líquido possível recuperar é a pressão no depósito de líquido. Este valor influencia a operação dos ejetores de líquido no sentido em que, quanto maior for a pressão no DL, maior terá de ser a pressão recuperada. A escolha da pressão ótima no reservatório tem de ser analisada caso a caso, tendo em conta os seguintes pontos:

- Temperatura ambiente no local da instalação: Para baixas temperaturas ambiente a diminuição da pressão no DL facilita a operação do ejetor;
- Funcionamento do compressor paralelo: Quanto mais baixa for a pressão no DL, maior será o diferencial de pressões entre a aspiração e descarga do compressor paralelo (que inicia o seu funcionamento para temperaturas a rondar os 15 - 20 °C) e o trabalho nesses compressores irá aumentar, ainda que ligeiramente (como será estudado na secção 3.2.3);
- Impacto na entalpia de entrada nos evaporadores e quantidade de *flash gas* formada no depósito.

Para determinadas condições de funcionamento da instalação, as janelas de temperatura ambiente para as quais opera o mesmo ejetor a pressões do depósito diferentes (assumindo as condições de pressão no *gas cooler* do Anexo B) podem ser visualizadas na Figura 27.

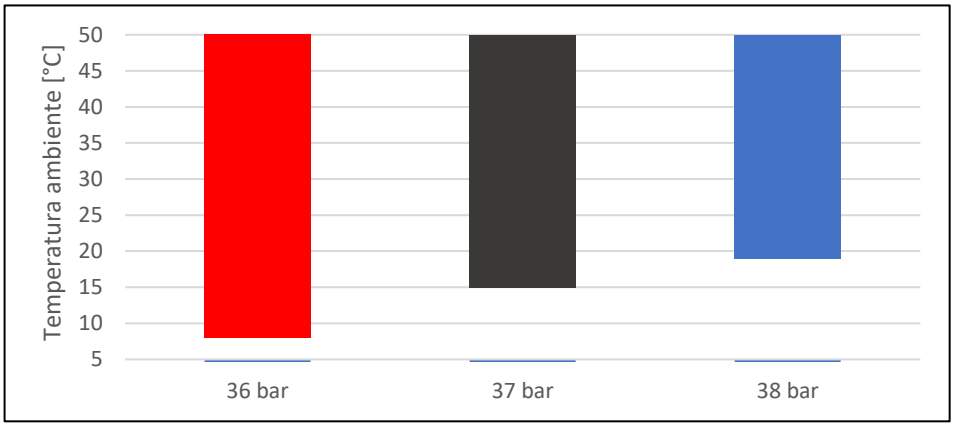


Figura 27 - Janelas de operação de um ejetor de líquido para diferentes pressões no DL [28].

O controlo da pressão no DL é realizado através dos controladores da instalação. Este controlo pode ser realizado segundo um valor fixo de pressão (*set-point)* ou variando a pressão no DL, o que permite maximizar o COP em função das condições de operação. Isto significa,

normalmente, que para temperaturas exteriores baixas a pressão no DL será também baixa, por volta dos 30 a 34 bar, subindo até aos 38 a 42 bar quando a temperatura ambiente é mais elevada.

3.1.2 Potência frigorífica

Capacidade utilizada do ejetor

A variação da carga frigorífica de um sistema influencia diretamente a capacidade utilizada pelo ejetor. O aumento da carga frigorífica significa um aumento da potência frigorífica na equação (2.8), que leva, para as mesmas condições de temperatura e sobreaquecimento, a um aumento do caudal que passa no evaporador. Consequentemente, há um aumento da quantidade de líquido que o ejetor terá de comprimir, o que implica uma maior utilização da capacidade disponível.

Este fator é particularmente importante no processo de seleção dos ejetores e deve ser garantido que a capacidade necessária não ultrapassa a capacidade do ejetor instalado. Ou seja, e tomando como exemplo o ejetor representado na Figura 28, a partir de uma necessidade frigorífica na instalação igual ou superior a 25 kW, o ejetor selecionado torna-se insuficiente para a instalação operar com evaporadores inundados, devendo ser escolhidos ejetores com capacidade mais elevada.

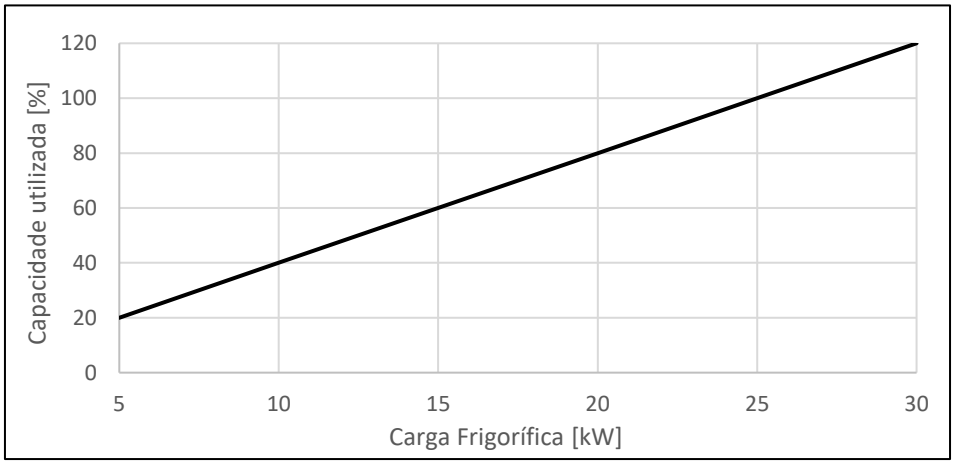


Figura 28 - Variação da capacidade utilizada de um ejetor com a capacidade frigorífica da instalação.

3.2 Influência de variáveis internas e externas na potência elétrica de compressão

Para se realizar um estudo completo das condições de operação dos compressores é necessário recorrer a mapas de desempenho dos mesmos, fornecidos pelos fabricantes. Estes mapas podem ser representados, segundo as normas EN 12900 e AHRI 570, através de um polinómio de terceira ordem. Para compressores a operar em regime subcrítico:

$$Y = C_1 + C_2 * T_e + C_3 * T_c + C_4 * {T_e}^2 + C_5 * T_e * T_c + C_6 * {T_c}^2 + C_7 * {T_c}^3 + \\ + C_8 * {T_e}^2 * T_c + C_9 * T_e * {T_c}^2 + C_{10} * {T_c}^3 \quad (3.1)$$

Onde:

Y representa a variável a calcular

C_1 a C_{10} representam os coeficientes do compressor

T_e representa a temperatura no evaporador, e

T_c representa a temperatura de condensação

E em regime transcrítico:

$$Y = C_1 + C_2 * T_e + C_3 * P_{gc} + C_4 * {T_e}^2 + C_5 * T_e * P_{gc} + C_6 * {P_{gc}}^2 + C_7 * {P_{gc}}^3 + \\ + C_8 * {T_e}^2 * P_{gc} + C_9 * T_e * {P_{gc}}^2 + C_{10} * {P_{gc}}^3 \quad (3.2)$$

Onde:

P_{gc} representa a pressão no *gas cooler*

Estes polinómios, baseados em teste empíricos, permitem calcular algumas caraterísticas dos compressores consoante as condições de operação (temperatura ambiente, temperatura de evaporação MT e sobreaquecimento), tais como a potência elétrica, o caudal ou a corrente. Sabendo uma dessas caraterísticas, para determinadas condições de operação, e recorrendo a uma aproximação linear (interpolação ou extrapolação), é possível calcular as outras [72]. Isto deve-se à variação aproximadamente proporcional entre estas caraterísticas e a velocidade de rotação. O cálculo do caudal comprimido num compressor MT, sabendo as condições da instalação e a potência elétrica no compressor foi realizado de forma detalhada na secção C.1 do Anexo C e servirá de exemplo para outros valores calculados neste subcapítulo. O cálculo da potência elétrica para o mesmo compressor MT e condições da instalação, sabendo o caudal comprimido, foi também realizado e pode ser visualizado na secção C.2 do Anexo C.

3.2.1 Influência da variação da temperatura ambiente na potência elétrica de compressão MT

Como mencionado na secção 2.5.2, as instalações a CO_2 rejeitam calor a uma temperatura tanto mais elevada quanto maior for a temperatura ambiente, de forma a permitir um arrefecimento eficiente à pressão ótima. Isto significa que, quanto maior for a temperatura ambiente, maior será a pressão de descarga dos compressores, e consequentemente, maior a potência elétrica de compressão.

Para avaliar este fator de forma numérica foi calculada, recorrendo a uma folha de cálculo, a operação de um grupo de compressores MT de uma instalação transcrítica *booster*, para um caudal MT constante de 0,5 kg/s, para um intervalo de temperaturas de 5 a 35 °C. O grupo de compressores MT corresponde a 3 compressores 4HTC-20K da *Bitzer*. A aproximação foi realizada a partir dos coeficientes para as frequências mínima e máxima dos compressores, como exemplificado na secção C.1 do Anexo C. As caraterísticas relevantes da instalação podem ser visualizadas na Tabela 2. A partir das equações (3.1) e (3.2), da Tabela 2, do Anexo B e do Anexo C é possível calcular, por aproximação linear, os valores de potência elétrica esperada para cada temperatura ambiente. Estes valores podem ser visualizados na Figura 29.

Tabela 2 - Caraterísticas da instalação.

Caudal MT	0.5 kg/s
Temperatura de evaporação	-10 °C
Sobreaquecimento	10 K
Grupo de Compressão	3 x *Bitzer* 4HTC-20 K

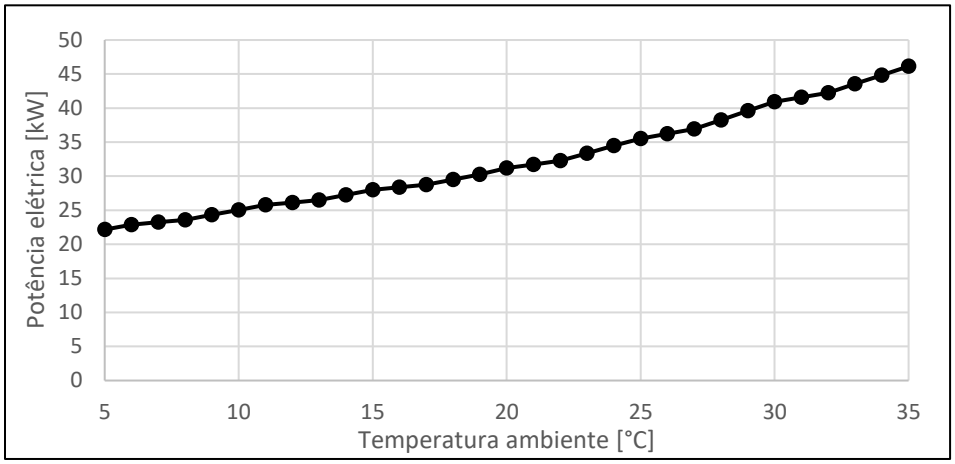


Figura 29 - Potência elétrica de compressão MT para diferentes temperaturas ambiente.

Como se pode verificar pela Figura 29, e como esperado, um aumento da temperatura ambiente leva a um aumento da potência dos compressores MT, para uma mesma potência frigorífica. Esta diferença seria ainda mais elevada se se tivesse em conta o aumento da potência frigorífica normalmente associada a temperaturas ambiente mais elevadas.

3.2.2 Influência da variação da temperatura de evaporação na potência elétrica de compressão MT

A potência elétrica necessária para comprimir uma determinada quantidade de fluido a partir de diferentes temperaturas de evaporação foi estudada, de forma a avaliar a sua influência. À semelhança da secção 3.2.1, foi realizado um estudo da variação da potência elétrica de compressão em função da temperatura ambiente, mas neste caso tendo também em conta diferentes temperaturas de evaporação. As condições deste estudo são idênticas às da secção 3.2.1, à exceção da temperatura de evaporação, tendo sido consideradas três temperaturas diferentes, -10, -5 e 0 °C. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Figura 30.

A partir da Figura 30 pode-se retirar que um aumento da temperatura de evaporação MT resulta numa diminuição da potência elétrica que é necessário fornecer para comprimir o fluido desde a pressão de evaporação até à pressão ótima no *gas cooler* para qualquer temperatura ambiente.

Na Figura 31, elaborada com base nos mesmos dados que a Figura 30, foi representada a poupança de potência elétrica para as temperaturas de evaporação de -5 e 0 °C em função da temperatura ambiente, por comparação com a temperatura de evaporação de -10 °C. Como se pode visualizar, a poupança de potência elétrica é maior para temperaturas ambiente mais elevadas e, para os casos estudados, toma o valor médio de 1 kW por grau de temperatura de evaporação mais elevado.

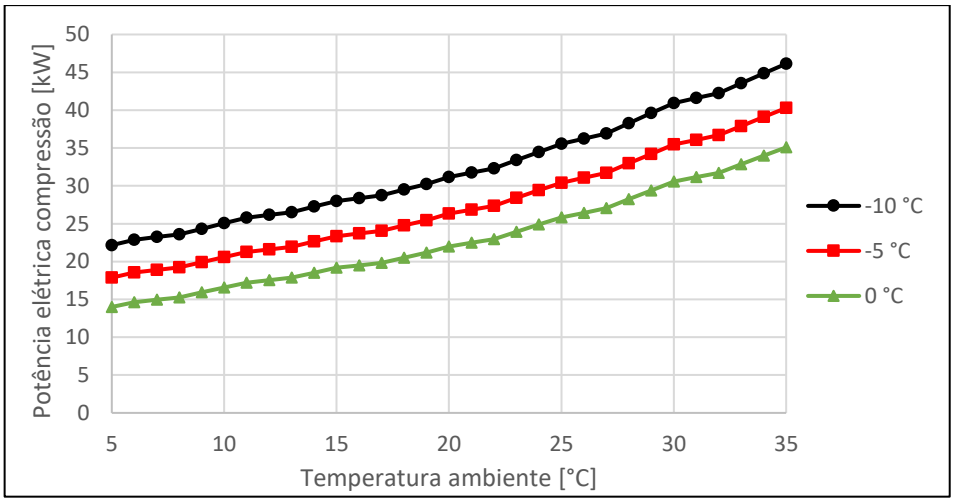


Figura 30 - Potência elétrica de compressão MT para diferentes temperaturas de evaporação.

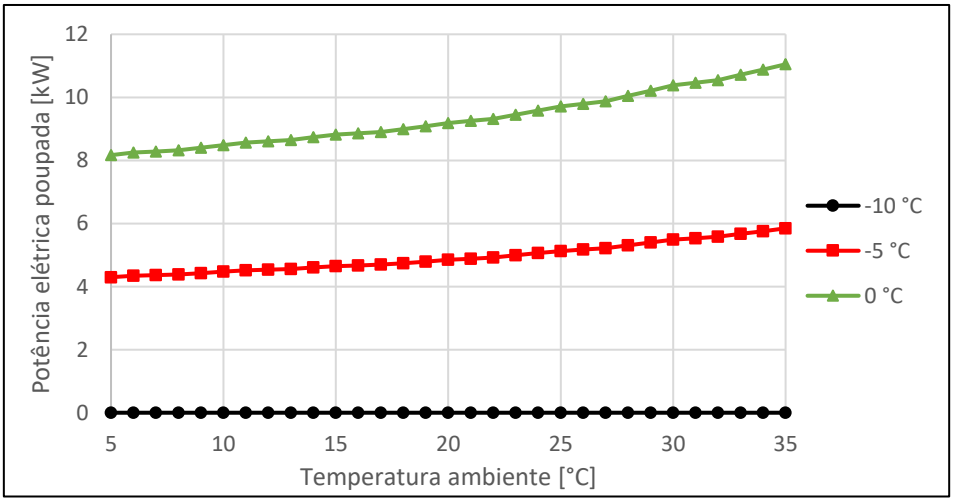


Figura 31 - Poupança de potência elétrica por variação da temperatura de evaporação.

3.2.3 Influência da variação da pressão no depósito de líquido na potência elétrica de compressão de compressores paralelos

A influência da variação da pressão no depósito na potência elétrica de compressão tem o mesmo fundamento que a secção 3.2.2 e a partir da Figura 32, calculada de acordo com as informações iniciais do subcapítulo 3.2 para um compressor 4MTC-10K-40S da *Bitzer*, pode-se verificar que os resultados são semelhantes, ou seja, um aumento da pressão baixa (pressão no DL) resulta na diminuição da potência necessária para comprimir o vapor à saída do DL, tal como seria de esperar [70].

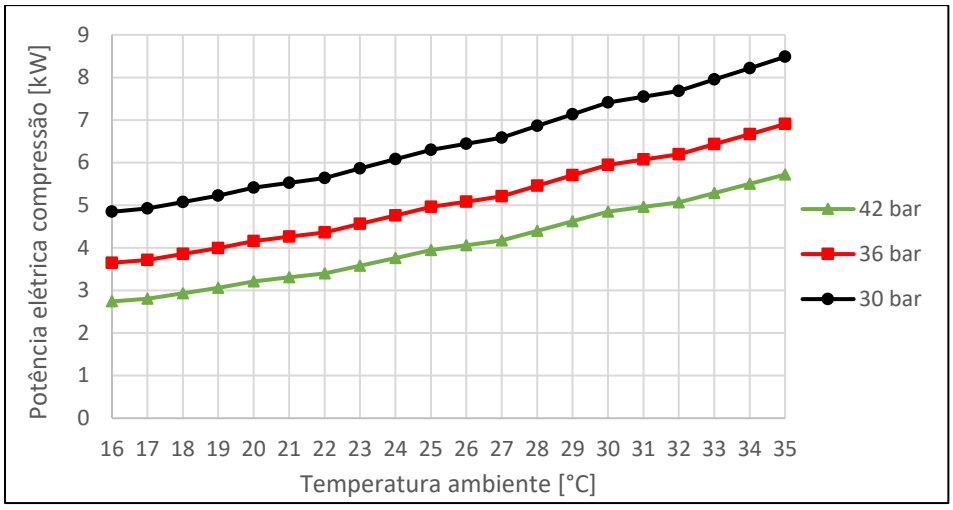


Figura 32 - Variação da potência elétrica de compressão paralela em função da pressão no DL.

3.3 Desempenho em ciclos a CO_2 e relação com a temperatura

Tendo sido estudada, nos subcapítulos anteriores, a influência que a variação das condições de operação do ciclo tem no funcionamento de ejetores de líquido e de compressores, será agora analisado o desempenho dos vários ciclos apresentados nos subcapítulos 2.4 e 2.5 .

O objetivo deste subcapítulo é, assim, estudar as implicações que as alterações ao ciclo *booster* simples têm no COP de uma instalação. De seguida serão abordados os resultados obtidos por Gullo, et al [46] relativos a este tema.

Os sistemas a analisar, representados na Figura 33, são um ciclo tradicional a R404a (CT), para comparação com ciclos *booster* sem compressão paralela (CB), com compressão paralela (CP), compressão paralela com evaporadores MT inundados, assumida equivalente aos ciclos CEL, compressão paralela e ejeção de vapor (CEV) e compressão paralela e ejeção de vapor com evaporadores MT e LT inundados (CEVI).

O CT representa o desempenho de um ciclo de compressão de vapor com evaporadores secos tradicional. Para temperaturas ambiente inferiores a 15 °C o COP deste ciclo é relativamente constante e ligeiramente inferior a 3. A partir de temperaturas superiores o desempenho desce a um ritmo baixo, sendo o COP mínimo, 1,4 verificado à temperatura máxima analisada.

O CB tem um COP máximo de 4, verificado à temperatura ambiente mínima de operação estudada, superior ao do CT e constante até aos 4 °C. A partir desta temperatura o desempenho diminui a um ritmo relativamente elevado, sendo este valor equivalente ao do CT aos 15 °C. A partir desta temperatura o COP é sempre inferior ao do CT. Por esta análise e pelas tabelas D 1 e D 2 do Anexo D, que representam a temperatura anual na cidade de Matosinhos e de Estocolmo é possível perceber a razão pela qual estes ciclos não foram implementados nos locais com climas mais quentes como Portugal, ao contrário dos países nórdicos para os quais o desempenho médio é superior ao do CT.

O CP apresenta uma evolução semelhante ao CB até a temperatura ambiente de 17 °C, a partir da qual o compressor paralelo entra em funcionamento. A introdução da compressão em paralelo permite que, a partir desta temperatura e até temperaturas ambiente a rondar os 27 °C o desempenho dos ciclos CP se equipare à dos ciclos tradicionais, sendo inferior a partir deste valor. Isto significa que estes ciclos têm, para a maior parte do ano, em locais quentes, um desempenho superior ou equivalente ao CT, razão pela qual este tipo de sistemas tem vindo a ser implementado em locais com climas mais quentes como é o caso de Portugal.

O CEL tem, a partir dos 5 °C, um desempenho superior aos restantes ciclos até agora apresentados, mantendo esta superioridade até temperaturas superiores a 30 °C, temperatura no qual o COP é equivalente ao dos CT. Os ciclos CEL permitem uma poupança de energia elétrica entre os 15 e os 18% por ano, consoante a temperatura ambiente média, quando comparada com um ciclo *booster* tradicional, sendo que 10 a 13% são devidos diretamente à utilização de evaporadores inundados [43, 44, 56]. Este valor corresponde à poupança que se deve esperar na instalação que se irá projetar no capítulo 5.

Os ciclos com ejeção de vapor apresentam os melhores desempenhos em toda a gama de temperaturas estudadas, principalmente quando as temperaturas exteriores são mais reduzidas, pelo que é de esperar que venham a ser, cada vez mais, utilizados em instalações a operarem a CO_2.

Como se pode visualizar pela Figura 33, o desempenho dos ciclos a CO_2 cai rapidamente com o aumento da temperatura ambiente. Este facto deve-se ao aumento da pressão no *gas cooler* associado às temperaturas mais elevadas, como mencionado na secção 2.5.2. Para além disto, a diferença entre o desempenho dos diferentes ciclos reduz com o aumento da temperatura ambiente. Este fator pode ser explicado pelo aumento da razão de compressão MT a temperaturas ambiente mais altas.

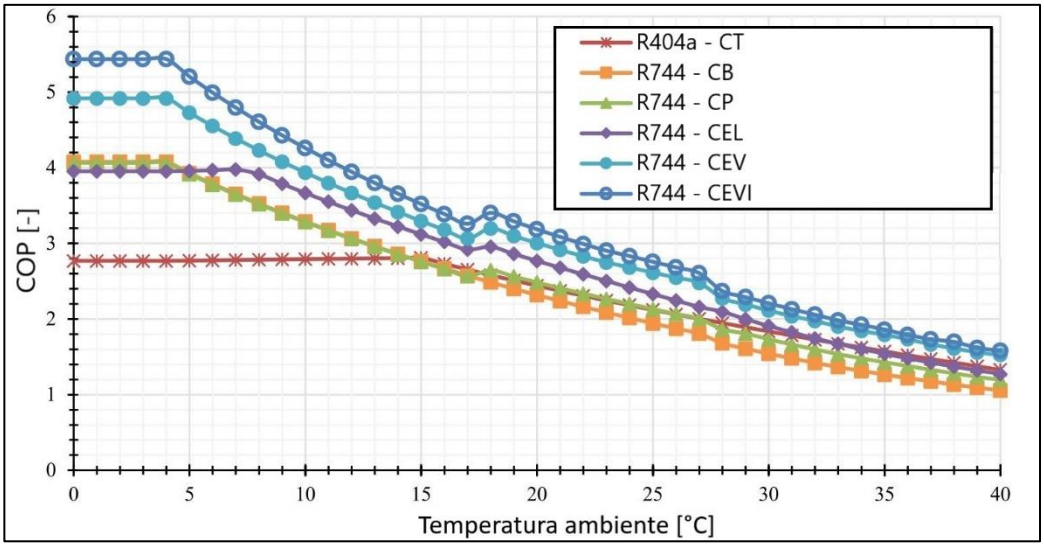


Figura 33 - COP em função da temperatura ambiente [46].

4 Instalação original

Neste capítulo serão apresentadas todas as informações relevantes relativas à instalação a CO_2 em estudo. Conforme referido anteriormente, esta instalação, para a qual se pretende projetar um sistema de ejeção de líquido, com vista ao funcionamento em evaporadores inundados, encontra-se atualmente a operar num supermercado localizado no norte do país.

No subcapítulo 4.1 serão apresentados todos os dados de projeto da instalação, necessários para um estudo das condições atuais de operação.

De seguida, no subcapítulo 4.2, será apresentado o diagrama PID da instalação original. Este subcapítulo servirá base para a elaboração de um novo diagrama PID no capítulo 5.

No último subcapítulo, o subcapítulo 4.3, serão apresentadas as condições reais de operação da instalação no ano de 2020 e será realizado um estudo do desempenho nesse intervalo de tempo.

4.1 Dados relativos à instalação original

A instalação opera, neste momento, segundo um ciclo *booster* com compressão paralela e evaporadores secos, de acordo com o exposto nas secções 2.4.4 e 2.5.4. As condições de projeto da instalação atual estão representadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Dados de projeto da instalação atual.

Capacidade frigorífica MT	80,94 kW
Temperatura de evaporação MT	-10 °C (26,5 bar)
Quantidade de evaporadores MT	34
Grupo de compressores MT	3 x 4HTC-20K
Compressor paralelo	4MTC-10K-40S
Capacidade frigorífica LT	19,82 kW
Temperatura de evaporação LT	-32 °C (13,34 bar)
Quantidade de evaporadores LT	7
Grupo de compressores LT	3 x 2JSL-2K
Pressão no depósito de líquido	38 bar

4.2 Diagrama PID original

O diagrama PID da instalação original pode ser consultado no anexo F. Este diagrama serve de base para melhor compreensão da instalação em estudo.

4.3 Desempenho da instalação original

Antes de se proceder ao cálculo das caraterísticas de operação da instalação foi necessário obter os dados de operação relativos ao ano de 2020 referentes à potência elétrica nos grupos MT, LT, CP para os diferentes regimes de temperatura ambiente.

Para tal, recorreu-se ao sistema de supervisão da loja, que calcula e regista a percentagem de carga de cada um dos grupos compressores para as diferentes temperaturas ambiente e horas do dia. Esta percentagem de carga é função da potência elétrica máxima dos compressores, valor fixo e pré-definido aquando da parametrização da central. Para este caso, toma o valor de 69,3, 7,2 e 12,6 kW para os grupos MT, LT e CP, respetivamente. Assim, para determinar a potência elétrica de cada grupo de compressores num momento basta multiplicar a percentagem de carga pela potência elétrica máxima correspondente.

Foi selecionado um intervalo entre amostras de 1 hora durante todo o ano. A partir dos valores de temperatura ambiente fornecidos é possível ainda calcular o número de horas anuais às quais uma determinada temperatura ambiente se fez sentir. Estes valores podem ser consultados na Figura 34 e na Tabela D 3.

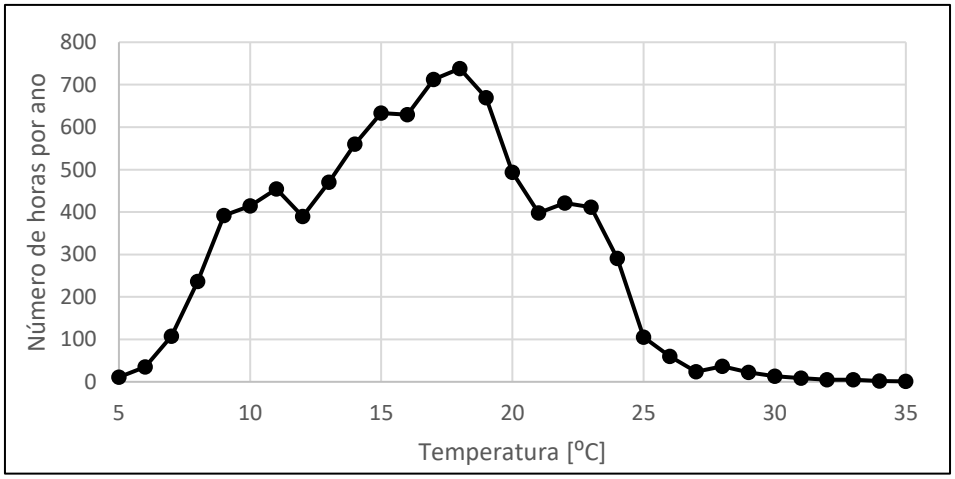


Figura 34 - Temperatura ambiente anual medida.

Para uma determinada temperatura ambiente pode ser estimada a percentagem de carga média em cada grupo de compressores, calculada como a média das percentagens de carga verificadas para essa temperatura ao longo do ano. Como exemplo, será apresentado de seguida o cálculo da percentagem de carga MT média para a temperatura de 18 °C num dia típico. Na Tabela 4 podem ser visualizados os dados da percentagem de carga MT e temperatura ambiente obtidos através do sistema de supervisão da instalação. A percentagem de carga média MT verificada para a temperatura de 18 °C nesse dia pode ser calculada da seguinte forma:

$$\%\bar{P}_{M18} = \frac{P_2 + P_3 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_{22} + P_{23}}{n} = \\ = \frac{47 + 38 + 34 + 33 + 36 + 61 + 37 + 41}{8} = 40,9\% \quad (4.3)$$

Onde:

$\%\bar{P}_{M18}$ é a percentagem de carga MT média a 18 °C

P_x é a percentagem de carga na hora x, e

n é o número de dados com temperatura ambiente de 18 °C

Tabela 4 - Dados de percentagem de carga MT e temperatura ambiente.

Hora	Potência elétrica MT [%]	Temperatura ambiente [°C]
0	37	19
1	41	19
2	47	18
3	38	18
4	36	19
5	34	18
6	33	18
7	36	18
8	61	18
9	46	20
10	53	19
11	54	21
12	49	23
13	56	24
14	77	23
15	64	24
16	46	24
17	55	24
18	63	23
19	39	23
20	46	21
21	49	20
22	37	18
23	41	18

A partir do valor obtido em (4.3) é possível calcular a potência elétrica MT média a 18 °C para aquele dia. Multiplicando 40,9% por 69,3 kW obtém-se 28,3 kW. Isto significa que, para este dia, a potência elétrica MT média quando a temperatura ambiente era de 18 °C foi de 28,3 kW. Alargando esta análise a todas as horas e temperaturas ambiente num ano é possível prever os valores médios anuais de potência elétrica MT para cada temperatura. Este estudo foi repetido para cada um dos grupos de compressão. Os resultados obtidos podem ser visualizados nas figuras 35 a 37.

A potência elétrica média total utilizada pela instalação para uma determinada temperatura ambiente pode ser calculada como o somatório das potências elétricas médias para cada um dos grupos de compressores a essa temperatura. Para a temperatura de 18 °C pode ser representada pela equação (4.4):

$$\bar{P}_{Total18} = \bar{P}_{M18} + \bar{P}_{CP18} + \bar{P}_{LT18} = 26{,}7+3{,}6+0{,}9=31{,}2 \text{ kW} \quad (4.4)$$

Onde:

$\bar{P}_{Total18}$ é a potência elétrica total média a 18 °C

$\bar{P}_{M18}$ é a potência elétrica MT média a 18 °C

$\bar{P}_{CP18}$ é a potência elétrica CP média a 18 °C

$\bar{P}_{LT18}$ é a potência elétrica LT média a 18 °C

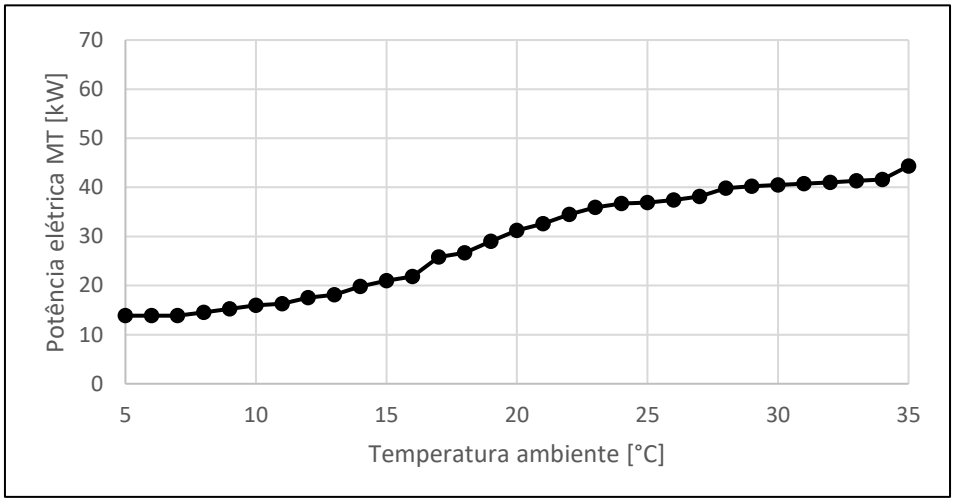


Figura 35 – Potência elétrica média anual MT na instalação original.

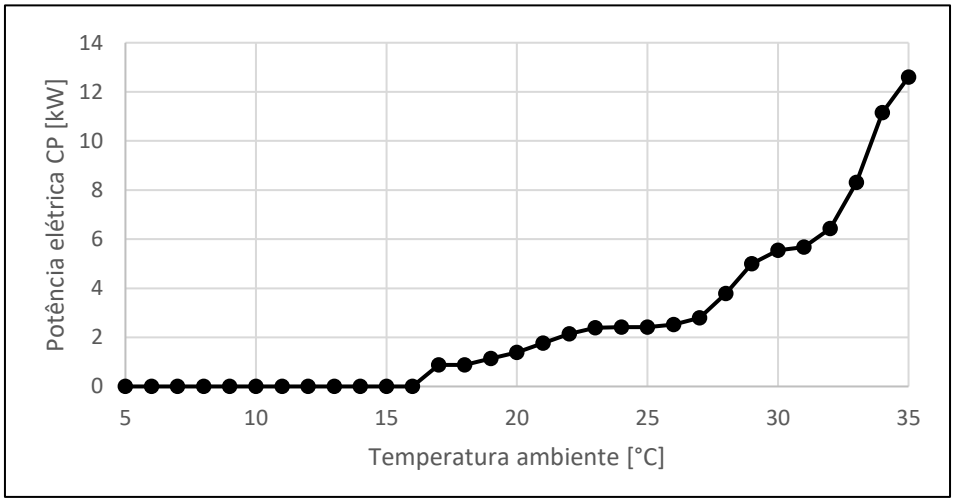


Figura 36 - Potência elétrica média anual no compressor paralelo na instalação original.

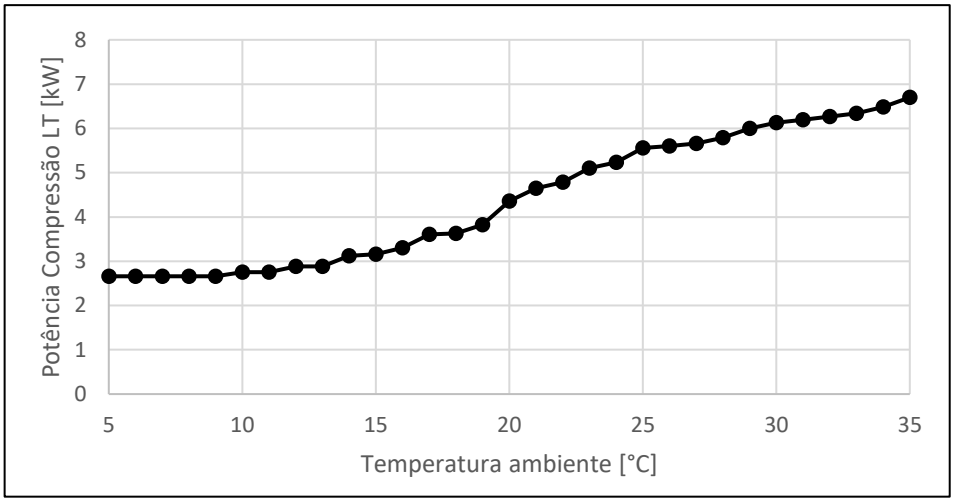


Figura 37 - Potência elétrica média anual LT na instalação original.

Os resultados obtidos para a potência elétrica total média a cada umas das temperaturas relevantes para a instalação original podem ser visualizados na Figura 38.

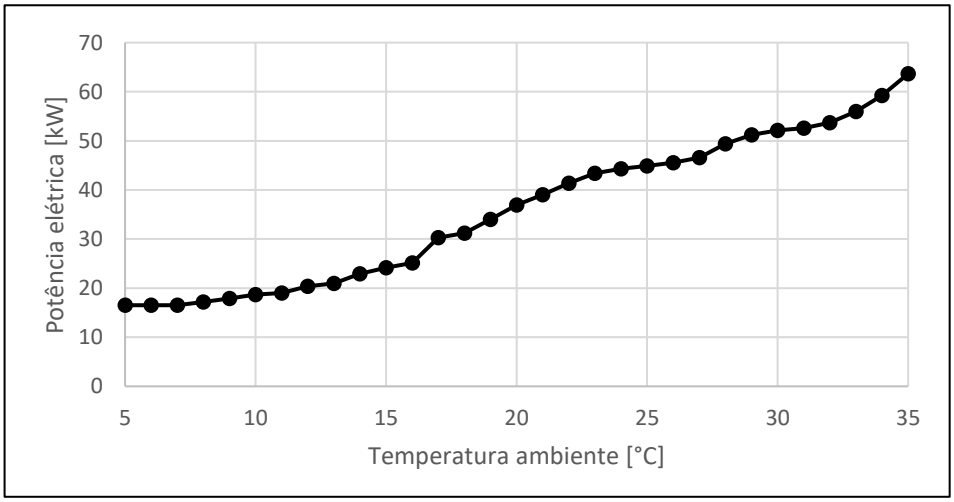


Figura 38 - Potência total média anual na instalação original.

Para o cálculo da carga frigorífica MT são necessários, segundo a equação (2.8), os dados relativos ao caudal nos evaporadores MT e entalpia de entrada e de saída do evaporador. A partir da potência elétrica média em MT e do método mencionado no subcapítulo 3.2 e no Anexo C pode ser efetuado o cálculo do caudal em circulação nos compressores MT para um caso médio a uma determinada temperatura ambiente. Para os cálculos foi considerado:

- Temperatura de evaporação de -10 °C;
- Temperatura de condensação ou pressão no *gas cooler* de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

O caudal nos evaporadores LT corresponde diretamente ao caudal deslocado pelos compressores LT e pode ser calculado de acordo com o método mencionado no subcapítulo 3.2, assumindo:

- Temperatura de evaporação de -32 °C;
- Temperatura de condensação de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

Para o circuito de média temperatura não se pode assumir o mesmo princípio uma vez que o caudal que entra nos compressores MT resulta do somatório do caudal de descarga dos compressores LT, dos evaporadores de MT e do caudal de *flash gas* (sempre que os compressores paralelos não estejam em funcionamento). O caudal nos evaporadores MT, $\dot{m}_{evapmt}$, pode assim ser calculado sabendo o caudal nos compressores MT, LT e caudal de *flash gas*:

$$\dot{m}_{evapmt} = \dot{m}_{cmt} - \dot{m}_{lt} - \dot{m}_{flash} \tag{4.5}$$

Onde:

$\dot{m}_{cmt}$ é o caudal de fluido médio deslocado pelos compressores MT

$\dot{m}_{lt}$ é o caudal de fluido médio deslocado pelos compressores LT, e

$\dot{m}_{flash}$ é o caudal médio de *flash gas* com os evaporadores em modo seco

Na prática, quando o compressor paralelo está em funcionamento o caudal de *flash gas* é nulo, no entanto, para uma determinada temperatura ambiente, irão existir momentos nos quais o compressor ou a válvula de *flash gas* estarão em operação o que significa que, apesar de nunca poderem estar ambos em operação simultaneamente, em termos médios existirá caudal no compressor paralelo e de *flash gas*. O caudal de *flash gas* médio, tendo em conta o caudal CP médio, pode ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{m}_{flash} = \frac{(\mathrm{h}_{saigc} - \mathrm{h}_{líqDL})}{(\mathrm{h}_{vaporDL} - \mathrm{h}_{líqDL})} * (\dot{m}_{cmt} + \dot{m}_{cp}) - \dot{m}_{cp} \tag{4.6}$$

Onde:

h_{saigc} é a entalpia do fluido à saída do *gas cooler* (igual à entalpia de entrada no DL)

$\mathrm{h}_{líqDL}$ é a entalpia do líquido saturado à pressão do DL

$\mathrm{h}_{vaporDL}$ é a entalpia do vapor saturado à pressão do DL, e

$\dot{m}_{cp}$ é o caudal médio no compressor paralelo com os evaporadores em modo seco

A entalpia à saída do *gas cooler* foi calculada de acordo com as condições mencionadas na Tabela B 1. A entalpia do fluido no DL foi calculada de acordo com o *set-point* de pressão de 38 bar. O caudal no compressor paralelo pode ser calculado de acordo com o método mencionado no subcapítulo 3.2, assumindo:

- Temperatura de evaporação igual à temperatura no DL;
- Temperatura de condensação ou pressão no *gas cooler* de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

A entalpia à entrada dos evaporadores MT é igual à entalpia do líquido saturado à pressão do DL. A entalpia de saída dos evaporadores MT é calculada para a pressão de evaporação e temperatura equivalente à soma da temperatura de evaporação com o sobreaquecimento (10 K) que corresponde à temperatura de 0 °C. Sabendo estes dados é possível, através da equação (2.8), calcular a carga frigorífica MT média para cada temperatura ambiente:

$$\dot{Q}_{Lmt} = \dot{m}_{evapmt} * \left(h_{vaporevapmt} - h_{líqDL}\right) \quad (4.7)$$

Onde:

$\dot{Q}_{Lmt}$ é a carga frigorífica MT, e

$h_{vaporevapmt}$ é a entalpia do fluido à saída do evaporador

Para o cálculo da carga frigorífica LT são necessários, segundo a equação (2.8), os dados relativos ao caudal nos evaporadores LT (já especificados) e entalpia de entrada e de saída do evaporador. A entalpia de entrada nos evaporadores LT corresponde à entalpia do líquido saturado à pressão do DL e a entalpia de saída do evaporador corresponde à soma da temperatura de evaporação com o sobreaquecimento (10 K), ou seja -22 °C. Sabendo estes dados é possível, através da equação (2.8), calcular a carga frigorífica LT média para cada temperatura ambiente:

$$\dot{Q}_{Llt} = \dot{m}_{lt} * \left(h_{vaporevaplt} - h_{líqDL}\right) \quad (4.8)$$

Onde:

$\dot{Q}_{Llt}$ é a carga frigorífica LT, e

$h_{vaporevaplt}$ é a entalpia do fluido à saída do evaporador

De seguida serão calculadas, a título de exemplo, as cargas frigoríficas médias MT e LT para a temperatura de 18 °C. Sabendo as potências elétricas médias, o caudal médio nos compressores MT, paralelo e LT foi calculado de acordo com o subcapítulo 3.2 e pode ser consultado na Tabela 5. As propriedades relevantes do fluido podem ser visualizadas na Tabela 6.

Tabela 5 - Caudais médios a 18 °C.

Caudal compressores MT	0,44 kg/s
Caudal compressor paralelo	0,0059 kg/s
Caudal compressores LT	0,053 kg/s

Tabela 6 – Propriedades do fluido [73].

h_{saigc} @ 23 °C, 62,7 bar	265,5 kJ/kg
$h_{vaporDL}$ @ 38 bar, x=1	428,8 kJ/kg
$h_{líqDL}$ @ 38 bar, x=0	208,2 kJ/kg
$h_{vaporevapmt}$ @ 0 °C, P=26,49	449,0 kJ/kg
$h_{vaporevaplt}$ @ -22 °C, P=13,34	447,4 kJ/kg

Introduzindo os valores das tabelas 5 e 6 na equação (4.6) obteve-se:

$$\dot{m}_{flash} = \frac{(265{,}5-208{,}2)}{(428{,}8-208{,}2)} * (0{,}44 + 0{,}0059) - 0{,}0059 = 0{,}11 \text{ kg/s} \quad (4.9)$$

Sabendo o caudal de *flash gas* foi calculado, através da equação (4.5), o caudal de fluido médio nos evaporadores MT:

$$\dot{m}_{evapmt} = 0{,}44 - 0{,}053 - 0{,}11 = 0{,}28 \text{ kg/s} \quad (4.10)$$

Recorrendo à equação (4.7) foi calculada a carga frigorífica MT média a 18 °C:

$$\dot{Q}_{Lmt18} = 0{,}28 * (449{,}0 - 208{,}2) = 67{,}4 \text{ kW} \tag{4.11}$$

Onde:

$\dot{Q}_{Lmt18}$ é a carga frigorífica MT média a 18 °C

Recorrendo à equação (4.8), foi calculada a carga frigorífica LT média a 18 °C:

$$\dot{Q}_{Llt18} = 0{,}053 * (447{,}4 - 208{,}2) = 12{,}7 \text{ kW} \tag{4.12}$$

Onde:

$\dot{Q}_{Llt18}$ é a carga frigorífica MT média a 18 °C

Alargando o cálculo da carga frigorífica MT e LT a todas as temperaturas ambiente estudadas é possível obter uma aproximação das necessidades frigoríficas. Estes cálculos foram realizados recorrendo a um modelo desenvolvido através do *software EES* [73]. O algoritmo representante deste modelo pode ser visualizado na Figura E 1. Os resultados obtidos estão representados na Figura 39.

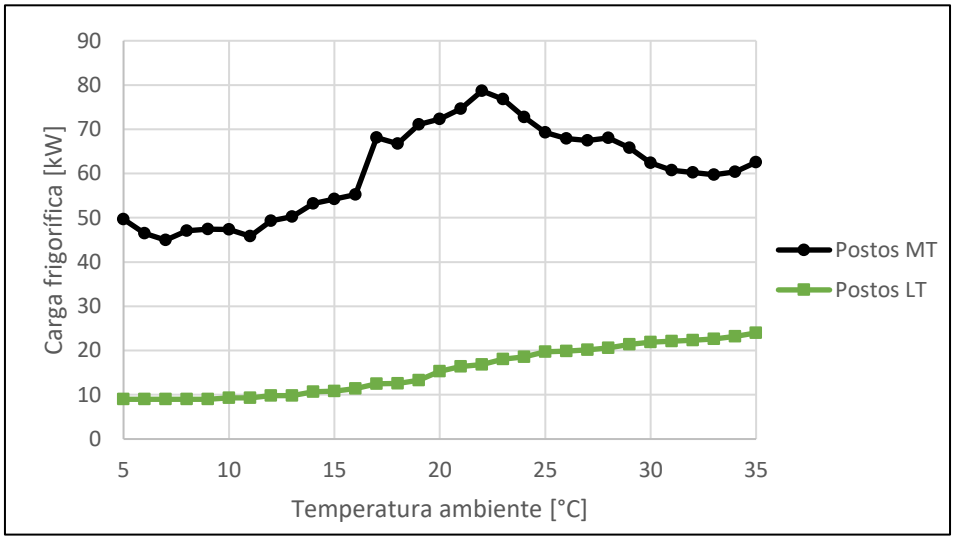


Figura 39 - Cargas frigoríficas médias.

Com base nos dados relativos à potência elétrica de compressão e carga frigorífica médias para cada temperatura ambiente é possível calcular o desempenho da instalação em operação, que servirá de base para a avaliação das alterações que se pretendem implementar. O COP real total da instalação, para uma determinada temperatura, pode ser calculada da seguinte forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Lmt} + \dot{Q}_{Llt}}{\dot{W}_{mt} + \dot{W}_{cp} + \dot{W}_{lt}} \tag{4.13}$$

Onde:

$\dot{W}_{mt}$ é a potência elétrica nos compressores MT

$\dot{W}_{cp}$ é a potência elétrica no compressor paralelo, e

$\dot{W}_{lt}$ é a potência elétrica nos compressores LT

Para a temperatura ambiente de 18 °C o COP da instalação é:

$$COP = \frac{67{,}4 + 12{,}4}{26{,}7 + 3{,}6 + 0{,}9} = 2{,}56 \tag{4.14}$$

O desempenho da instalação para cada temperatura ambiente pode ser visualizado na Figura 40:

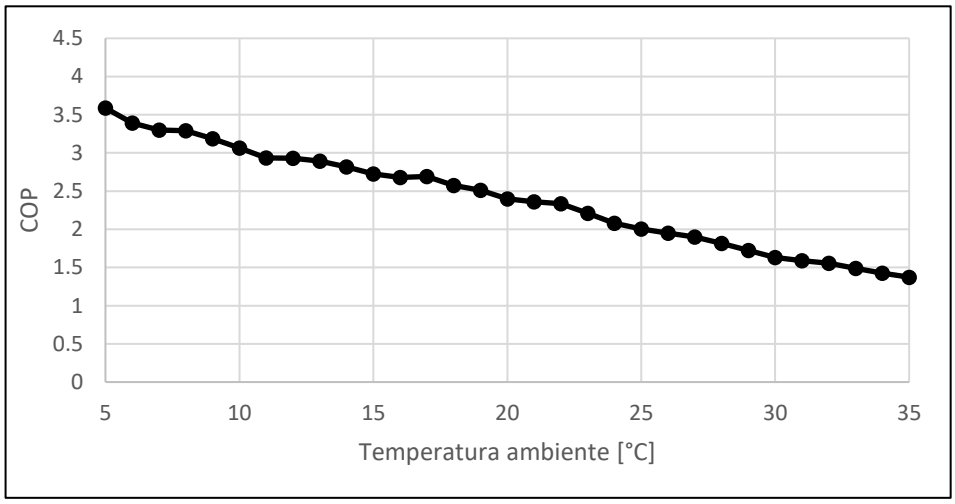


Figura 40 - COP da instalação atual.

A energia elétrica total consumida num ano pode ser calculada de acordo com a seguinte equação:

$$E_{eletricas} = \sum_{i=5}^{35} \dot{W}_{@i} * \%i * N \tag{4.15}$$

Onde:

$E_{eletricas}$ é a energia elétrica total consumida num ano na instalação original

$\dot{W}_{@i}$ é a potência elétrica total média à temperatura i

$\%i$ é a percentagem do tempo num ano que a temperatura ambiente corresponde a i (segundo a Tabela D 3), e

N é o número de horas no ano

A energia elétrica total consumida no ano de 2020 foi aproximadamente 255.000 kWh. Admitindo um preço da eletricidade de 0,1371 €/kWh, o custo em euros da energia consumida pode ser calculado através da seguinte equação [74]:

$$Custo = 0.1371 * E_{eletricas} \cong 35.000\,€ \tag{4.16}$$

O COP médio anual da instalação no ano de 2020 pode ser calculado com base nos dados da Figura 40 e da Tabela D 3. Para calcular o COP médio recorreu-se à seguinte equação:

$$COP_{médio} = \sum_{i=5}^{35} COP_{@i} * \%i \tag{4.17}$$

Onde:

$COP_{médio}$ é o coeficiente de performance médio da instalação

$COP_{@i}$ é o coeficiente de performance médio da instalação à temperatura i

O COP médio anual para a instalação original no ano de 2020 foi de 2,66.

É importante referir que o comportamento real da instalação tem uma grande flutuação de carga e potência elétrica e que os cálculos efetuados neste subcapítulo resultam de uma aproximação linear deste comportamento. No entanto, estes cálculos permitem modelar o comportamento da instalação original e suportar a estimativa das poupanças possíveis com a introdução de sistemas de ejeção de líquido.

5 Solução proposta

Compreendidos os princípios básicos de funcionamento dos variados componentes e sistemas, bem como a instalação na qual se deseja implementar um sistema de ejeção de líquido, procedeu-se à determinação, seleção e dimensionamento dos componentes, desenho do diagrama PID, análise das alterações de desempenho e custos associados ao novo sistema. Um resumo do método utilizado para efetuar este estudo é apresentado de seguida.

No subcapítulo 5.1 serão apresentadas as alterações que se pretendem implementar na instalação original, apresentada no capítulo 4.

No subcapítulo 5.2 será realizado um estudo da operação de um sistema típico de ejeção de líquido

No subcapítulo 5.3 irá ser apresentada uma alteração ao sistema de *bypass* de *flash gas* original, normalmente utilizada em sistemas com evaporadores inundados.

Nos subcapítulos 5.4 e 5.5 serão abordadas as soluções propostas para o depósito anti golpe de líquido e para o sistema de ejeção.

O subcapítulo 5.6 destina-se à seleção da tubagem que deve ser implementada decorrente das alterações propostas nos subcapítulos anteriores.

No subcapítulo 5.7 serão apresentadas as alterações ao diagrama PID original, baseadas nas alterações propostas nos subcapítulos 5.3 a 5.6.

O subcapítulo 5.8 consiste num estudo da influência das alterações propostas no desempenho da instalação e no consumo energético anual.

Em 5.9 será realizado um estudo dos custos associados à implementação do sistema proposto e do retorno que estas alterações têm a longo prazo para o consumidor final.

5.1 Alterações a implementar na instalação original

Como exposto na secção 2.4.4 desta dissertação, ao operar em regime inundado, a eficiência dos evaporadores é mais elevada, logo é possível que, para o mesmo posto, a temperatura de evaporação possa ser mais elevada. Por isto, será assumido neste capítulo, exceto se mencionado o contrário, que sempre que for possível operar em modo inundado a temperatura de evaporação será de -5 °C [41].

Por outro lado, de forma a permitir que o sistema opere em modo inundado tanto quanto possível, a pressão do depósito não deve estar definida de forma constante, mas variar consoante as condições, entre os 34 e os 38 bar. Esta variação permite compensar os efeitos da pressão do depósito no desempenho do ejetor, tema abordado na secção 3.1.1.

As novas condições de operação podem ser consultadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Condições de projeto alteradas.

Capacidade frigorífica MT	80,94 kW
Temperatura de evaporação MT	-5 °C (30,5 bar)
Quantidade de evaporadores MT	34
Grupo de compressores MT	3 x 4HTC-20K
Compressor paralelo	4MTC-10K-40S
Capacidade frigorífica LT	19,82 kW
Temperatura de evaporação LT	-32 °C (13,34 bar)
Quantidade de evaporadores LT	7
Grupo de compressores LT	3 x 2JSL-2K
Pressão no depósito de líquido	34-38 bar

5.2 Operação de um sistema com ejeção de líquido

Com vista à implementação das alterações foram abordados diferentes fabricantes de controladores e, para todos os casos, a proposta apresentada foi semelhante à representada pela Figura 41e pelos parágrafos seguintes. A análise de equipamentos seguirá as diretrizes da *Danfoss*, um dos principais fabricantes de equipamentos e sistemas de controlo de refrigeração.

De forma geral, estes sistemas são utilizados com vista a permitir o funcionamento com evaporadores inundados nos evaporadores de média temperatura num ciclo a CO_2, normalmente um ciclo *booster* com compressão paralela. O depósito anti golpe de líquido é utilizado, como descrito na secção 2.4.6, com o objetivo de separar o líquido do vapor, permitindo armazenar o primeiro até ser aspirado pelo ejetor e o segundo até ser aspirado pelos compressores MT.

O controlador de posto (AK-CC 550A na Figura 41) mantém, através de sensores de pressão e temperatura à saída do evaporador (AKS 11 e AKS 32R) e da válvula de expansão eletrónica (AKVH), um funcionamento segundo o princípio dos evaporadores semi-inundados, ou seja, os evaporadores operam com um sobreaquecimento muito próximo de zero, do qual resulta uma boa eficiência. Devido ao baixo sobreaquecimento, algum líquido migra para o DAGL (quantidade que a *Danfoss* estima ser inferior a 3%). Este líquido é aspirado pelo ejetor, que é controlado pelo controlador geral da central (AK-PC 782A). O fluido primário é parte do fluido que sai do *gas cooler*.

O controlo do funcionamento em modo semi-inundado é efetuado com base em níveis, mais concretamente, três níveis, como representado na Figura 42. O primeiro nível, localizado na parte inferior do DAGL, fornece informação ao controlador que existe líquido suficiente no depósito para a ejeção de líquido ocorrer. Por insuficiência do ejetor ou devido a um sobreaquecimento demasiado baixo, o nível de líquido no DAGL pode aumentar. Sempre que o nível de líquido atingir o segundo sensor, localizado a meio do depósito, o controlador irá alterar o funcionamento da válvula de expansão do posto de forma que o evaporador funcione como um evaporador seco até que a quantidade de líquido no separador desça para valores aceitáveis. Um último sensor, localizado antes da partida de gás para o compressor, localizado a ¾ do depósito,

garante a proteção aos compressores, desabilitando o funcionamento dos mesmos se, por alguma razão, o nível de líquido atingir aquele sensor. Uma alternativa à colocação destes três sensores poderá ser a utilização de um sensor que monitorize o nível de líquido de forma contínua, como o AKS 4100 da *Danfoss*.

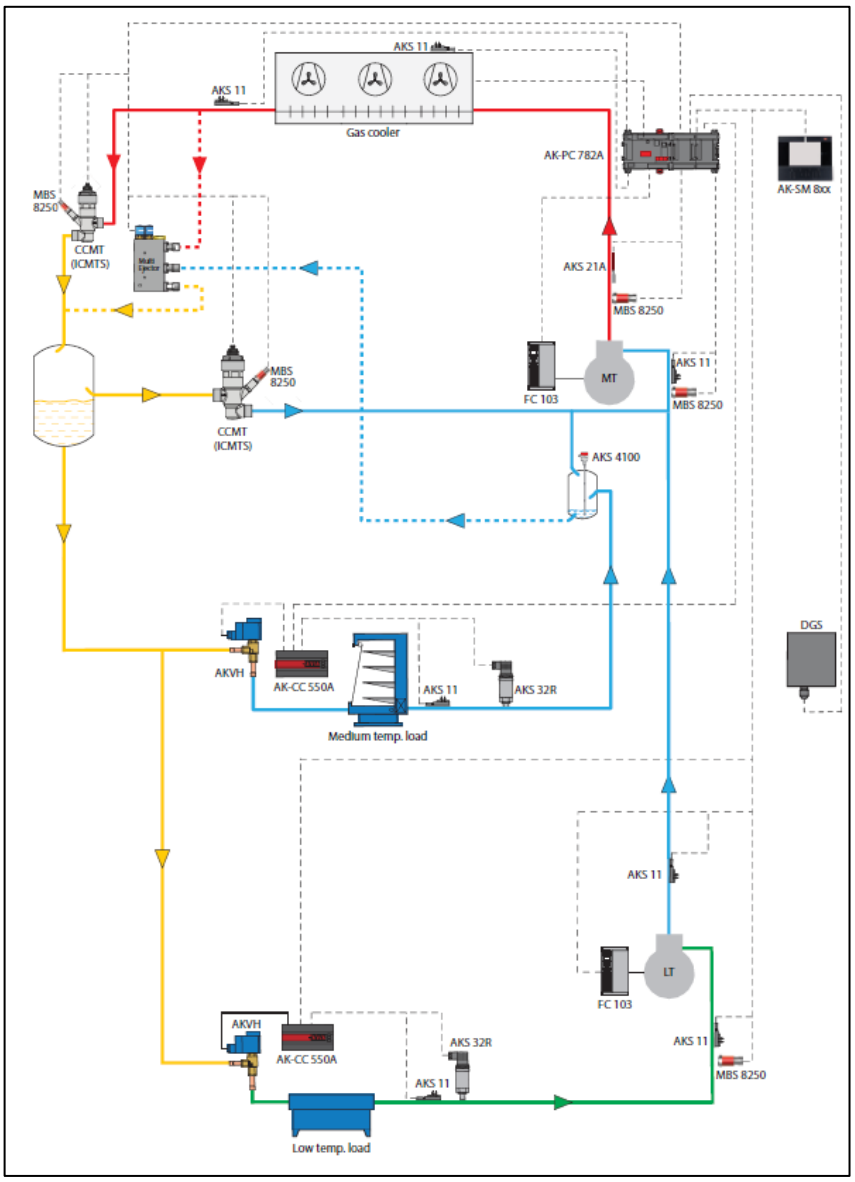


Figura 41 – Diagrama do sistema de ejeção de líquido da *Danfoss* [75].

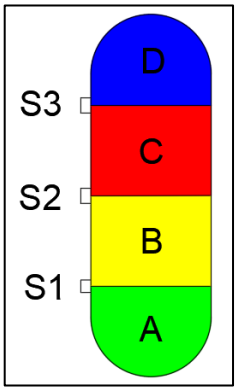


Figura 42 - Divisão de secções proposta.

5.3 Bypass de flash gas

Deve ser realizada uma alteração ao *bypass* de *flash gas* original, que pode ser representada pela Figura 43. A alteração prende-se com a saída do *flash gas* do DL para o DAGL em vez de diretamente para a aspiração MT. Esta alternativa foi proposta, pois ao expandir o gás (processo 10 – 11 na Figura 44), o fluido passa do estado de vapor saturado para vapor húmido e uma pequena quantidade de líquido, representada a vermelho na Figura 44) é formada. Este líquido não resulta num problema para uma instalação típica a operar com sobreaquecimento elevado à saída dos evaporadores LT e MT, no entanto, dado o sobreaquecimento nulo à saída dos evaporadores MT, existe o risco de migração de líquido para a aspiração dos compressores MT. Isto significa que, até à entrada em operação do compressor paralelo, a quantidade total de fluido no DAGL será a soma do CO_2 proveniente dos evaporadores e do *bypass* de *flash gas*.

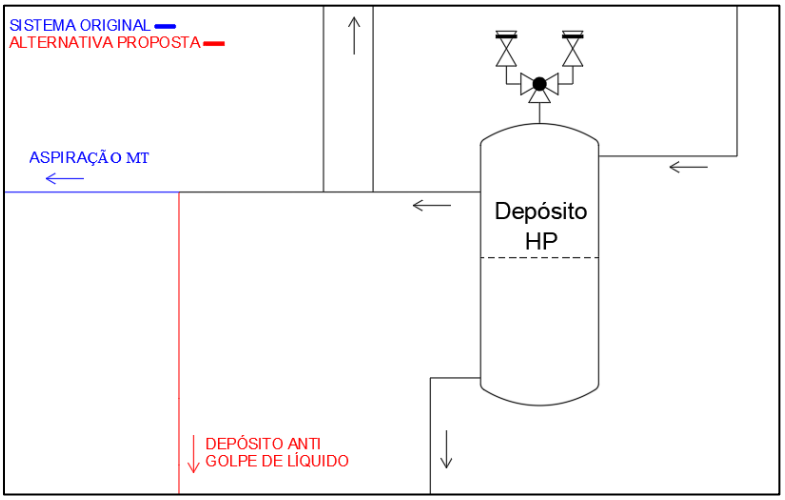


Figura 43 – Sistema de *bypass* de *flash gas* proposto.

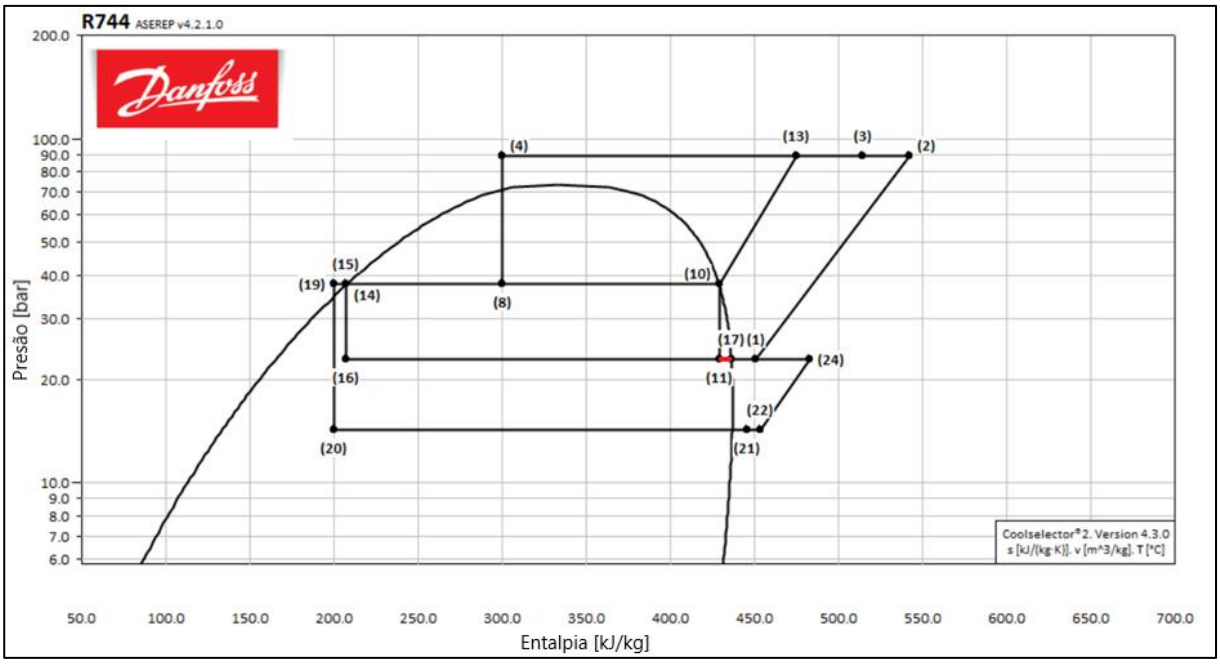


Figura 44 – Detalhe do "*flash gas líquido"* num ciclo a CO_2 [28].

5.4 Depósito anti golpe de líquido

Como mencionado no subcapítulo 5.2, os sistemas com ejeção de líquido devem ter, à saída dos evaporadores de MT, um DAGL que protege os compressores de líquido que possa existir na saída do evaporador e do golpe de líquido. Este depósito foi projetado de acordo com o exposto nas secções 5.4.1 a 5.4.4.

5.4.1 Entradas e saídas

De forma a garantir o correto funcionamento do DAGL, a disposição das entradas e saídas deve ser idêntica à representada na Figura 45. Quanto às entradas, deve haver uma relativa ao *bypass* de *flash gas* e outra que permita o escoamento do caudal proveniente do evaporador. O óleo que não é separado no separador de óleo tende a seguir para a instalação e retornar aos compressores pela linha de aspiração. Neste caso, ao existir um depósito como o DAGL, o óleo deposita-se com o líquido na parte inferior do depósito, não existindo um retorno "natural" do óleo aos compressores de MT. Assim, tem de ser projetada uma forma de o retirar do depósito e escoá-lo para os compressores de MT sendo posteriormente separado no separador de óleo. Dada a densidade do óleo utilizado pelos compressores em estudo, deve ser colocada uma saída na secção inferior do DAGL (este tópico será abordado com maior detalhe na secção 5.4.4). Para além desta saída deve existir uma linha destinada à aspiração de fluido secundário do ejetor de líquido, localizada num nível superior ao da saída de óleo, de forma a evitar que o óleo seja aspirado pelo ejetor, e uma linha de aspiração que escoa gás para os compressores de MT.

Para além das conexões acima descritas, é ainda necessário prever três conexões para a instalação dos detetores de nível, uma conexão para a instalação da válvula de segurança (quando aplicável) e uma conexão para a instalação de uma válvula de acesso.

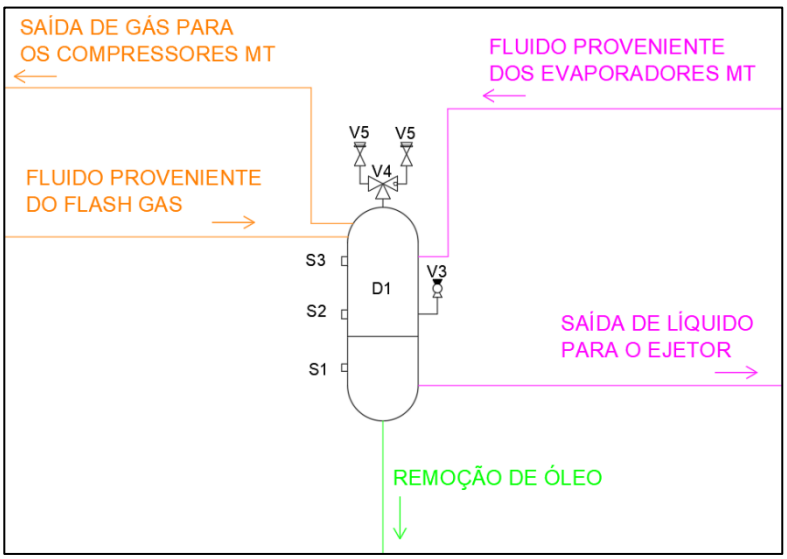


Figura 45 - Conexões do DAGL.

5.4.2 Dimensionamento

De seguida é apresentado um método de dimensionamento de depósitos anti golpe de líquido, realizado tendo em conta três parâmetros principais [71]:

- A quantidade de líquido que chega ao depósito;
- O tempo de secagem do sistema;
- A divisão do depósito em quatro secções iguais, como representado pela Figura 42.

Quantidade de líquido

Desprezando o caudal de "*flash gas* líquido", a quantidade de líquido corresponde à quantidade total de fluido que chega ao DAGL, sem ser evaporado nos evaporadores, quando estes operam em regime inundado. Varia, em percentagem, entre os 3 e os 10% do caudal total que flui nos evaporadores, consoante o número destes componentes. Esta variação pode ser representada graficamente pela Figura 46.

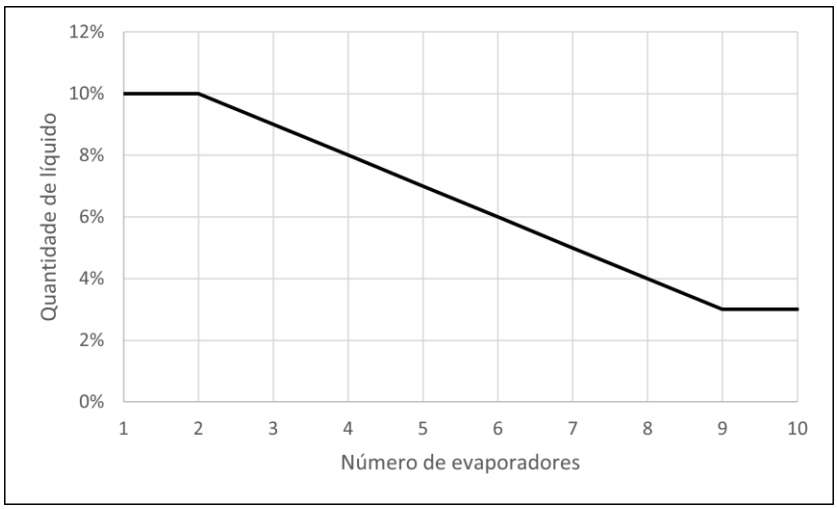


Figura 46 - Quantidade de líquido retornada em função do número de evaporadores. Baseado em [71].

A quantidade de líquido que chega ao depósito é calculada com base na Figura 46 e na equação:

$$\dot{m}_{líq} = \dot{m}_{totalevapmt} * \%_{líq} \tag{5.1}$$

Onde:

$\dot{m}_{líq}$ é o caudal mássico de líquido que entra no DAGL

$\dot{m}_{totalevapmt}$ é o caudal mássico de fluido no evaporador, e

$\%_{líq}$ é a percentagem de líquido no fluido que sai do evaporador

Tendo em conta a equação (5.1), pode-se assumir que o caudal que retorna dos evaporadores MT está no estado de vapor húmido com um título entre 90 e 97%.

De acordo com a equação (2.8), o caudal que evapora pode ser calculado para a potência frigorífica nominal da instalação como:

$$\dot{Q}_{Lmtmax} = \dot{m}_{totalevapmt} * (h_{sai} - h_{entra}) \tag{5.2}$$

Onde:

$\dot{Q}_{Lmtmax}$ é a carga frigorífica MT máxima

h_{sai} é a entalpia à saída do evaporador, e

h_{entra} é a entalpia à entrada do evaporador

Rearranjando (5.2) e tendo em conta as condições da instalação:

$$\dot{m}_{totalevapmt} = \frac{\dot{Q}_{Lmtmax}}{\left(h_{@T=-5°C,x=0,97} - h_{@P=38\ bar,x=0}\right)} = \\ = \frac{80{,}94\ kW}{(426{,}0 - 208{,}2)\ kJ/kg} = 0{,}3716\ kg/s \tag{5.3}$$

Pela Figura 46 e pela equação (5.3):

$$\dot{m}_{líq} = 0{,}3716\ kg/s * 0{,}03 = 0{,}011\ kg/s \tag{5.4}$$

Tempo de secagem

O tempo de secagem corresponde ao tempo que o sistema demora a mudar do modo inundado para seco (com sobreaquecimento), e que normalmente varia entre 5 a 10 minutos [71]. De forma a garantir que, em qualquer situação, o nível de líquido não atinge valores acima da zona limite da secção de trabalho (secção B na Figura 42), esta deve ser dimensionada de forma a que, mesmo que os ejetores de líquido estejam obstruídos, os evaporadores tenham tempo de entrar em modo de evaporador seco, limitando a chegada de líquido ao depósito. Para isto, a secção de trabalho deve ser capaz de conter, no mínimo uma massa de:

$$m_{sec} = \dot{m}_{líq} * t_{secagem} \tag{5.5}$$

Onde:

m_{sec} é a capacidade mínima da secção de trabalho, e

$t_{secagem}$ é o tempo de secagem

Por uma questão de segurança o tempo de secagem foi definido como 10 minutos, o que significa que a capacidade de cada secção pode ser calculada:

$$m_{sec} = 0{,}011\ \frac{kg}{s} * (10 * 60)\ s = 6{,}6\ kg \tag{5.6}$$

O volume da secção de trabalho pode então ser calculado:

$$V_{sec} = \frac{m_{sec}}{\rho_{@T=-5\,°C,x=0}} = \frac{6{,}6\ kg}{956{,}2\ kg/m^3} = 0{,}00690\ m^3 = 6{,}90\ l \tag{5.7}$$

Onde:

V_{sec} é o volume da secção de trabalho do DAGL, e

ρ_x é a massa volúmica do fluido para as condições x

Secções

Considerando o depósito proposto, dividido em quatro secções iguais, o volume total mínimo do depósito pode ser calculado:

$$V = V_{sec} * n_{sec} = 6{,}90 * 4 = 27{,}6\ l \cong 28\ l \tag{5.8}$$

Onde:

V é o volume total mínimo do DAGL, e

n_{sec} é o número de secções

De forma a permitir o correto controlo do sistema, o depósito selecionado deve permitir que seja avaliado o nível de líquido em três pontos, correspondentes às fronteiras entre as secções mencionadas, através de sensores do nível de líquido. De acordo com o fabricante dos controladores e com o subcapítulo 5.2, a operação dos evaporadores, ejetores de líquido e compressores deve corresponder ao exposto na Figura 47. Nesta figura, S1, S2, S3 correspondem aos estados dos sensores de nível representados na Figura 42, sendo que o valor 1 corresponde à presença de líquido nesse sensor e o valor 0 à não presença de líquido. C corresponde ao modo de funcionamento dos compressores, 0 para compressores desligados e 1 para compressores em operação. EI corresponde ao regime de operação dos evaporadores, 0 corresponde ao modo de evaporação seca e 1 inundada. EJL corresponde à ativação ou não da ejeção de líquido, sendo que 1 indica que a ejeção de líquido está em funcionamento e o oposto para 0.

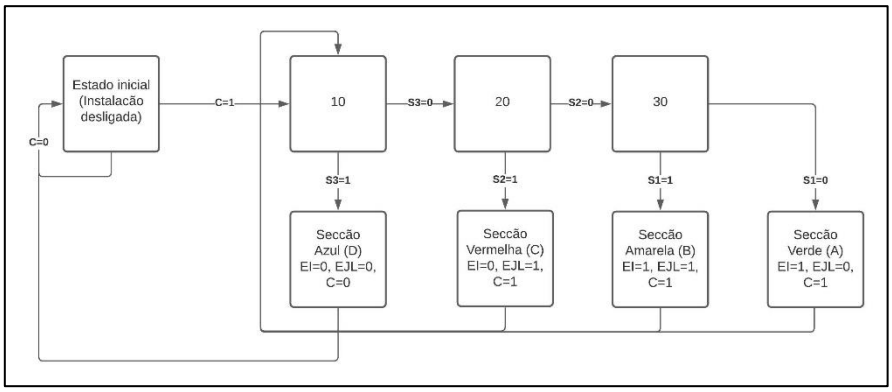


Figura 47 - Modo de operação dos componentes do sistema em função das condições de operação.

Com base nos cálculos efetuados e nas condições de operação da instalação foi decidido utilizar um depósito vertical com 30 litros de capacidade e pressão de operação máxima de 60 bar e 3 sensores de nível de líquido. Os sensores devem ser colocados nas fronteiras entre secções, a alturas correspondentes a 1/4, 2/4 e 3/4 do volume, ou seja, aos volumes de 7,5, 15 e 22,5 litros.

5.4.3 Segurança e válvulas

Com vista a permitir a fácil manutenção do DAGL, devem ser colocadas válvulas de corte em todas as entradas/saídas num total de 4 novas válvulas (VC1 a VC4 na Figura 48). As válvulas de corte seguem as dimensões da tubagem selecionada (ver capítulo 5.6 para informação relativa à tubagem). Para além destas, deve ser utilizada uma válvula adicional (V3), destinada a permitir o acesso ao depósito, com vista a permitir, por exemplo, medições de pressão durante a manutenção.

Tendo em conta as condições de operação e de projeto do DAGL e de acordo com a norma EN 378-2, não é obrigatória a utilização de válvulas de segurança (V4 e V5) neste DAGL. Estas serão, no entanto, representadas no diagrama PID da nova instalação, de forma a permitir que este sirva de base para outras instalações nas quais estas válvulas possam ser necessárias ou utilizadas por precaução.

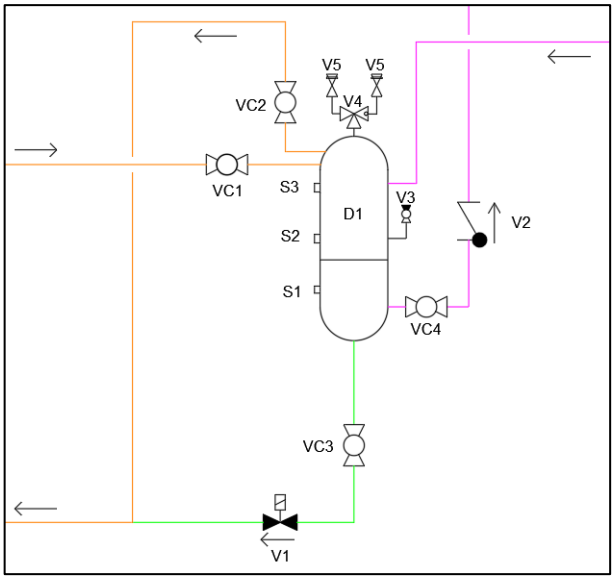


Figura 48 - Válvulas no DAGL.

5.4.4 Recuperação de óleo

O óleo utilizado na instalação original é um óleo POE (óleo poliéster), totalmente miscível com o CO_2 à temperatura de -5 °C [76]. A massa volúmica do óleo é, para esta temperatura, ligeiramente superior à do CO_2 (8%), pelo que será de esperar que haja uma maior quantidade de lubrificante na zona inferior do DAGL. No entanto, esta diferença é pequena, o que pode resultar numa recuperação de óleo pouco eficaz. É assim recomendado que, em futuras instalações, seja utilizado óleo PAG (óleo polialquilenoglicol), mais denso e menos miscível que o POE.

Foram estudadas várias alternativas de projeto do sistema de recuperação de óleo, tendo-se optado pela solução apresentada a verde na Figura 49, uma solução semelhante ao sistema de recuperação de óleo por válvula solenoide representado pela Figura 12 da secção 2.4.4. Esta solução permite que o óleo presente no depósito seja arrastado pelo gás que sai do DAGL e siga para a aspiração dos compressores de MT. A quantidade de mistura líquido/óleo que sai do DAGL é controlada por uma válvula solenoide cuja abertura depende do funcionamento dos compressores MT.

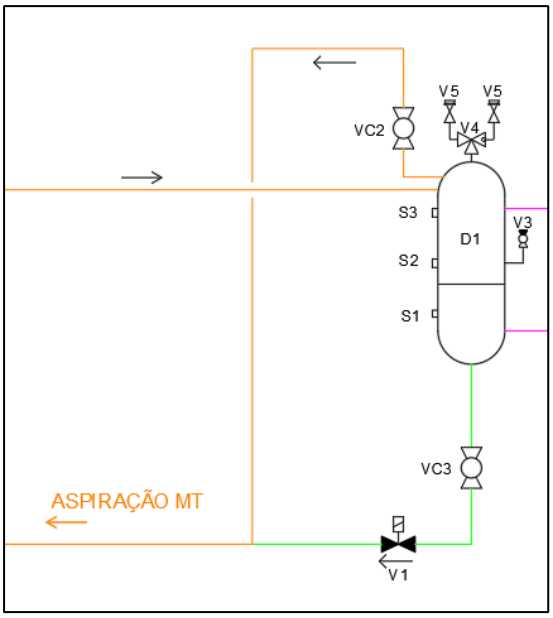


Figura 49 - Sistema de recuperação de óleo.

5.5 Sistema de ejeção de líquido

O sistema de ejeção de líquido foi projetado de acordo com aquele que é o *standard* no que diz respeito a estes sistemas e pode ser visualizado em detalhe na Figura 50 [46, 77].

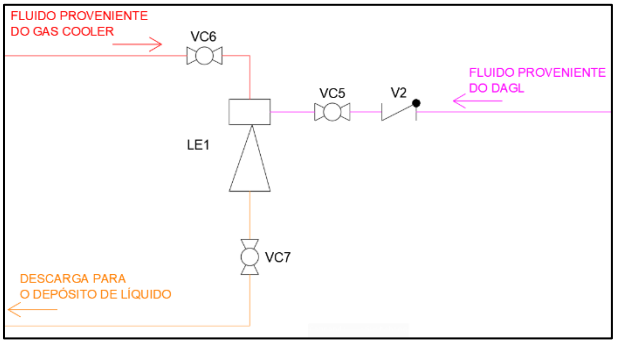


Figura 50 - Sistema de ejeção de líquido.

5.5.1 Dimensionamento e seleção

Com vista a efetuar uma pré-seleção do ejetor de líquido a utilizar, recorreu-se ao *software Coolselector2®* da *Danfoss*, o fabricante selecionado para fornecer estes componentes. De acordo com a secção 3.1.1, para os ejetores *Danfoss* as condições mais desfavoráveis verificam-se para uma temperatura ambiente de 5 °C. As restantes condições de operação podem ser retiradas a partir da Tabela 7 e são:

- Pressão no DL de 34 bar
- Carga frigorífica MT de 80,94 kW
- Temperatura de evaporação de -5 °C.

Para estas condições o ejetor recomendado foi o CTM 1 LE 200, com uma capacidade utilizada de 53%.

Para validar o resultado obtido na pré-seleção é importante compreender como foi realizada. Recorrendo aos mapas de desempenho acessíveis através do *software Coolselector2®*,

é possível retirar qual a quantidade de líquido que é possível recuperar para determinadas condições. Para uma temperatura de evaporação de -5 °C, para a pressão no DL de 34 bar e para o ejetor de líquido CTM 1 LE 200, o caudal de fluido secundário que é possível recuperar para cada temperatura ambiente pode ser visualizado na Figura 51.

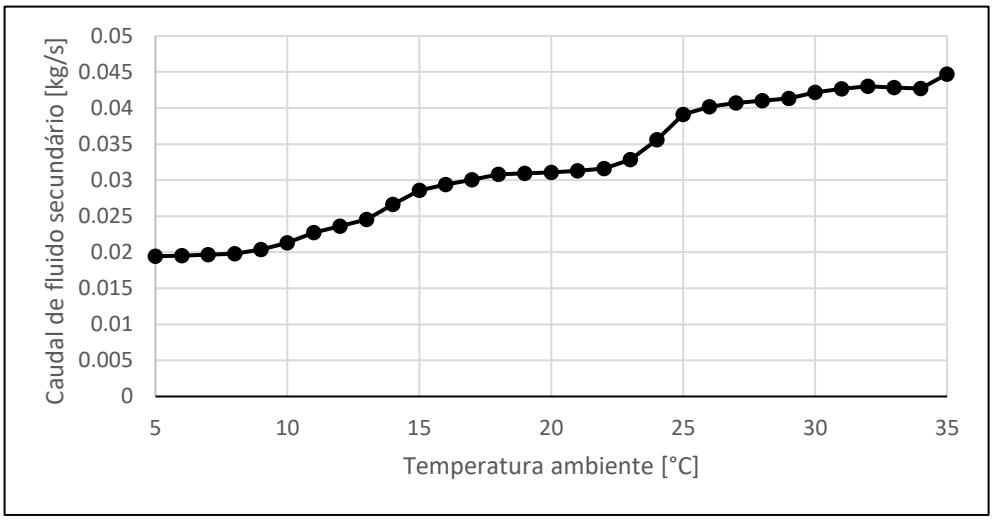


Figura 51 – Quantidade de caudal secundário recuperado para o CTM 1 LE 200.

A partir dos dados da Figura 51 é possível retirar que o caudal mínimo que é possível recuperar é de 0,01945 kg/s. Como calculado na secção 5.4.2, o caudal de líquido a comprimir é de 0,011 kg/s. Para os ejetores de líquido verifica-se que:

$$Capacidade\ utilizada = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{pmáx}} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{smáx}} \tag{5.9}$$

Onde:

$\dot{m}_p$ é o caudal mássico de fluido primário

$\dot{m}_{pmáx}$ é o caudal mássico máximo de fluido primário

$\dot{m}_s$ é o caudal mássico de fluido secundário

$\dot{m}_{smáx}$ é o caudal mássico máximo de fluido secundário

Pela equação (5.9)

$$Capacidade\ utilizada = \frac{0{,}011}{0{,}01945} = 57\% \tag{5.10}$$

Isto significa que, mesmo para o pior cenário previsto, o ejetor tem capacidade suficiente para comprimir a totalidade do líquido que chega ao DAGL. O resultado obtido é ligeiramente superior ao estimado pelo *software*, pois, no cálculo do caudal de fluido nos evaporadores, o programa despreza a presença de líquido à saída, ou seja, assume que o fluido à saída dos evaporadores se encontra no estado de vapor saturado, o que não se verifica.

Validados os resultados obtidos na pré-seleção e tendo em conta que este é o ejetor de menores dimensões e preço disponível no mercado não se procedeu ao estudo de outras alternativas.

5.5.2 Válvulas

Para além do ejetor, selecionado na secção 5.5.1, o sistema de ejeção deve ter também três válvulas de corte (VC5, VC6 e VC7 na Figura 50), destinadas seccionar o ejetor para fins de

manutenção/reparação sem comprometer o funcionamento da central frigorífica, e uma válvula de retenção (V2 na Figura 50) destinada a proteger o DAGL contra o escoamento de fluido a alta pressão proveniente do ejetor. O escoamento de fluido neste sentido verifica-se caso a pressão no DL seja tão elevada que a onda de choque ocorre na secção de entrada do fluido primário na câmara de aspiração do ejetor, o que provoca um grande aumento da pressão nessa zona, sendo esta maior que a pressão no DAGL. As válvulas selecionadas seguem as dimensões da tubagem e são por isso duas válvulas de corte subcríticas de 3/8", uma válvula de corte transcrítica (para a entrada do fluido primário) de 3/8" e uma válvula de retenção de 3/8".

5.6 Tubagem

Estando selecionados todos os componentes necessários à implementação deste sistema, procedeu-se à seleção das tubagens, com base nas velocidades propostas por Armin Hafner e pelo fabricante de ejetores de líquido, a *Danfoss*, que podem ser visualizadas na Tabela 8 [78].

Tabela 8 - Velocidade nas tubagens [78].

	Velocidade mínima [m/s]	Velocidade máxima [m/s]	Velocidade de projeto [m/s]
Linha de aspiração MT	3	12	7,5
Linha de descarga MT	5	12	8,5
Linha de saída de líquido do *gas cooler*	2	4	3
Linha de entrada de líquido nos evaporadores	1	2	1,5
Linha do fluido primário do ejetor de líquido	2	4	3
Linha do fluido secundário do ejetor de líquido	10	12	11
Linha de descarga do ejetor de líquido	4	8	6

A tubagem será em cobre K65 que suporta uma pressão até 120 bar. As dimensões das tubagens disponibilizadas pelo fornecedor selecionado podem ser consultadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Dimensões da tubagem fornecida [79].

120 bar	Diâmetro externo [mm]	Espessura [mm]	Diâmetro interno [mm]	Área interna [mm^2]
3/8"	9,52	0,56	8,40	55,42
1/2"	12,7	0,75	11,20	98,52
5/8"	15,87	0,93	14,01	154,16
3/4"	19,05	1,18	16,69	218,78
7/8"	22,23	1,38	19,47	297,73
1 1/8"	28,57	1,77	25,03	492,05
1 3/8"	34,92	2,16	30,60	735,42
1 5/8"	41,27	2,55	36,17	1027,51
2 1/8"	53,97	3,34	47,29	1756,42

O diâmetro da tubagem pode ser calculada recorrendo às equações (5.11) a (5.13) [33]:

$$V = \frac{\dot{v}}{\pi * D^2/4} \tag{5.11}$$

Onde:

V é a velocidade média do fluido no interior do tubo

$\dot{v}$ é o caudal volúmico de fluido, e

D é o diâmetro interno do tubo

O caudal volúmico é dado por:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{5.12}$$

Onde:

$\dot{m}$ é o caudal mássico de fluido, e

ρ é a massa volúmica do fluido

Daqui é possível retirar o diâmetro interno:

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{v}}{\pi V}} \tag{5.13}$$

A partir das equações (5.11) a (5.13) é possível calcular as dimensões recomendadas para cada secção de tubagem, resumidas na Tabela 10. Uma representação simplificada da tubagem da nova instalação pode ser consultada na Figura 52.

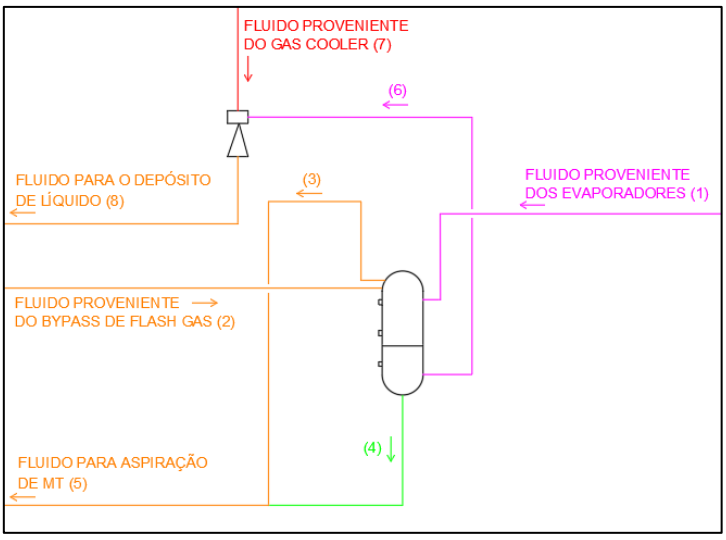


Figura 52 - Tubagem a dimensionar.

A dimensão da tubagem de saída dos evaporadores MT (1) foi selecionada utilizando a velocidade recomendada para linha de aspiração MT, selecionando o diâmetro imediatamente superior para ter em conta o efeito da presença de líquido, como sugerido por Stoecker [80]. O diâmetro obtido está de acordo com as dimensões da tubagem selecionada anteriormente para este troço.

Para determinar o diâmetro da tubagem de *flash gas* (2) que conecta o DL ao DAGL assumiu-se que a mesma teria um comportamento análogo ao fluido que sai dos evaporadores, ou seja, considerando o regime de velocidades caraterístico da aspiração, selecionando depois

o diâmetro imediatamente superior de forma a ter em conta a quantidade de líquido presente. A quantidade máxima de *flash gas* desta instalação, 0,10 kg/s, foi calculada através do *BITZER software* [81].

No caso da aspiração para os compressores MT, (3) e (5), o caudal utilizado para o cálculo da velocidade da linha resulta do somatório do caudal de gás proveniente do evaporador com a quantidade de gás no flash. Também neste caso, a dimensão da tubagem é igual à da tubagem existente destinada à aspiração MT neste troço.

A dimensão da tubagem de óleo (4) foi selecionada tendo em conta que a quantidade de óleo a recuperar corresponde a uma pequena fração do caudal que sai dos evaporadores. Por isto, foi selecionada a tubagem de 3/8".

A seleção da tubagem relativa ao sistema de ejeção de líquido, (6), (7) e (8) foi realizada de acordo com o aconselhado pelo fabricante dos ejetores. Esta seleção deve ser realizada para as condições de temperatura ambiente máximas que se verificam. Assumindo a temperatura ambiente máxima de 35 °C e de acordo com a Tabela 7 é possível estimar o caudal de fluido primário e secundário através do *software Coolselector2®*. Para o ejetor selecionado e para as condições de operação da instalação os caudais primário e secundário tomam o valor de de 0,051 kg/s e 0,037 kg/s, respetivamente. Para o cálculo da tubagem relativa ao caudal primário devem ser assumidas as condições de saída do *gas cooler*. A seleção da tubagem de caudal secundário deve ser realizada assumindo o caso limite no qual o ejetor de líquido aspira gás. O caudal de descarga resulta do somatório do caudal de fluido primário e secundário, ou seja, 0,088 kg/s. As condições na descarga devem ser assumidas como resultantes de uma evolução isentálpica no ejetor, ou seja, a entalpia à saída do ejetor é tida como igual à da saída do *gas cooler*. Para essas condições é possível calcular a massa volúmica da descarga.

Tabela 10 - Dimensões da tubagem [70, 73].

	Saída Evaporadores MT	*Flash gas*	Aspiração MT	Recuperação de óleo
Caudal máximo [kg/s]	0,37	0,10	0,46	-
Massa volúmica [kg/m^3]	85,70	84,82	83,36	-
Velocidade projeto [m/s]	7,5	7,5	7,5	-
Diaâmetro interno [mm]	27,09	14,15	30,57	-
Dimensão selecionada [inch]	1 3/8"	3/4"	1 3/8"	3/8"
Velocidade real [m/s]	5,9	5,4	7,5	-
	Aspiração Ejetor Primário	Aspiração Ejetor Secundário	Descarga Ejetor	
Caudal máximo [kg/s]	0,051	0,037	0,088	
Massa volúmica [kg/m^3]	652,15	83,36	216,2	
Velocidade projeto [m/s]	3	11	6	
Diaâmetro interno [mm]	5,76	7,21	9,32	
Dimensão selecionada [inch]	3/8"	3/8"	1/2"	
Velocidade real [m/s]	1,4	8,1	4,2	

5.7 Diagrama PID proposto

No anexo G encontra-se representado novo diagrama PID. Este novo diagrama PID foi desenhado com base no exposto nos subcapítulos 5.3 a 5.6 e pode ser utilizado como ponto de partida para a implementação das alterações propostas na instalação abordada ou noutras instalações *booster* com compressores paralelos semelhantes.

5.8 Desempenho teórico da nova instalação

Tendo sido calculada, no subcapítulo 4.3, a potência frigorífica que é necessária fornecer, em média, para cada temperatura ambiente e com base nos dados da Tabela 7 é possível estimar a potência elétrica que seria poupada por esta alternativa em relação à instalação original e o desempenho da nova instalação.

Partindo da potência frigorífica média LT é possível calcular o caudal nos evaporadores LT para uma determinada temperatura ambiente através da equação (2.8). A entalpia de entrada no evaporador é igual à entalpia de líquido saturado à pressão do DL (que varia entre 34 e 38 bar). A entalpia de saída do evaporador LT é calculada como a entalpia à pressão de evaporação e temperatura equivalente à soma da temperatura de evaporação com o sobreaquecimento (10 K), ou seja, à temperatura de -22 °C. A partir do caudal LT é possível calcular a potência elétrica de compressão LT de acordo com o método mencionado no subcapítulo 3.2. Para estes cálculos foi considerado:

- Temperatura de evaporação de -32 °C;
- Temperatura de condensação de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

O caudal LT, $\dot{m}_{lt}$, pode ser calculado rearranjando a equação (2.8):

$$\dot{m}_{lt} = \frac{\dot{Q}_{Llt}}{\left(\mathrm{h}_{vaporevaplt} - \mathrm{h}_{líqDL}\right)} \tag{5.14}$$

Onde:

$\dot{Q}_{Llt}$ é a carga frigorífica LT

$h_{vaporevaplt}$ é a entalpia à saída do evaporador, e

$h_{líqDL}$ é a entalpia do líqudo saturado à saída do DL

Sabendo a potência frigorífica média MT é possível calcular o caudal evaporado nos evaporadores MT para uma determinada temperatura ambiente, através da equação (2.8). A entalpia de entrada no evaporador é igual à entalpia de líquido saturado à pressão do DL. A entalpia de saída do evaporador foi assumida como sendo igual à entalpia de vapor saturado para a temperatura de evaporação de -5 °C.

O caudal evaporado no evaporador MT pode ser calculado rearranjando a equação (2.8):

$$\dot{m}_{evapmt} = \frac{\dot{Q}_{Lmt}}{\left(\mathrm{h}_{sai} - \mathrm{h}_{líqDL}\right)} \tag{5.15}$$

Onde:

$\dot{m}_{evapmt}$ é o caudal de fluido evaporado nos evaporadores de MT, e

$\dot{Q}_{Lmt}$ é a carga frigorífica

Ao contrário dos compressores LT, não é possível calcular diretamente a potência elétrica de compressão de MT sabendo o caudal evaporado em MT. Isto sucede, pois são comprimidos os caudais dos evaporadores MT e LT e o *flash gas*. A equação (5.16) permite calcular

o caudal nos compressores de MT, através dos caudais mencionados. Não sendo conhecido o caudal de *flash gas* recorre-se à equação (5.17), semelhante à equação (4.6), para o calcular. No caso dos evaporadores secos era conhecido o caudal médio nos compressores paralelos para cada temperatura, obtido através da potência elétrica média. Não existindo essa informação para a nova instalação foi assumido que o caudal comprimido nos compressores paralelos varia de forma linear com a variação do caudal de *flash gas*. Para minimizar o erro associado a esta aproximação foi tido em conta que o caudal médio no compressor paralelo para cada temperatura ambiente nunca pode ser maior do que o caudal máximo nesse componente para essas mesmas condições. Esta aproximação pode ser representada pela equação (5.18).

Para determinar os valores desconhecidos, o caudal comprimido em MT, caudal de *flash gas* e caudal comprimido no compressor paralelo realizou-se uma iteração entre as equações (5.16) a (5.18) para cada temperatura ambiente:

$$\dot{m}_{icmt} = \dot{m}_{evapmt} + \dot{m}_{lt} + \dot{m}_{iflash} \tag{5.16}$$

$$\dot{m}_{iflash} = \frac{(\mathrm{h}_{saigc} - \mathrm{h}_{vaporDL})}{(\mathrm{h}_{vaporDL} - \mathrm{h}_{líqDL})} * (\dot{m}_{icmt} + \dot{m}_{icp}) - \dot{m}_{icp} \tag{5.17}$$

$$\dot{m}_{icp} = \dot{m}_{cp} + \frac{\dot{m}_{iflash}}{\dot{m}_{flash}} \tag{5.18}$$

Onde:

$\dot{m}_{icmt}$ é o caudal de fluido médio deslocado pelos compressores MT com os evaporadores em modo inundado

$\dot{m}_{iflash}$ é o caudal de *flash gas* médio com os evaporadores em modo inundado

em modo inundado

$\dot{m}_{icp}$ é o caudal médio no compressor paralelo com os evaporadores em modo inundado

$\dot{m}_{cp}$ é o caudal médio no compressor paralelo com os evaporadores em seco, e

$\dot{m}_{flash}$ é o caudal de *flash gas* médio com os evaporadores em modo inundado

Sabendo os valores do caudal médio nos compressores MT é possível calcular as respetivas potências elétricas médias para cada temperatura, recorrendo ao método mencionado no subcapítulo 3.2 e tendo em conta:

- Temperatura de evaporação de -5 °C;
- Temperatura de condensação ou pressão no *gas cooler* de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

E para o compressor paralelo:

- Temperatura de evaporação igual à temperatura no DL;
- Temperatura de condensação ou pressão no *gas cooler* de acordo com a Tabela B 1;
- Sobreaquecimento de 10 K.

Sabendo a potência elétrica média em cada um dos grupos de compressão e as cargas frigoríficas é possível calcular o desempenho real da nova instalação da seguinte forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Lmt} + \dot{Q}_{Llt}}{\dot{W}_{mt} + \dot{W}_{cp} + \dot{W}_{lt}} \tag{5.19}$$

Onde:

$\dot{W}_{mt}$ é a potência elétrica nos compressores MT

$\dot{W}_{cp}$ é a potência elétrica no compressor paralelo, e

$\dot{W}_{lt}$ é a potência elétrica nos compressores LT

Como exemplo serão apresentados os cálculos relativos à operação da nova instalação à temperatura ambiente de 18 °C. Como calculado no subcapítulo 4.3 as potências frigoríficas MT e LT médias requeridas a esta temperatura ambiente são de 67,4 e 12,7 kW, respetivamente. O caudal nos evaporadores LT pode ser calculado recorrendo à equação (5.14) e aos dados da Tabela 11.

Tabela 11 – Dados para a temperatura ambiente de 18 °C.

$h_{vaporevaplt}$ @ -22 °C, P=13,34 bar	447,4 kJ/kg
$h_{vaporDL}$ @ 34 bar, x=1	431,4 kJ/kg
$h_{líqDL}$ @ 34 bar, x=0	197,7 kJ/kg
$h_{vaporevapmt}$ @ -5 °C, P=30,46 bar	433,4 kJ/kg
$\dot{m}_{flash}$	0,11 kg/s
$\dot{m}_{cp}$	0,0059 kg/s

Pela equação (5.14):

$$\dot{m}_{lt} = \frac{12,7}{(447,4-197,7)} = 0,051 \text{ kg/s} \tag{5.20}$$

Recorrendo ao método mencionado no subcapítulo 3.2 foi possível calcular a potência elétrica média de compressão LT, 3,5 kW.

A potência frigorífica média MT é, para a temperatura ambiente considerada, 67,4 kW. Através da equação (5.15) e da Tabela 11 foi possível calcular o caudal evaporado nos evaporadores de MT.

$$\dot{m}_{evapmt} = \frac{67,4}{(433,4-197,7)} = 0,29 \text{ kg/s} \tag{5.21}$$

Efetuando a iteração mencionada entre as equações (5.16) a (5.18) e tendo em conta os valores da Tabela 11 obteve-se o caudal médio nos compressores MT de 0,47 kg/s, o caudal médio de *flash gas* de 0,13 kg/s e o caudal médio no compressor paralelo de 0,0069 kg/s.

Sabendo os caudais médios nos compressores de MT e paralelo é possível, através do método mencionado no subcapítulo 3.2 calcular as potências elétricas médias nesses componentes. A potência elétrica média calculada para os compressores MT foi de 23,4 kW e para o compressor paralelo de 1,0 kW. A partir destes valores é possível calcular o desempenho da nova instalação para a temperatura ambiente de 18 °C, COP_{i18},:

$$COP_{i18} = \frac{67,4 + 12,7}{23,4 + 1,0 + 3,5} = 2,87 \tag{5.22}$$

Os cálculos foram realizados através do *software EES* [73]. O algoritmo utilizado para obtenção dos resultados, que pode ser visualizado no Anexo E, Figura E 2, foi implementado com base no algoritmo apresentado no subcapítulo 4.3 e permite analisar diretamente as diferenças de desempenho entre os dois sistemas. Os resultados obtidos podem ser observados na Figura 53 e na Figura 54.

Como se pode observar na Figura 53, será de esperar um aumento do desempenho da instalação a operar com evaporadores inundados e sistema de ejeção de líquido em toda a gama de operação dos ejetores. O COP médio anual da nova instalação em 2020, calculado segundo a equação (4.17), seria de 2,99. As diferenças no desempenho podem ser justificadas com alguns dos fatores mencionados no capítulo 3, como a influência da variação da temperatura de evaporação de -10 para -5 °C, fator fundamental para o aumento do desempenho. Caso as configurações não permitam um aumento de temperatura de evaporação tão elevada, a poupança na potência elétrica de compressão MT irá diminuir substancialmente, reduzindo também o desempenho da instalação. Este fator será analisado em maior detalhe na secção 5.9.2, através de uma análise de sensibilidade.

A energia elétrica consumida anualmente pela nova instalação, $E_{eletricai}$, pode ser calculada como para a instalação original, ou seja:

$$E_{eletricai} = \sum_{i=5}^{35} \dot{W}_{@i} * \%i * N \tag{5.23}$$

Onde:

$E_{eletricai}$ é a energia elétrica total consumida no ano para a nova instalação

$\dot{W}_{@i}$ é a potência elétrica total média à temperatura i

$\%i$ é a percentagem do tempo num ano que a temperatura ambiente corresponde a i (segundo a Tabela D 3), e

N é o número de horas no ano

A poupança de energia elétrica esperada para o ano de 2020, $E_{poupada}$, pode ser calculada como a diferença de energia elétrica consumida anualmente para cada uma das instalações, ou seja:

$$E_{poupada} = E_{eletricas} - E_{eletricai} \tag{5.24}$$

Onde:

$E_{eletricas}$ é a energia elétrica total consumida no ano para a instalação original

A poupança de energia elétrica esperada para o ano de 2020 seria de aproximadamente 27.000 kWh ou 10,6% da energia total. A poupança anual em euros pode ser calculada através da equação (4.16) em função da energia poupada e seria de 3.700 € [74].

A poupança de potência elétrica para cada temperatura, calculada como a diferença de potência elétrica consumida pelas instalações original a nova pode ser visualizada na Figura 54. Os resultados obtidos são idênticos aos propostos na literatura que prevê, para a utilização de evaporadores inundados, uma poupança energética esperada de cerca de 10 a 13% da energia total e estão dentro do intervalo de poupança previsto pelo fabricante dos ejetores de líquido que propõe poupanças entre os 2 e os 12 % para este tipo de sistema, consoante as condições [43, 56, 71].

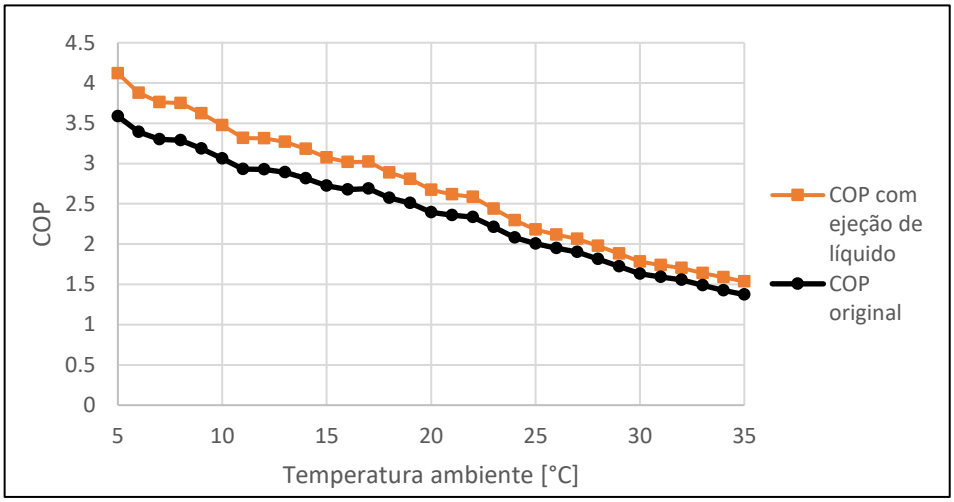


Figura 53 - Comparação de desempenho entre as instalacões em estudo.

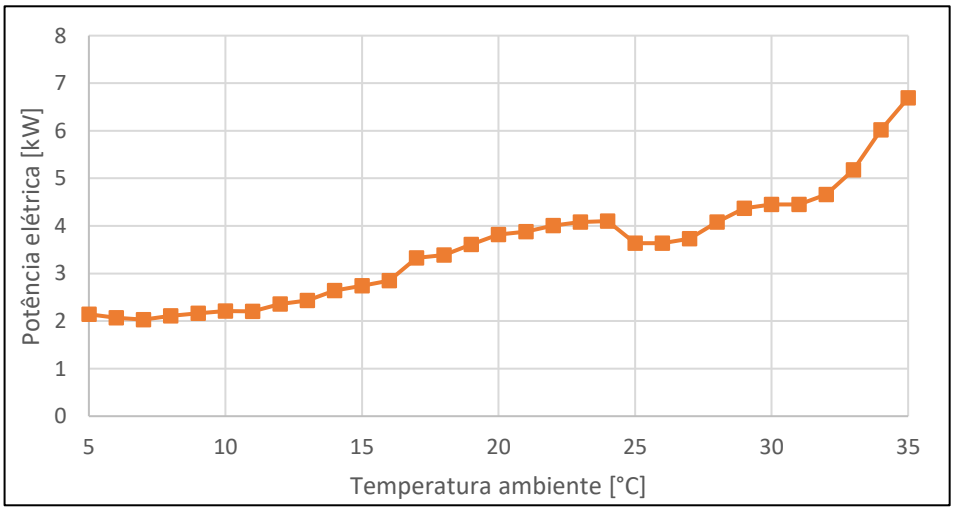


Figura 54 - Poupança de energia elétrica prevista devida à implementação das alterações propostas.

5.9 Investimento e Rentabilidade

5.9.1 Investimento

Com vista a analisar o investimento necessário para implementar as alterações propostas foi realizado um estudo do custo da implementação deste tipo de sistema. Os valores obtidos, apresentados de forma resumida por motivos de confidencialidade, podem ser visualizados na Tabela 12. De notar que os controladores e componentes utilizados para o controlo dos evaporadores na instalação original correspondem às necessidades para a nova instalação, pelo que não será necessário comprar estes componentes, mas apenas reprogramar a instalação existente.

Tabela 12 - Resumo dos custos associados aos componentes e instalação

Componentes	Custo [€]
DAGL	1.088,85
Ejetor de líquido + bobine	1.253,02
Sensores	696,00
Válvulas	435,02
Tubagem e isolamento	612,95
Mão de obra	320,00
Investimento total	**4.405,84**
Opção: Válvulas de segurança	234,80
Investimento total com opção	**4.640,64**

5.9.2 Rentabilidade para o cliente final

De forma a avaliar o efeito da variação da temperatura ambiente anual e da temperatura de evaporação na poupança de energia elétrica foi realizada uma análise de sensibilidade. Não sendo possível obter, para um número relevante de anos, os dados de temperatura ambiente diretamente a partir dos controladores da instalação, recorreu-se aos dados disponibilizados pelo *PVGIS* entre o ano de 2005 e o ano de 2016 para uma cidade no norte do país para efetuar esta simulação [82]. Os dados de temperatura médios podem ser visualizados na Tabela D 4. A temperatura média anual calculada foi de 14,79 °C e o desvio padrão da temperatura média anual para o intervalo mencionado foi de 0,27 °C. Para realizar uma análise de melhor e pior cenários, em termos de poupança de energia elétrica, foi assumido um valor de +1 °C no melhor dos casos (ano quente) e -1 °C no pior dos casos (ano frio) correspondentes a uma percentagem de aproximadamente 100% dos casos possíveis, com base nos dados disponíveis. Para avaliar o efeito desta variação na temperatura foi assumida uma distribuição de temperaturas idêntica à de um ano médio com um desvio de ±1 °C para cada um dos casos respetivos. Estas distribuições podem ser visualizadas na Figura 55.

De acordo com o fabricante dos controladores, a utilização de evaporadores inundados permite aumentar a temperatura de evaporação MT em até 5 K [41]. No entanto, esse ganho em temperatura pode não ser possível para os evaporadores utilizados e potências frigoríficas necessárias. Para avaliar este fator, foram tidos em conta aumentos de temperatura de evaporação entre 2 e 5 K, de forma a realizar um estudo mais suportado do possível retorno para o cliente resultante da implementação das alterações propostas. A potência elétrica poupada para cada temperatura de evaporação foi calculada com base nos métodos propostos nos subcapítulos 4.3 e 5.8. Os resultados obtidos podem ser visualizados na Figura 56. A partir dos valores da potência elétrica para cada temperatura foi possível avaliar a poupança anual para as diferentes temperaturas ambiente médias anuais e para as diferentes temperaturas de evaporação. Os resultados obtidos para a poupança anual, para um custo de energia de 0,1371 €/kWh, a diferentes temperaturas de evaporação e temperaturas ambiente anuais podem ser observados na Figura 57 [74].

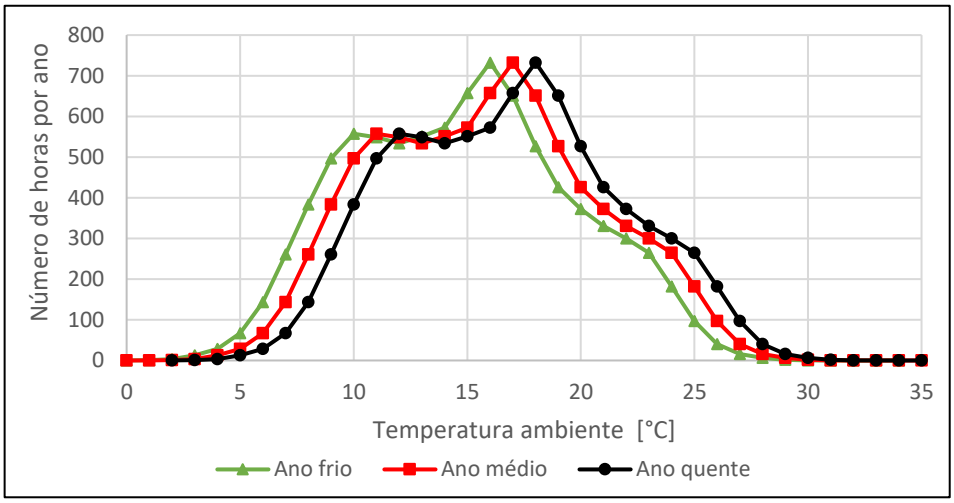


Figura 55 - Temperatura ambiente anual média numa cidade no norte do país [82].

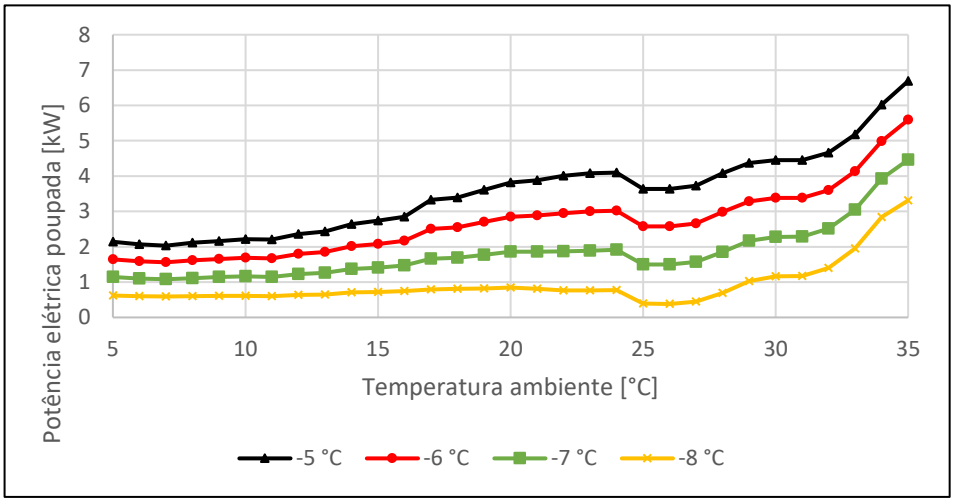


Figura 56 - Potência poupada para diferentes temperaturas de evaporação.

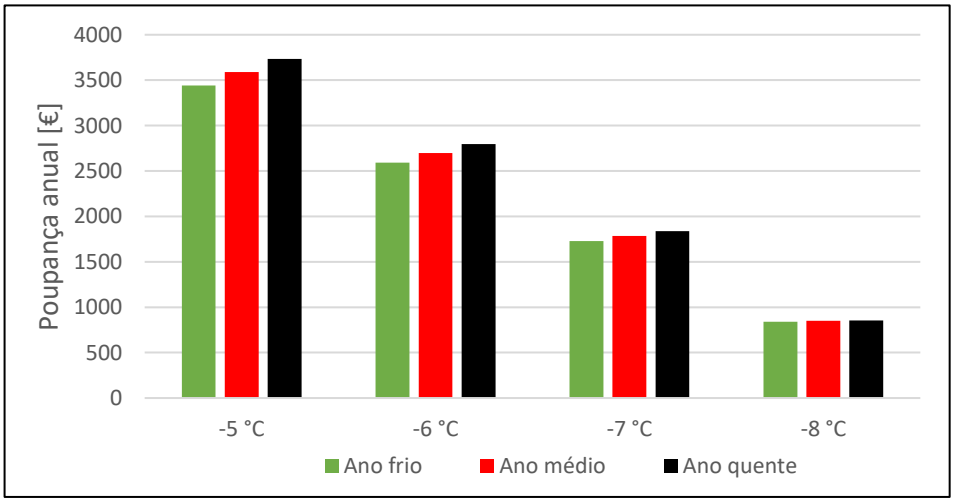


Figura 57 - Poupança anual para diferentes condições de evaporação e ambiente.

De forma a quantificar o retorno para o cliente, dono da instalação na qual a alteração se irá realizar e assumindo uma operação durante 10 anos, foi realizado um estudo da taxa interna de rentabilidade (TIR ou IRR-internal rate of return) e do prazo de amortização do

investimento. Para isso, para além do investimento total do cliente, associado à alteração, foi tida em conta a poupança de energia elétrica que advém da mesma. Foi assumido para o cliente final um preço de venda com uma margem de 50%, ou seja, considerando um preço de 6.609 €. As informações detalhadas para o cálculo de 10 anos médios, caso a nova instalação opere de acordo com o projeto, ou seja, a uma temperatura de evaporação de -5 °C, podem ser visualizadas na Tabela 13. A sua análise permite retirar que, caso a nova instalação opere como esperado, ou seja, a uma temperatura de evaporação -5 °C, a temperatura anual média se mantenha relativamente constante, o sistema opere corretamente um mínimo de 10 anos e para o preço de venda previsto, o cliente final deve conseguir pagar o seu investimento ao fim de 2 anos e ter uma TIR de cerca de 54%.

Tabela 13 - Retorno para o cliente em 10 anos médios para temperatura de evaporação de -5 °C.

	2020	2021	2022	2023	2024	2029	2030
Investimento	6609						
Poupança	-	3591	3591	3591	3591	3591	3591
Resultado anual	-6609	3591	3591	3591	3591	3591	3591
Resultado cumulativo descontado (5%)	-6609	-3189	67	3169	6123	18912	21116
TIR [%]	54%						
Prazo de retorno do investimento (5%) [anos]	2,0						

O resumo dos resultados para cada um dos casos avaliados pode ser consultado na Tabela 14. A rentabilidade da alteração diminui rapidamente com a diminuição da temperatura de evaporação e é menor quanto mais frios forem os anos nos quais opera. Com base na Tabela 14 é possível afirmar que a alteração proposta, no pior dos cenários, irá permitir uma poupança de energia elétrica mínima anual de 2,4%, correspondente a uma poupança de mais de 800 € por ano e que, se o projeto não tiver de sofrer nenhuma alteração profunda não prevista anteriormente, pagar-se-á no máximo em 10,3 anos, superior ao tempo de vida máximo previsto (10 anos). A mínima taxa interna de rentabilidade para o cliente final será de 5%. Em média a poupança de energia elétrica anual para a instalação estudada é de 6,4% e a taxa interna de rentabilidade de 31%.

Tabela 14 - Poupança anual e retorno em 10 anos para o cliente.

Temperatura de Evaporação [°C]	Temperatura ambiente	Energia elétrica poupada [%]	Poupança anual [€]	TIR [%]	Prazo de amortização do investimento (Desconto de 5%) [anos]
-5	Anos frios	9,9	3441	51	2,1
	Anos médios	10,3	3591	54	2,0
	Anos quentes	10,7	3733	56	1,9
-6	Anos frios	7,4	2592	36	2,8
	Anos médios	7,7	2696	39	2,7
	Anos quentes	8,0	2795	41	2,6
-7	Anos frios	4,9	1727	23	4,4
	Anos médios	5,1	1785	24	4,2
	Anos quentes	5,3	1838	25	4,1
-8	Anos frios	2,4	839	5	10,3
	Anos médios	2,4	849	5	10,1
	Anos quentes	2,4	854	5	10,0

6 Conclusões e Trabalhos Futuros

6.1 Conclusões

Devido ao aumento das restrições à utilização de fluidos sintéticos através da assinatura de legislações, como o protocolo de Montreal e os regulamentos F-gas, as instalações a CO_2 têm sido vistas como uma alternativa às instalações tradicionais com fluidos de trabalho com efeitos ambientais adversos, como é o caso do R-134a.

O desempenho de instalações a operar a CO_2 em locais com temperaturas ambiente médias baixas é de facto mais elevada do que a das instalações tradicionais, no entanto, em locais com climas mais quentes estes sistemas têm desempenhos menores. Este fator, associado às altas pressões de operação, que fazem aumentar o preço dos componentes, tem dificultado a sua implementação em países com temperaturas ambiente mais elevadas como Portugal.

Uma das propostas de aumento do desempenho de instalações é a utilização de compressores paralelos, que se tornaram norma, nos últimos anos, em todas os sistemas a CO_2. Uma nova alternativa, que permite um aumento elevado do desempenho a praticamente qualquer temperatura ambiente, são os sistemas de ejeção. Os sistemas de ejeção de vapor aproveitam a pressão alta no *gas cooler* para elevar gás na aspiração MT para a pressão do depósito de líquido. Os sistemas de ejeção de líquido recorrem à utilização da energia contida no gás à saída do *gas cooler* para comprimir o líquido no depósito anti golpe de líquido para o depósito de líquido, resolvendo o problema do excesso de líquido que ocorre quando os evaporadores operam em regime semi-inundado.

Os sistemas de ejeção de líquido, ao contrário de outros sistemas de melhoria de desempenho, como a compressão paralela, permitem uma poupança de energia elétrica durante todo o ano, apresentando-se como uma alternativa a ter em conta em grande parte das aplicações comerciais.

Apesar de terem impacto a qualquer temperatura ambiente, a utilização de sistemas com evaporadores semi-inundados tem maior importância nos meses quentes de verão, durante os quais a poupança energética é mais elevada.

A poupança de energia elétrica anual teórica das instalações a operar com estes sistemas pode superar os 10%. Este fator, associado aos custos de implementação relativamente baixos, resulta em tempos de amortização de cerca de dois anos. Estas caraterísticas permitem que os sistemas com ejeção de líquido se apresentem como uma aposta atrativa para o curto, médio e longo prazo, tanto para novas instalações a serem projetadas como para centrais a operar atualmente ciclos *booster* tradicionais.

6.2 Trabalhos Futuros

Um trabalho interessante, e importante para validar os métodos de cálculo apresentados e a estimativa de poupança seria a implementação do projeto proposto nesta dissertação e posterior avaliação do desempenho real durante um ano. Com base no comportamento real seria possível confirmar ou refutar algumas assunções teóricas aqui assumidas e, caso necessário, melhorar o sistema. Tomando como exemplo o depósito anti golpe de líquido, seria fundamental monitorizar a quantidade de líquido no mesmo ao longo do tempo, com vista a aferir se as dimensões propostas correspondem, ou não, às necessidades reais da instalação. Esta análise poderá permitir a redução dos custos associados a este componente (caso se verifique que este equipamento poderá ter menores dimensões) ou validar o método de dimensionamento de depósitos anti golpe de líquido.

Seria ainda importante estudar o impacto da utilização de um sistema de ejetores de vapor em paralelo com os ejetores de líquido, com vista a avaliar o incremento no desempenho da instalação, impacto no custo inicial e tempo de amortização.

Podia, também, ser realizado um estudo sobre qual a máxima temperatura de evaporação de média temperatura à qual a instalação pode operar sem comprometer as condições de armazenamento do produto, possibilitando uma maior poupança de energia elétrica associada à redução de potência elétrica de compressão de média temperatura.

A avaliação do impacto do *set-point* da pressão no depósito de líquido para diferentes condições de temperatura ambiente podia ser estudada de forma experimental, sendo que os resultados obtidos podem revelar-se importantes para a obtenção de um desempenho máximo na instalação.

Referências

1. BP, *Energy Outlook 2020 Edition.* 2020.
2. Gullo, P., N. Purohit, and M.S. D, *Comparative study of various supermarket refrigerating systems in european climate context.* 2018.
3. Shecco, *World Guide to transcritical CO_2 refrigeration*. 2020.
4. Çengel, Y.A. and M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 2006: McGraw-Hill Higher Education ISBN: 978-0-073107-68-4.
5. Afonso, C., *Sistemas Frigoríficos*. 1 ed. 2019, Porto: Efeitos Gráficos ISBN: 978-989-54350-1-2.
6. Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia, *Regulamento (CE) N.O 2037/2000 Do Parlamento Europeu e do Conselho de 29 de Junho de 2000 relativo às substâncias que empobrecem a camada de ozono.* Jornal Oficial das Comunidades Europeias, 2000.
7. Harrison, R.M., *2.1.3.2 Ozone Depletion*, in *Introduction to Pollution Science*. 2006, Royal Society of Chemistry ISBN: 978-0-85404-829-8.
8. Hester, R.E. and R.M. Harrison, *6.2.4 Stratospheric Ozone Layer*, in *Global Environmental Change*. 2000, Royal Society of Chemistry ISBN: 978-0-85404-280-7.
9. Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia, *Regulamento (CE) N.O 842/2006 Do Parlamento Europeu e do Conselho de 17 de Maio de 2006 relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa.* Jornal Oficial da União Europeia, 2006.
10. ASHRAE, *3.1.1 Transcritical CO2 Refrigeration*, in *2018 ASHRAE® Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. 2018, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) ISBN: 978-1-939200-98-3.
11. Environmental Investigation Agency, *EU F-Gas Regulation Handbook: Keeping ahead of the curve as Europe Phases Down HFCs.* 2015.
12. Hundy, G.F., A.R. Trott, and T.C. Welch, *3.1 Introduction*, in *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (5th Edition)*. 2016, Elsevier ISBN: 978-0-08-100647-4.
13. P. Nekså, H.T.W.a.A.H., *CO2 - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future.* 2010.
14. ASHRAE, *Ammonia as a Refrigerant.* 2017.
15. Pearson, S.F., *Refrigerants past, present and future.* 2004.
16. Sarbu, I. and E. Valea, *Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning, refrigeration and heat pump applications.* WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer, 2014. **9**: p. 27-38.
17. Kutz, M., *13.4.2 Refrigerant Selection for Closed Cycle*, in *Mechanical Engineers' Handbook, Volume 4 - Energy and Power (4th Edition)*. 2014, John Wiley & Sons ISBN: 978-1-118-11285-4.

18. Molina, M.J. and F.S. Rowland, *Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone*. Nature, 1974. **249**(5460): p. 810-812. DOI: 10.1038/249810a0.
19. UNEP, *Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. 2020: UN Environment Programme - Ozone Secretariat, ISBN: 978-9966-076-79-3.
20. Calm, J.M., *Refrigerant transistions...again*, in *Moving Towards Sustainability*. 2012, ASHRAE-NIST.
21. UNFCCC, *Kyoto Protocol Reference Manual*. 2008.
22. Brack, D., *National Legislation on Hydrofluorocarbons*. 2015.
23. Ge, Y.T. and S.A. Tassou, *Thermodynamic analysis of transcritical CO2 booster refrigeration systems in supermarket*. Energy Conversion and Management, 2011. **52**(4): p. 1868-1875. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.11.015.
24. Dinčer, I. and M. Kanoğlu, *2.11 Thermophysical Properties of Refrigerants*, in *Refrigeration Systems and Applications (2nd Edition)*. 2010, John Wiley & Sons ISBN: 978-0-470-74740-7.
25. Bahman, A.M., D. Ziviani, and E.A. Groll, *A generalized moving-boundary algorithm to predict the heat transfer rate of transcritical CO2 gas coolers*. International Journal of Refrigeration, 2020. **118**: p. 491-503. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.05.021.
26. Pamitran, A.S., et al., *Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2*. International Journal of Multiphase Flow, 2011. **37**(7): p. 794-801. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.02.005.
27. Gierzynski, A., *Implications of permeability uncertainty during three-phase CO2 flow in a basalt fracture network*. 2016.
28. Danfoss, *Coolselector®2*. 2017.
29. Emerson Climate Technologies, I., *Refrigeration Manual Part 2 - Refrigeration System Components*. 1967.
30. ASHRAE, *38 Compressors*, in *2016 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment (SI Edition)*. 2016, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) ISBN: 978-1-939200-27-3.
31. Danfoss, *Industrial Refrigeration Ammonia and CO2 Applications*. 2020.
32. Lei, X., et al., *Experimental comparison of the heat transfer of carbon dioxide under subcritical and supercritical pressures*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020. **152**: p. 119562. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119562.
33. Stoecker, W.F. and J.W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*. 1983.
34. Dinčer, I. and M. Kanoğlu, *Refrigeration Systems and Applications (2nd Edition)*. 2010.
35. SWEP. *Refrigerant Handbook*. [cited 2020 11/11].
36. Dinčer, I. and M. Kanoğlu, *3.2 History of Refrigeration*, in *Refrigeration Systems and Applications (2nd Edition)*. 2010, John Wiley & Sons ISBN: 978-0-470-74740-7.

37. Jiang, L., et al., *A research on the dryout characteristics of CO2'S flow boiling heat transfer process in mini-channels.* International Journal of Refrigeration, 2017. **83**: p. 131-142. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.017.

38. Yijun, F., L. Guo, and L. Jing, *Simulation Optimization on Heat Transfer Characteristics of Carbon Dioxide in Microchannel Evaporator.* 2019.

39. Mastrullo, R., et al., *Carbon dioxide local heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube.* International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(19): p. 4184-4194. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.04.004.

40. Mastrullo, R., et al., *Comparison of R744 and R134a heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube.* 2009. DOI: 10.24084/repqj07.436.

41. Luckmann, E., *Selecting the right evaporation algorithm makes a world of difference.* 2018.

42. Afonso, C. *Flooded evaporators versus dry evaporators: in which conditions?* in *7th International Conference on Mechanics and Materials in Design*. 2017. INEGI/FEUP.

43. Minetto, S., et al., *Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems.* International Journal of Refrigeration, 2014. **38**: p. 1-9. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044.

44. Mazyar Karampour, S.S., *Comparison of state-of-the-art CO2 and alternative refrigeration systems for supermarkets.* 2018.

45. ASHRAE, *15.3.2.5 Systems using CO2 as a refrigerant*, in *2018 ASHRAE® Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. 2018, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) ISBN: 978-1-939200-98-3.

46. Gullo, P., et al., *State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems – A theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry*. Energy Procedia, 2017. **123**: p. 46-53. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.283.

47. Gullo, P., B. Elmegaard, and G. Cortella, *Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates.* International Journal of Refrigeration, 2016. **64**: p. 61-79. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016.

48. Pettersen, J., R. Rieberer, and S.T. Munkejord, *Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes*. 2000.

49. Yu, B., et al., *An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle.* Energy, 2019. **189**: p. 116147. DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116147.

50. Girotto, S., S. Minetto, and P. Neksa, *Commercial refrigeration system using CO2 as the refrigerant.* International Journal of Refrigeration, 2004. **27**(7): p. 717-723. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.07.004.

51. Zheng, L. and J. Deng, *Research on CO2 ejector component efficiencies by experiment measurement and distributed-parameter modeling.* Energy Conversion and Management, 2017. **142**: p. 244-256. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.017.

52. Sumeru, K., H. Nasution, and F.N. Ani, *A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(7): p. 4927-4937. DOI: https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058.

53. Banasiak, K., et al., *A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis.* International Journal of Refrigeration, 2014. **40**: p. 328-337. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002.

54. A. Hafner, K.F., K. Banasiak, *Next generation r744 refrigeration technology for supermarkets.* 2015.

55. Gullo, P., A. Hafner, and G. Cortella, *Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications.* International Journal of Refrigeration, 2017. **75**: p. 164-176. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009.

56. Gullo, P., et al., *Multi-Ejector Concept: A comprehensive review on its latest technological developments.* Energies, 2019. **12**: p. 406. DOI: 10.3390/en12030406.

57. White, F.M., *Fluid Mechanics*. 2009: McGraw-Hill ISBN: 978-0-071311-21-2.

58. Expósito Carrillo, J.A., F.J. Sánchez de La Flor, and J.M. Salmerón Lissén, *Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency.* International Journal of Refrigeration, 2017. **74**: p. 371-384. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.11.006.

59. Šarevski, M.N. and V.N. Šarevski, *3.4 Calculating procedure for vapor and two-phase ejectors*, in *Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration/Heat Pump Technology*. 2016, Elsevier ISBN: 978-0-08-100733-4.

60. Tashtoush, B.M., M.d.A. Al-Nimr, and M.A. Khasawneh, *A comprehensive review of ejector design, performance, and applications.* Applied Energy, 2019. **240**: p. 138-172. DOI: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.185.

61. Hassanain, M., E. Elgendy, and M. Fatouh, *Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation.* International Journal of Refrigeration, 2015. **58**: p. 1-13. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.018.

62. Elbel, S. and P. Hrnjak, *Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications.* International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2008.

63. Ersoy, H.K. and N. Bilir, *Performance characteristics of ejector expander transcritical CO2 refrigeration cycle.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2012. **226**: p. 623-635. DOI: 10.1177/0957650912446547.

64. Haida, M., et al., *Performance operation of liquid ejectors for a R744 integrated multi-ejector supermarket system using a hybrid ROM.* International Journal of Refrigeration, 2020. **110**: p. 58-74. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.10.020.

65. Atmaca, A., A. Erek, and O. Ekren, *Preliminary design of the two-phase ejector under constant area mixing assumption for 5 kW experimental system.* E3S Web of Conferences, 2019. **103**: p. 01002. DOI: 10.1051/e3sconf/201910301002.

66. Liu, F., *Review on ejector efficiencies in various ejector systems.* 2014.

67. Al-Tameemi, M.R.J. and Z. Yu, *Thermodynamic approach for designing the two-phase motive nozzle of the ejector for transcritical CO2 heat pump system.* Energy Procedia, 2017. **142**: p. 1206-1212. DOI: https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.382.

68. A.A. Kornhauser, V.P.I.a.S.U., *The use of an ejector as a refrigerant expander*, in *Purdue refrigeration conference*. 1990: Purdue University, West Lafayette, IN, USA. p. 10-19.
69. Haida, M., et al., *Numerical investigation of an R744 liquid ejector for supermarket refrigeration systems.* Thermal Science, 2016. **20**: p. 112-112. DOI: 10.2298/TSCI151210112H.
70. NIST, *mini-REFPROP*. 2018, National Institute of Standards and Technology.
71. Danfoss, *High pressure lift ejector and liquid ejector systems.* 2020.
72. BITZER, *Operation of BITZER reciprocating compressors with external frequency inverters*. 2020.
73. Software, F.-C., *Engineering Equation Solver*. 2020.
74. Pordata, *Preços da electricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU)*. 2020.
75. Danfoss, *Multi Ejector SolutionTM for R744 (CO2). Product type - CTM 1 and CTM 2 Liquid Ejector.* 2019.
76. BITZER, *BITZER refrigeration compressor oils for reciprocating compressors*. 2020.
77. Han, Y., *Energy-efficient Supermarket CO2 compressor pack with ejectors*. 2017, NTNU.
78. Hafner, A., *Examples of CO_2 Systems*. 2017, NTNU.
79. Wieland, *K 65 Installation Tubes*. 2020. p. https://www.k65-system.com/en/installationtubes.
80. Stoecker, W., *Industrial Refrigeration Handbook*. 1998: McGraw-Hill Education ISBN: 9780070616233.
81. BITZER, *BITZER Software*. 2021.
82. EUSH, *Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS)*, in *rever*. 2020, EU Science Hub.
83. UNEP, *2006 Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee.* 2006.
84. Rhiemeier, J.-M., et al., *Comparative assesment of the climate relevence of supermarket refrigeration systems and equipment.* 2009.
85. UNEP, *2018 Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee*. 2018, UN Environment Programme - Ozone Secretariat,.
86. Papasavva S, L.D., et al., *Estimated 2017 refrigerant emissions of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFC-1234yf) in the United States resulting from automobile air conditioning.* . 2009.
87. Aisyah, N., M. Alhamid, and N. Nasruddin, *Exergy and Exergoenvironmental Assessment and Optimization of Low GWP Refrigerant for Vapor Compression Heat Pump System.* International Journal of Technology, 2018. **9**: p. 1256. DOI: 10.14716/ijtech.v9i6.2369.
88. Reichle, M., *CO_2 system calculation and simulation*, in *Part 1: Theory of a good selection*, S. Academy, Editor. 2020.

Anexo A: Caraterísticas de diferentes fluidos

Tabela A 1 - ODP e GWP de diferentes fluidos [11, 19, 83-87].

Fluído	Potencial de Empobrecimento do Ozono	Potencial de Aquecimento Global
R-11	1,0	4 750
R-12	1,0	10 900
R-22	0,055	1 810
R-404a	0	3 900
R-407c	0	1 800
R-410a	0	2 100
R-507a	0	4 000
R1234yf	0	4
R-717 (Amoníaco)	0	<1
R-744 (CO_2)	0	1

Anexo B: Condições de operação para diferentes temperaturas ambiente

Tabela B 1 - Condições de operação assumidas nos cálculos [28, 88].

Temperatura ambiente [ºC]	Temperatura de saída do *gas cooler* [ºC]	Pressão no *gas cooler* [bar]	Temperatura de saturação à pressão do *gas cooler* [ºC]
-5	5	41,3	6,5
-4	6	42,3	7,5
-3	7	43,4	8,5
-2	7,5	44,0	9,0
-1	8	44,5	9,5
0	9	45,6	10,5
1	10	46,7	11,5
2	10,5	47,3	12,0
3	11	47,9	12,5
4	12	49,0	13,5
5	13	50,2	14,4
6	14	51,4	15,4
7	14,5	52,0	15,9
8	15	52,6	16,4
9	16	53,8	17,3
10	17	55,0	18,3
11	18	56,2	19.2
12	18.5	56.9	19.7
13	19	57.5	20.2
14	20	58,8	21,1
15	21	60,1	22,0
16	21,5	60,7	22,5
17	22	61,4	23,0
18	23	62,7	23,9
19	24	64,1	24,8
20	25	65,7	25,9
21	25,5	66,7	26,6
22	26	67,7	27,2
23	27	69,7	28,5
24	28	71,8	29,8
25	29	73,8	-
26	29,5	75,1	-
27	30	76,4	-

Temperatura ambiente [ºC]	Temperatura de saída do *gas cooler* [ºC]	Pressão no *gas cooler* [bar]	Temperatura de saturação à pressão do *gas cooler* [ºC]
28	31	79,0	-
29	32	81,6	-
30	33	84,2	-
31	33,5	85,5	-
32	34	86,8	-
33	35	89,4	-
34	36	92,0	-
35	37	94,6	-

Anexo C: Operação de compressores

Este anexo destina-se à apresentação do cálculo das condições de operação de um compressor para determinadas condições.

C.1 – Cálculo do caudal comprimido

Nesta parte será calculado o caudal comprimido por um compressor 4HTC-20K da *Bitzer*, sabendo a potência elétrica utilizada. As condições de operação são:

- Temperatura de evaporação MT de -10 ºC
- Temperatura ambiente 30 ºC, correspondente, segundo a Tabela B 1 do Anexo B, a uma temperatura de saída do *gas cooler* de 33 ºC e a uma pressão no *gas cooler* de 84,2 bar
- Sobreaquecimento à entrada do compressor de 10 K
- Potência elétrica do compressor de 15 kW

Os coeficientes representativos da operação do compressor em estudo podem ser visualizados nas tabelas C 1 a C 4.

Tabela C 1 - Coeficientes de regressão de caudal do 4HTC-20K a 25 Hz (modo transcrítico) [81].

C_1	528,24
C_2	16,42
C_3	-1,95
C_4	0,24
C_5	-0,03
C_6	0,00
C_7	0,00
C_8	0,00
C_9	0,00
C_{10}	0,00

Tabela C 2 - Coeficientes de regressão de caudal do 4HTC-20K a 70 Hz (modo transcrítico) [81].

C_1	1748,45
C_2	55,02
C_3	-6,26
C_4	0,84
C_5	-0,08
C_6	0,01
C_7	0,01
C_8	0,00
C_9	0,00
C_{10}	0,00

Tabela C 3 - Coeficientes de regressão de potência do 4HTC-20K a 25 Hz (modo transcrítico) [81].

C_1	-5361,63
C_2	-255,29
C_3	240,17
C_4	-2,95
C_5	3,49
C_6	-1,35
C_7	-0,01
C_8	0,00
C_9	0,00
C_{10}	0,00

Tabela C 4 - Coeficientes de regressão de potência do 4HTC-20K a 70 Hz (modo transcrítico) [81].

C_1	-14357,92
C_2	-659,35
C_3	632,29
C_4	-7,33
C_5	8,71
C_6	-3,45
C_7	-0,03
C_8	0,01
C_9	-0,01
C_{10}	0,01

Pela equação (3.2) e pelas tabelas C 1 a C 4 é possível calcular, para as condições referidas, os valores do polinómio (Y). Os resultados podem ser visualizados na Tabela C 5.

Tabela C 5 - Valores de Y calculados.

Variável	Y	Unidades
Caudal a 25 Hz ($\dot{m}_{25}$)	263,6	[kg/h]
Caudal a 70 Hz ($\dot{m}_{70}$)	874,1	[kg/h]
Potência a 25 Hz ($\dot{W}_{25}$)	6,9	[kW]
Potência a 70 Hz ($\dot{W}_{70}$)	18,9	[kW]

Recorrendo a uma interpolação é possível calcular o caudal comprimido pelo compressor:

$$\dot{m} = \dot{m}_{25} + \left(\dot{W} - \dot{W}_{25}\right) * \frac{(\dot{m}_{70} - \dot{m}_{25})}{\left(\dot{W}_{70} - \dot{W}_{25}\right)} = \\ = 263{,}6 + (15 - 6{,}9) * \frac{(874{,}1 - 263{,}8)}{(18{,}9 - 6{,}9)} = \\ = 675{,}6 \text{ kg/h} \qquad \text{(C .1)}$$

Onde:

$\dot{m}$ é o caudal comprimido pelo compressor

C.2 - Cálculo da potência elétrica de compressão

Nesta parte será realizado o cálculo da potência elétrica no mesmo compressor, sendo sabido o caudal, para as mesmas condições do exemplo anterior, ou seja

- Temperatura de evaporação de -10 ºC
- Pressão no *gas cooler* de 84,2 bar
- Sobreaquecimento de 10 K
- Caudal de 675,6 kg/h

Sabendo os valores da Tabela C 5 e interpolando:

$$\dot{W} = \dot{W}_{25} + (\dot{m} - \dot{m}_{25}) * \frac{\left(\dot{W}_{70} - \dot{W}_{25}\right)}{(\dot{m}_{70} - \dot{m}_{25})} = \\ = 6{,}9 + (675{,}6 - 263{,}8) * \frac{(18{,}9 - 6{,}9)}{(874{,}1 - 263{,}8)} = \\ = 15{,}0 \text{ kW} \qquad \text{(C .2)}$$

Onde:

$\dot{W}$ é a potência elétrica fornecida ao compressor

Anexo D: Temperatura ambiente anual

Tabela D 1 - Temperatura ambiente anual média em Matosinhos [82].

Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)	Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)
0	0,0	18	7,1
1	0,0	19	5,8
2	0,0	20	4,8
3	0,1	21	4,2
4	0,2	22	3,7
5	0,6	23	3,4
6	1,2	24	2,7
7	2,4	25	1,6
8	3,8	26	0,8
9	5,1	27	0,3
10	6,1	28	0,1
11	6,3	29	0,0
12	6,2	30	0,0
13	6,1	31	0,0
14	6,1	32	0,0
15	6,4	33	0,0
16	7,0	34	0,0
17	7,8	35	0,0

Tabela D 2 - Temperatura ambiente anual média em Estocolmo [82].

Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)	Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)
-10	0,5	13	4,0
-9	0,7	14	4,3
-8	0,8	15	4,0
-7	1,2	16	3,7
-6	1,4	17	3,2
-5	1,7	18	2,7
-4	2,3	19	2,3
-3	2,8	20	1,8
-2	3,4	21	1,3
-1	3,8	22	0,9
0	4,4	23	0,6
1	4,5	24	0,3
2	4,5	25	0,2
3	4,3	26	0,1
4	4,1	27	0,1
5	4,0	28	0,0
6	3,9	29	0,0
7	3,7	30	0,0
8	3,7	31	0,0
9	3,8	32	0,0
10	3,7	33	0,0
11	3,6	34	0,0
12	3,8	35	0,0

Tabela D 3 - Temperatura ambiente anual numa cidade do norte do país em 2020.

Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)	Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)
0	0,0	18	8,4
1	0,0	19	7,6
2	0,0	20	5,6
3	0,0	21	4,5
4	0,0	22	4,8
5	0,1	23	4,7
6	0,4	24	3,3
7	1,2	25	1,2
8	2,7	26	0,7
9	4,5	27	0,3
10	4,7	28	0,4
11	5,2	29	0,3
12	4,5	30	0,1
13	5,4	31	0,1
14	6,4	32	0,1
15	7,2	33	0,1
16	7,2	34	0,0
17	8,1	35	0,0

Tabela D 4 - Temperatura ambiente média anual numa cidade no norte do país [82].

Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)	Temperatura ambiente [°C]	Horas anuais (%)
0	0,0	18	6,0
1	0,0	19	4,9
2	0,0	20	4,3
3	0,1	21	3,8
4	0,3	22	3,4
5	0,8	23	3,0
6	1,6	24	2,1
7	3,0	25	1,1
8	4,4	26	0,5
9	5,7	27	0,2
10	6,4	28	0,1
11	6,3	29	0,0
12	6,1	30	0,0
13	6,3	31	0,0
14	6,5	32	0,0
15	7,5	33	0,0
16	8,4	34	0,0
17	7,4	35	0,0

Anexo E: Algoritmos EES

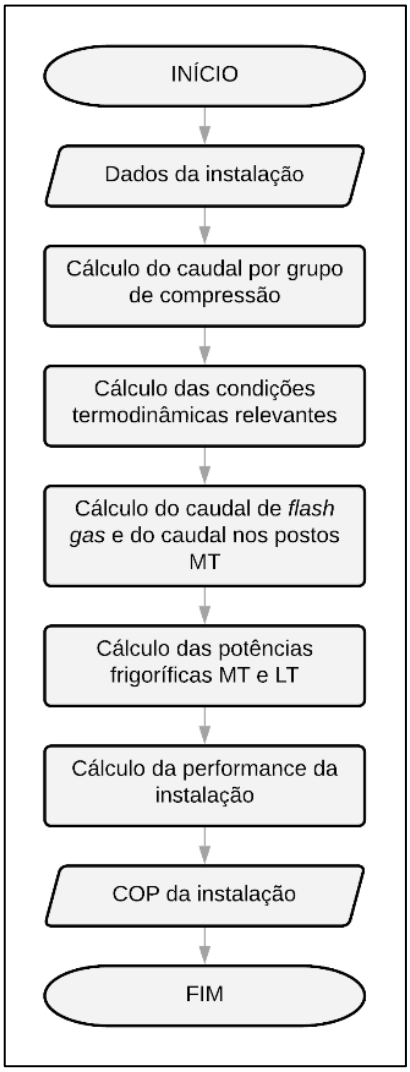


Figura E 1 - Algoritmo para cálculo do desempenho de uma instalação a operar com evaporadores secos.

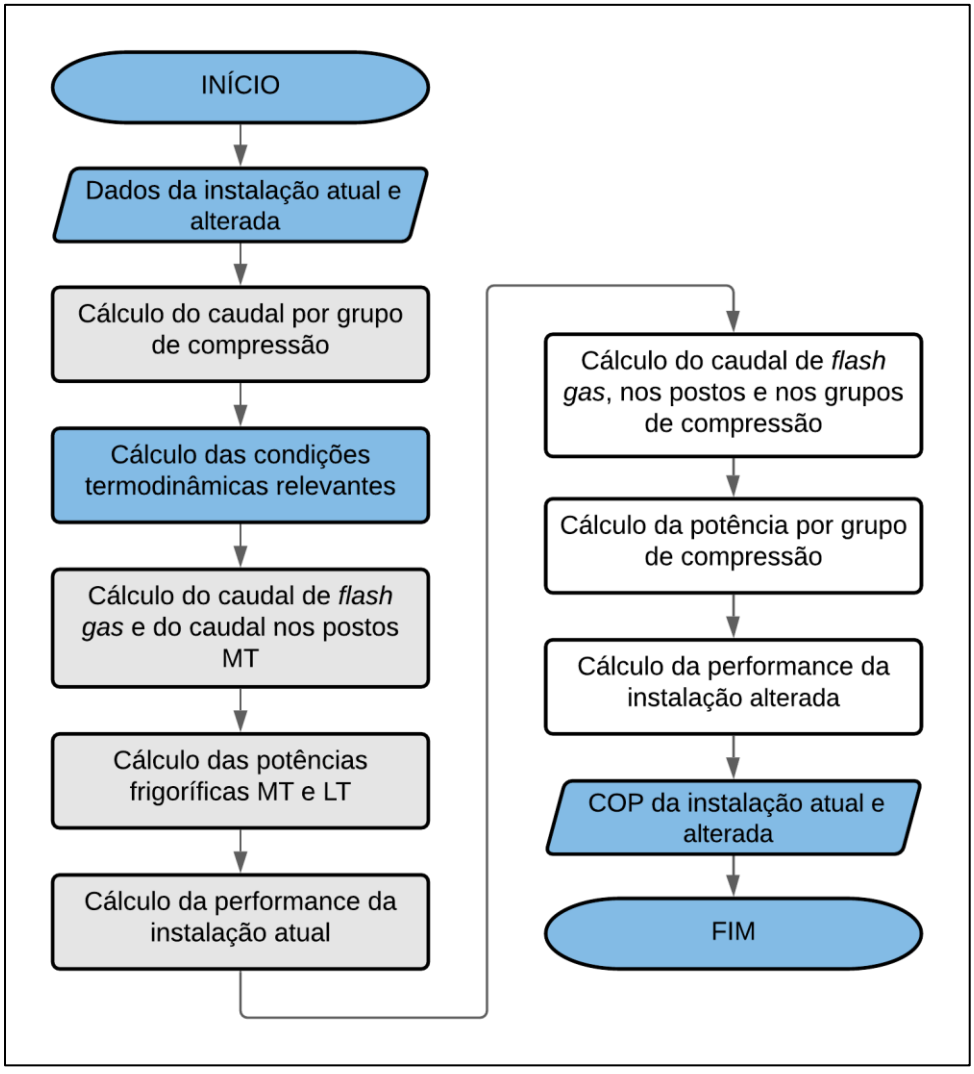


Figura E 2 - Algoritmo para comparação do desempenho entre evaporadores secos e inundados.