

Dimensionamento de um circuito frigorífico a CO2 com evaporadores inundados

Pedro Rafael Fernandes Saldanha

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga

Orientador na Empresa: Eng.º Paulo Paralvas



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho 2019

Plus Ultra

Resumo

No mundo contemporâneo, a refrigeração é imprescindível na sociedade actual, na conservação de alimentos e arrefecimento de processos industriais. Contudo tem causado um forte impacto no ambiente, danificando a camada de ozono e intensificando o aquecimento global, devido às emissões directas e indirectas de gases com efeito de estufa para a atmosfera.

Devido às pressões elevadas numa instalação frigorífica a CO₂, o trabalho do compressor é maior e, por consequência, o *COP* total da instalação frigorífica é baixo e o consumo eléctrico é elevado. A fim de melhorar o rendimento total da instalação, uma das alternativas é a utilização de evaporadores inundados. Tendo o evaporador a operar inundado, o rendimento dos compressores aumenta devido sobreaquecimento reduzido e uma aspiração livre de gotículas.

Para estudar os benefícios da utilização de evaporadores inundados em vez de evaporadores secos, desenvolveu-se um modelo da instalação frigorífica no software *Pack Calculation Pro* para uma solução existente, entreposto em Leiria, Portugal. O modelo permite o cálculo do consumo energético e da variação do *COP* ao longo de um ano para qualquer perfil de temperaturas.

Aplicando o modelo ao perfil de temperatura ambiente de Leiria, a mudança do tipo de funcionamento dos evaporadores da câmara de congelados, de expansão seca para inundados, permite um aumento de 0,29% no *COP* total da instalação, permitindo a poupança de 1,23 MWh anuais em energia eléctrica. Aumentando a carga frigorífica da câmara de congelados para 300 kW, colocando os evaporadores a funcionarem inundados, regista-se um aumento do *COP* total da instalação de 0,94% e uma poupança energética de 7,21 MWh. Aumentado a temperatura de evaporação nos evaporadores dos -28°C até aos -15°C, a poupança energética obtida diminui para os 399 kWh. Em climas mais frios, como a Dinamarca, a mudança do tipo de funcionamento dos evaporadores, a poupança não é tão grande, 1,03 MWh, valor inferior à poupança energética possível em climas mais quentes, como Portugal e Brasil, onde chegamos a 1,23 MWh e 1,22 MWh, respectivamente.

Comparando com o projeto inicial, na solução com evaporadores inundados, o custo de aquisição da tubagem e dos evaporadores é menor. Mas devido às integrações de um separador de líquido e de uma bomba circuladora na instalação, o investimento inicial da instalação aumenta em cerca de 4000€, um valor facilmente absorvido pelo orçamento total da instalação.

A solução com evaporadores inundados é mais eficiente energeticamente que a solução existente, permitindo um menor custo de exploração, mas seria necessário um investimento inicial maior. A rentabilidade económica de uma instalação frigorífica com evaporadores inundados é maximizada em climas temperados, com cargas frigoríficas maiores com temperaturas de evaporação mais baixas.

Palavras-chave: Refrigeração, dióxido de carbono, evaporador inundado, análise energética.

Design of a transcritical CO₂ refrigeration system using flooded evaporators

Abstract

In today's world, refrigeration is needed for food preservation and cooling in industrial processes. However, it has a strong impact on the environment, damaging the ozone layer and increasing global warming, due to direct and indirect greenhouse gas emissions into the atmosphere.

Due to the high pressures in a CO₂ refrigeration plant, the compressor work is bigger and therefore the total *COP* of the refrigeration plant is low, and the electrical consumption is high. In order to improve the overall efficiency of the installation, one of the alternatives is the use of flooded evaporators. With the flooded operation of the evaporators, the efficiency of the compressors increases due to reduced overheating and a droplet-free suction.

To study the benefits using flooded evaporators instead of dry evaporators, a refrigeration model plant was developed in the Pack Calculation Pro software for an existing warehouse in Leiria, Portugal. The model allows calculation of the energy consumption and the variation of the *COP* over a year for any temperature profile.

Applying the model to the ambient temperature profile of Leiria, the change in the operation type of the evaporators, from direct expansion to flooded operation, increases the total *COP* of the installation by 0.29%, allowing savings of 1228 kWh per year. Increasing the freezing capacity of the freezing chamber to 300 kW, by allowing the evaporators to operate in a flooded state, there is an 0.94% increase in the total *COP* of the plant and an energy savings of 7.21 MWh. Increasing the evaporation temperature in the evaporators from -28°C to -15°C, the energy savings obtained decreases to 399 kWh. In colder climates, such as Denmark, the change in the type of operation of the evaporators, the savings are not so great, 1.03 MWh, lesser value than the possible energy savings in warmer climates, like Portugal and Brazil, 1.23 MWh and 1.22 MWh, respectively.

Compared with the initial design, the cost of purchasing pipes and evaporators is lower in the flooded evaporators solution. But due to the integration of a liquid separator and a pump, the initial investment increases circa 4000€, a value with minor impact on total budget of the installation.

The flooded evaporators solution is more energy efficient than the existing solution, allowing a lower operation cost, but would require a slight bigger initial investment. The economic profitability of a refrigerated installation with flooded evaporators is maximized in mild climates, with higher refrigerant loads with lower evaporation temperatures.

Keywords: Refrigeration, carbon dioxide, flooded evaporator, energy analysis, economic analysis.

Agradecimentos

Quero começar por agradecer à Administração da Eurocold, nas pessoas de Sr. José Teixeira, Eng.º Paulo Paralvas e Eng.º Tiago Rushworth Maul, pela magnífica oportunidade que foi concedida de desenvolver a minha dissertação nas suas instalações.

Agradeço a todos os colaboradores da Eurocold pela amabilidade com que me integraram e por estarem sempre receptivos às minhas questões, quero agradecer, em particular, ao Sr. Heliodoro Roque, ao Sr. Joaquim Gomes, à Eng.ª Joana Branco, ao Eng.º Diogo Barros, ao Eng.º João Barbosa e ao futuro engenheiro Nuno Moura pelo conhecimento e experiência transmitidos durante este período.

Quero agradecer ao Eng.º Paulo Paralvas, Diretor-Geral da Eurocold e orientador na empresa, pela partilha de conhecimentos e pelo seu precioso contributo no desenvolvimento da presente dissertação.

Agradeço ao Prof. Szabócs Varga, o orientador na FEUP, pela sua disponibilidade e orientação ao longo do tempo.

O presente documento não era possível sem o apoio incondicional de todos os meus amigos durante todo este tempo.

A presente dissertação não seria possível sem o contributo de cada um dos meus irmãos e irmãs por me ajudarem no meu desenvolvimento como pessoa.

Nada disto seria possível sem todo o apoio dos meus pais, a quem toda a gratidão do mundo é pouca.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	A Refrigeração no contexto global	1
1.2	Fluidos frigoríficos	2
1.3	Seleção de fluidos frigoríficos	5
1.4	Dióxido de Carbono (CO ₂)	5
1.5	Comparativo entre o dióxido de carbono e outros fluidos frigoríficos	7
1.6	Objetivos da Dissertação	8
1.7	Estrutura da dissertação	9
1.8	Eurocold – Eletromecânica e Serviços S.A.	9
2	Ciclo frigorífico de compressão de vapor	11
2.1	Ciclo frigorífico ideal de compressão de vapor	11
2.2	Ciclo frigorífico de compressão de vapor real	12
2.3	Ciclo frigorífico de compressão de dióxido de carbono	13
2.4	Principais componentes de um circuito frigorífico	14
2.4.1	Compressor	14
2.4.2	Dispositivos de expansão	16
2.4.3	Condensador/Arrefecedor de gás	17
2.4.4	Evaporador	19
2.4.5	Depósito de líquido	20
2.4.6	Separador de óleo	21
2.4.7	Filtro-secador	21
2.4.8	Visor	22
2.4.9	Válvulas de seccionamento	22
2.4.10	Controlador eletrónico do sistema	22
2.5	Optimização energética de um ciclo de compressão de CO ₂	23
2.6	Controlo da instalação frigorífica	25
2.6.1	Controlo do evaporador	25
2.6.2	Controlo da capacidade do compressor	26
2.6.3	Controlo da capacidade do condensador	27
2.6.4	Controlo do nível de líquido	28
2.6.5	Controlo de segurança numa instalação frigorífica a CO ₂	29
2.6.6	Controlo do processo de descongelação	30
2.6.7	Controlo da lubrificação	30
3	Caracterização do entreposto	31
3.1	Caracterização do circuito frigorífico da instalação	33
3.1.1	Evaporadores do entreposto	33
3.1.2	Arrefecedor de gás	36
3.1.3	Central	37
3.2	Desempenho energético da instalação actual	39
3.2.1	Representação geral no software Pack Calculation Pro	39
3.3	Validação do modelo	43
3.4	Desenvolvimento do modelo para o sistema actual	45
3.5	Discussão de resultados	48
3.5.1	Efeito das condições climáticas no desempenho energético da instalação	48
3.5.2	Efeito da carga frigorífica da câmara de congelados no desempenho da instalação	50
3.5.3	Efeito da temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de congelados no desempenho da instalação	52
4	Estudo da integração dos evaporadores inundados na instalação existente	55
4.1	Alterações na tubagem	55
4.2	Seleção do separador de líquido	61
4.2.1	Diâmetro do separador horizontal	61
4.2.2	Dimensionamento do Separador de líquido horizontal	62
4.3	Seleção da bomba circuladora	66
4.4	Seleção dos evaporadores	67
4.5	Análise económica da reconfiguração	67
5	Conclusões	69

6 Sugestão de trabalho futuro.....	71
Referências	73
Anexo A: Esquema do circuito frigorífico da solução com evaporadores inundados	77
Anexo B: Esquema de montagem dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.....	79
Anexo C: Cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados	81
Anexo D: Cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente	83
Anexo E: Ficha técnica da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.....	85
Anexo F: Desenho com dimensões do separador de líquido RCL.508 da Klimal	89
Anexo G: Cálculo de capacidade de depósitos horizontais em função da altura de enchimento	

Índice de Figuras

Figura 1 - Contribuição de cada fonte de energia primária na produção de energia elétrica [1].	2
Figura 2 - Efeito do Protocolo de Montreal e seguintes emendas na previsão da evolução de cloro atmosférico [6].	3
Figura 3 - Evolução da utilização de fluidos frigoríficos ao longo do tempo [7].	4
Figura 4 - Diagrama de fases do dióxido de carbono [14].	6
Figura 5 - Diagrama p-h do dióxido de carbono com as diferentes zonas de funcionamento [16].	7
Figura 6 – Comparação relativa da secção de tubagem para diferentes fluidos frigoríficos para a mesma capacidade frigorífica.	8
Figura 7 - Organograma da Eurocold - Eletromecânica e Serviços S.A.	10
Figura 8 - Logótipo da Eurocold - Eletromecânica e Serviços, S.A.	10
Figura 9 - Esquema de um ciclo frigorífico e respetivo diagrama T-s [22].	12
Figura 10 - Esquema de um ciclo real de compressão de vapor (a) e respetiva diagrama T-s.	13
Figura 11 - Diagrama p-h do dióxido de carbono com os ciclos frigoríficos d subcrítico (a azul) e transcrítico (a preto) representados [24].	14
Figura 12 -Princípio de funcionamento de um compressor alternativo [11].	15
Figura 13 - Evolução do rendimento volumétrico com a razão de pressão [26].	16
Figura 14 – a) Válvula de expansão eletrónica modelo E3V da Carel [28] e b) representação do seu mecanismo de funcionamento [29].	17
Figura 15 – Conjunto de condensadores a ar montados numa obra de grande dimensão [30].	18
Figura 16 - Condensador a água do tipo carcaça e tubos [31].	18
Figura 17 - Condensador evaporativo Modelo CVA [32].	19
Figura 18 - Esquema de um instalação frigorífica com evaporador inundado a) com circulação por termossifão b) por líquido bombeado [33].	20
Figura 19 – Esquema de um depósito de líquido.	21
Figura 20 - Separador de óleo modelo OUB 1 [34].	21
Figura 21 - Filtro-secador EK 163 [35].	22
Figura 22 – Visor de líquido Danfoss [36].	22
Figura 23 – Controlador Eletrónico Danfoss AK-PC 781.	23
Figura 24 – Esquema de um ciclo de compressão de vapor básico [38].	23
Figura 25 – Configuração 2: Introdução de um permutador de calor na instalação frigorífica de referência [38].	24
Figura 26 - Configuração 3: Ciclo frigorífico com duplo estágio de compressão com arrefecimento intermédio [38].	24
Figura 27 - Configuração 4: Introdução de um separador na instalação frigorífica num sistema com duplo estágio de compressão [38].	25
Figura 28 – Controlo de um evaporador [40].	26

Figura 29 - Controlo de pressão de aspiração a partir de um Controlador Danfoss AK-PC 781: a) zonas de pressão b) patamares de funcionamento [41].	27
Figura 30 - Esquema do controlo de nível de líquido.	28
Figura 31 - Sensor de líquido [42].	29
Figura 32 - Planta do entreposto de Leiria.	31
Figura 33 - Esquema de funcionamento da instalação frigorífica do entreposto [46].	32
Figura 34 - Disposição dos evaporadores no entreposto logístico.	35
Figura 35 - Evaporador Centauro série KDM.	35
Figura 36 - Evaporador DD/E da Centauro.	36
Figura 37 - Condensador da série KCE da ECO.	36
Figura 38 - Central de refrigeração para uma instalação a dióxido de carbono transcrito [47].	37
Figura 39 - Central SuperComp Sigma instalada na casa de máquinas.	38
Figura 40 - Configuração seleccionada para a simulação da instalação actual em Pack Calculation Pro.	39
Figura 41 - Variação do <i>COP</i> com a temperatura ambiente de acordo com o artigo de Sharma et al. e os resultados das simulações em <i>Pack Calculation Pro</i> .	45
Figura 42 - Diagrama de um sistema com duplo estágio e compressão paralela: a) com expansão directa na baixa temperatura; b) com evaporadores inundados na baixa temperatura.	45
Figura 43 - Comparação do consumo energético entre as soluções evaporadores com expansão directa e com e evaporadores inundados para a solução implementada.	47
Figura 44 - Comparação da eficiência energética entre as soluções evaporadores com expansão directa e com e evaporadores inundados para a solução implementada.	48
Figura 45 - Influência da temperatura média no consumo energético e na performance energética.	49
Figura 46 - Influência da carga frigorífica de congelação no consumo energético e no <i>COP</i> .	51
Figura 47 - Influência da temperatura de evaporação no consumo energético e na performance energética.	52
Figura 48 - Linha de líquido para os evaporadores para os evaporadores instalados na instalação existente.	56
Figura 49 - Linha de aspiração dos evaporadores da câmara de congelados na instalação existente.	56
Figura 50 - Linha de aspiração dos evaporadores da câmara de refrigerados e do evaporador 3 do cais de expedição na instalação existente.	57
Figura 51 - Linha de líquido de parte do circuito MT para a solução com evaporadores inundados.	58
Figura 52 - Linha de líquido dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.	60
Figura 53 - Linha de retorno de líquido dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.	60

Figura 54 - Esquema de um separador horizontal com duas linhas de retorno de líquido [50].	62
Figura 55 - Representação de um separador de líquido horizontal por gravidade [51].....	63
Figura 56 – Esquema de princípio das ligações do separador de líquido e da bomba circuladora.	66
Figura 57 - Esquema do circuito frigorífico da solução com evaporadores inundados.	77
Figura 58 - Esquema de montagem dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.	79
Figura 59 - Componente técnica da cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.....	81
Figura 60 - Componente financeira da cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.	82
Figura 61 - Componente técnica da cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente.	83
Figura 62 - Componente financeira cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente.	84
Figura 63 - Dados técnicos da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.	85
Figura 64 -Curva característica da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.....	86
Figura 65 - Dimensões da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.....	87
Figura 66 - - Desenho com dimensões do separador de líquido RCL.508 da Klimal.	89
Figura 67 - Método de cálculo da capacidade do depósito em função do nível de enchimento	91

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Cronologia das restrições impostas pelo Protocolo de Montreal e sequentes emendas [4].	3
Tabela 2 – Calendarização imposta pelo Regulamento 519/2014 para a descontinuação e proibição de diversos gases fluorados [9].	4
Tabela 3 - Requisitos e propriedades pertinentes na seleção de um fluido frigorigéneo [11].	5
Tabela 4 – Classificação de segurança de três de fluidos naturais [18].	7
Tabela 5 - Tabela comparativa das propriedades termodinâmicas de diferentes fluidos frigorigéneos [20].	8
Tabela 6 - Rendimento energética das configurações de um ciclo de compressão de CO ₂ [38].	25
Tabela 7 - Mecanismos de controlo indicados para cada tipo de condensador [40]	27
Tabela 8 – Características dos espaços do entreposto.	33
Tabela 9 - Perdas e Cargas térmicas discriminadas para cada espaço.	34
Tabela 10 - Características técnicas da central.	38
Tabela 11 – Configuração da central da instalação atual.	39
Tabela 12 - Parâmetros da aspiração para a simulação em Pack Calculation Pro da instalação actual.	40
Tabela 13 - Parâmetros da descarga para a simulação em Pack Calculation Pro da instalação actual.	41
Tabela 14 - Resultados da simulação feito em Pack Calculation Pro para a instalação actual.	42
Tabela 15 - Condições de simulação para a aspiração do compressor de média temperatura.	43
Tabela 16 - Condições de simulação para a aspiração do compressor de baixa temperatura.	43
Tabela 17 - Parâmetros da descarga do compressor de média temperatura.	44
Tabela 18 - Comparação entre os resultados das simulações em PCP e os valores do artigo de Sharma et al.	44
Tabela 19 - Comparativo entre os resultados das simulações das instalações frigoríficas com evaporadores com expansão direta e com evaporadores inundados.	46
Tabela 20 - Parâmetros de simulação para a bomba circuladora.	47
Tabela 21 - Resultados das simulações de cada sistema nas cidades escolhidas.	49
Tabela 22 - Grupos compressores seleccionados nas simulações do modelo para as cargas frigoríficas de 200 kW, 200 kW e 300 kW.	50
Tabela 23 - Resultados das simulações da instalação frigorífica em função da carga frigorífica de congelação.	51
Tabela 24 - Resultados das simulações da instalação frigorífica em função da temperatura de evaporação.	52
Tabela 25 - Diâmetro de tubo de cobre para o circuito MT da solução com evaporadores inundados.	58
Tabela 26 – Diâmetro da tubagem das linhas entre a central e os evaporadores da câmara de congelados.	59

Tabela 27 – Balanço entre a poupança e gastos entre a solução actual e a solução com evaporadores inundados	68
Tabela 28 - Coeficientes para o cálculo da capacidade do depósito em função do nível de enchimento	92

Lista de Variáveis

Variável	Definição	Unidades
A_{gota}	Área da superfície frontal da gota	[m ²]
COP	Coeficiente de performance, do inglês, coefficient of performance	[-]
d_{DS}	Diâmetro da linha de tubagem de aspiração	[m]
d_{gota}	Diâmetro da gota	[m]
D_i	Diâmetro interno do separador	[m]
d_{WR}	Diâmetro da linha de tubagem de retorno de líquido	[m]
F_G	Força gravítica	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h_1	Entalpia específica de vapor saturado à temperatura de evaporação	[kJ/kg]
H_1	Altura de separação	[m]
h_2	Entalpia específica de vapor sobreaquecido à pressão de condensação	[kJ/kg]
H_2	Distância vertical entre o líquido e a linha de retorno de líquido	[m]
h_3	Entalpia específica de líquido subarrefecido à pressão de condensação	[kJ/kg]
H_3	Distância vertical entre a linha de retorno de líquido e o nível de líquido	[m]
h_4	Entalpia específica de líquido saturado à temperatura de evaporação	[kJ/kg]
H_4	Altura dedicada para criação de espuma dentro do separador	[m]
H_5	Altura de sobrepressão	[m]
H_6	Altura de Balastro	[m]
H_7	Altura mínima de funcionamento da bomba	[m]
$H_{separador}$	Altura total do separador de líquido	[m]
$\dot{m}$	Caudal mássico de fluido frigorígeno	[kg/s]
m_{gota}	Massa da gota	[kg]
m_{vapor}	Massa de vapor deslocado pela bomba	[kg]
$P_{critica}$	Pressão crítica do dióxido de carbono	[Bar]
P_{gc}	Pressão do arrefecedor de gás	[Bar]
q_e, q_L	Efeito frigorífico	[kJ]
$\dot{Q}_L, \dot{Q}_e$	Potência absorvida da fonte fria	[kW]
$\dot{Q}_H, \dot{Q}_C$	Potência cedida à fonte quente	[kW]

q_c, q_H	Efeito de condensação	[kJ]
Re_p	Número de Reynolds para escoamentos em torno de esferas	[-]
$T_{ambiente}$	Temperatura ambiente	[°C]
T_H	Temperatura da fonte quente	[°C]
T_L	Temperatura da fonte fria	[°C]
T_c	Temperatura de Condensação	[°C]
T_e	Temperatura de Evaporação	[°C]
u_t	Velocidade terminal da gota de CO ₂ no interior do separador	[m/s]
$B_{Balastro}$	Volume de Ballast	[m ³]
$\dot{V}_V$	Caudal volumétrico de fluido frigorigéneo	[m ³ /s]
$V_{Sobrepressão}$	Volume de surge	[m ³]
$\dot{W}$	Potência do compressor	[kW]
w	Trabalho do compressor	[kJ]
$\dot{W}_{ventiladores}$	Trabalho efetuado pelos ventiladores	[kW]
$\Delta T_{transcrítico}$	Aumento de temperatura do caudal de ar que atravessa o arrefecedor de gás	[°C]

Letras Gregas

Variável	Definição	Unidades
μ_L	Viscosidade dinâmica do líquido saturado à temperatura de evaporação	[Ns/m]
μ_V	Viscosidade dinâmica do vapor saturado à temperatura de evaporação	[Ns/m]
η_v	Rendimenro volumétrico do compressor	[%]
ν_1	Viscosidade cinemática do fluido frigorigéneo em vapor saturado à temperatura de evaporação	[m ² /s]
ρ_L	Massa específica do fluido frigorigéneo em líquido saturação à temperatura de evaporação	[kg/m ³]
ρ_V	Massa específica do fluido frigorigéneo em vapor saturado à temperatura de evaporação	[kg/m ³]

Lista de Siglas e Acrónimos

Sigla/Acrónimo	Significado
BR	Brasil
CFC	clorofluorcarboneto
CO ₂	Dióxido de Carbono
<i>COP</i>	Coeficiente de Performance
DK	Dinamarca
EPA	Agência de Proteção Ambiental
GA	Geórgia, Estado dos Estados Unidos da América
GEE	Gases com Efeito Estufa
<i>GWP</i>	Potencial de Aquecimento Global
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
HFC	Hidrofluorocarbonetos
HFO	Hidrofluorolefinas
in.	Polegada
LT	Baixa Temperatura
MT	Média Temperatura
<i>ODP</i>	Potencial de Destruição da Camada de Ozono
PCP	<i>Pack Calculation Pro</i>
PFC	Compostos Perfluorados
PT	Portugal
PU	Poliuretano
<i>TEWI</i>	Impacto Total de Aquecimento Equivalente
TX	Texas, Estado dos Estados Unidos da América

1 Introdução

Neste capítulo introdutório, apresenta-se o contexto atual em que se insere a refrigeração, tendo em conta as considerações ambientais e económicas que a indústria do frio acarreta. São demonstrados os fatores diferenciadores do dióxido de carbono como fluido frigorígeno e as razões para que seja um fluido tão estudado, atualmente, os objetivos da presente dissertação e uma breve exposição da empresa que acolheu a dissertação.

1.1 A Refrigeração no contexto global

O impacto de uma instalação de uma instalação frigorífica no meio ambiente verifica-se por duas vias, direta, através de fugas de fluido frigorígeno da instalação para a atmosfera, e indireta, por via da emissão de gases com efeito de estufa (GEE) na produção de energia elétrica. O potencial de aquecimento global (*GWP*, do inglês, *Global Warming Potential*) é um indicador do impacto direto de um fluido refrigerante na atmosfera, comparando o impacto da emissão do fluido utilizado no sistema com o impacto da emissão da mesma quantidade de dióxido de carbono na atmosfera. E o potencial destruidor da camada de ozono (*ODP*, do inglês, *Ozone Depleting Potential*) indica o grau de reatividade do fluido com as moléculas de ozono. Para estimar o efeito combinado das contribuições diretas e indiretas de dióxido de carbono utiliza-se o fator *TEWI*, impacto equivalente total sobre o efeito de estufa (do inglês, *Total Equivalent Warming Impact*). Na Figura 1 estão representados os contributos de cada fonte de energia primária na produção de energia elétrica, e pode-se verificar que grande parte da energia elétrica produzida tem origem em centrais termoelétricas que consomem combustíveis de origem fóssil, em que se estima que o setor da refrigeração represente 17,2% do consumo total de eletricidade produzida no mundo. O setor da refrigeração é um dos setores que mais contribui para a emissão de GEE para a atmosfera, com a agravante que, no futuro, devido à industrialização e modernização de países menos desenvolvidos, a sua contribuição possa aumentar ainda mais [1], [2].

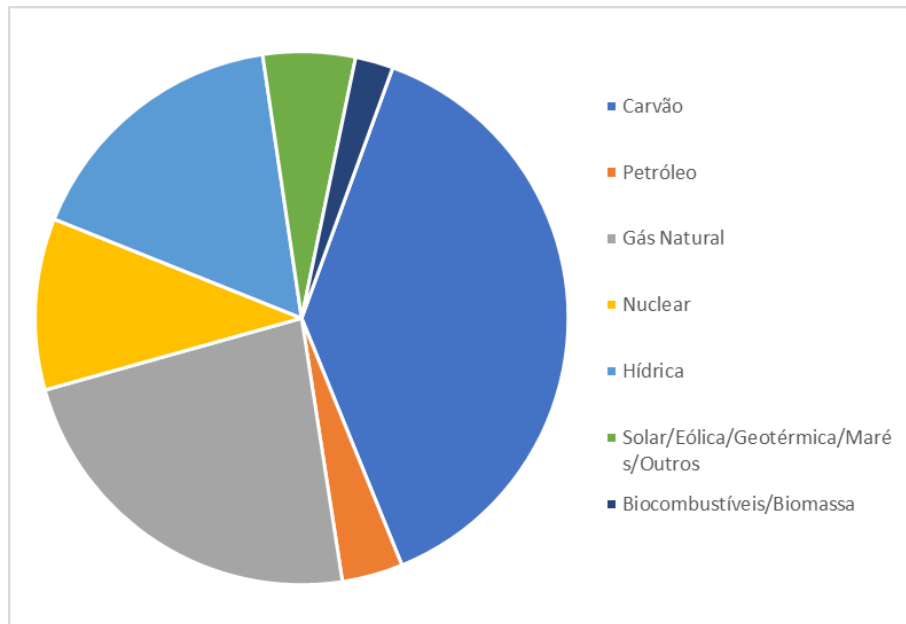


Figura 1 - Contribuição de cada fonte de energia primária na produção de energia elétrica [1].

1.2 Fluidos frigoríficos

“Fluido usado na transferência de calor nos sistemas frigoríficos, que recebe calor a baixa temperatura e baixa pressão e cede calor a uma temperatura e a uma pressão mais elevada, realizando-se, normalmente, este processo, com mudança do seu estado físico”. O dióxido de carbono, como fluido frigorígeno, é utilizado desde meados do século XIX mas foi descontinuado na década de 1950 devido ao aparecimento dos gases CFC e, mais tarde, dos *Freons*, sendo os mais utilizados durante muito tempo devido às suas excelentes propriedades físicas e termodinâmicas e constantes incentivos à sua utilização [3], [4].

Em 1974, os cientistas Rowland e Molina publicaram um estudo em que se provava a diminuição da espessura da camada de ozono, particularmente, sobre o continente da Antártida. No seguimento da apresentação deste estudo, a “Convenção de Viena para a proteção da camada de Ozono” foi organizada para tomar medidas de proteção concretas da camada de ozono servindo de base para o “Protocolo de Montreal”. A Tabela 1 mostra, por ordem cronológica, as medidas tomadas no Protocolo de Montreal e seguintes emendas, demonstrando o conjunto de restrições impostas à utilização de diversos fluidos frigoríficos. A Figura 2 mostra o efeito de cada emenda na previsão da evolução da quantidade relativa de radicais livres na atmosfera, relativamente a 1980 [4], [5].

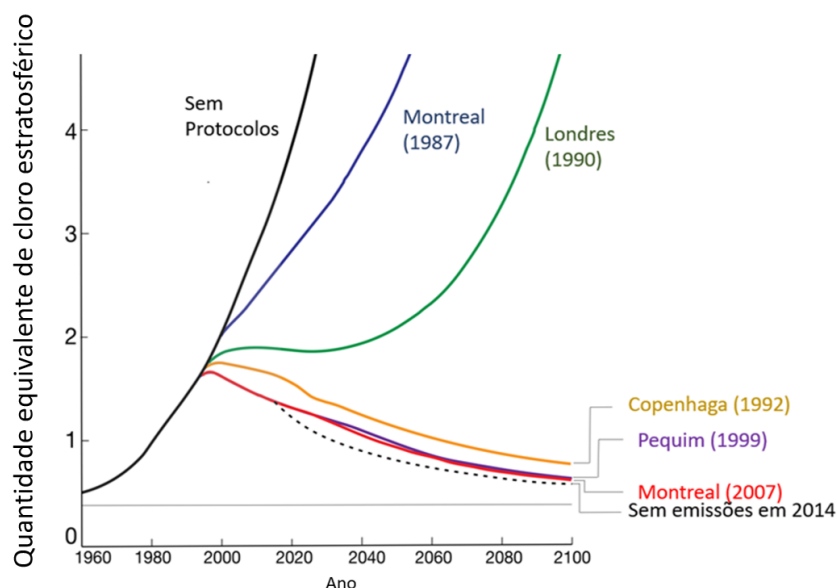


Figura 2 - Efeito do Protocolo de Montreal e sequentes emendas na previsão da evolução de cloro atmosférico [6].

Tabela 1 - Cronologia das restrições impostas pelo Protocolo de Montreal e sequentes emendas [4].

Ano	Evento	Medida
1987	Protocolo de Montreal	Regulação da produção e do consumo de “substâncias destruidoras da camada de ozono”, incidindo, especialmente, nos gases CFC, gases com grande capacidade destruidora da camada de ozono e, além disso, grande potencial de aquecimento global
1990	Emenda de Londres	Definição do “phase-out” de todos os gases refrigerantes baseados em CFC, halon e tetracloreto de carbono, em países desenvolvidos e em desenvolvimento.
1992	Emenda de Copenhaga	Inclusão dos HCFC na lista de “gases destruidores de ozono” em processo de “phase-out”, neste caso, só para países desenvolvidos, limitou-se a utilização de fluidos frigorigéneos comumente utilizados como o R22 e o R123
1997	Emenda de Montreal	O “phase-out” dos HCFC é alargado a todos os países e calendarizou-se o “phase-out” dos brometos de metilo para 2005 e 2015, em países desenvolvidos e países em desenvolvimento, respetivamente
1999	Emenda de Pequim	Controlo mais restrito à produção e comercialização dos gases HCFC
2016	Emenda de Kigali	Definição do “phase-down” dos gases hidrofluorcarbonetos (HFC) devido ao seu valor elevado de <i>GWP</i>

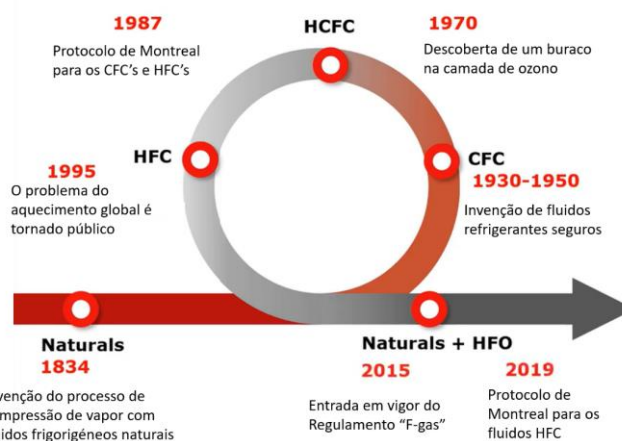


Figura 3 - Evolução da utilização de fluidos refrigerantes ao longo do tempo [7].

No protocolo de Montreal foram criadas medidas para prevenir a destruição da camada de ozônio através da proibição do uso e comercialização de gases CFC's, também, promovendo o uso de gases HCF's e HCFC's. No entanto, é necessário salientar que os HCF's e os HCFC's têm um potencial de aquecimento global elevado, por isso, o "Protocolo de Quioto" impôs um controle apertado às emissões de GEE. Na sequência dos Protocolos de Montreal e de Quito, a União Europeia impõe o regulamento "*F-gas*" aos seus estados membros, este regulamento visa a regulação da produção, comercialização e utilização dos gases refrigerantes com alto potencial de aquecimento global, determinando um conjunto de datas-limite para o descontinuação e proibição dos gases abrangidos, indicados na Tabela 2. Este conjunto de regulamentações tem com os objetivos de erradicar a utilização de gases com valores elevados quer de *GWP* quer de *ODP* e promover a utilização de fluidos refrigerantes naturais como, por exemplo, o dióxido de carbono e a amônia, e hidrofluorolefinos (HFO) como por exemplo, o R1234ze e o R1234yf. Verificando a utilização dos diferentes fluidos refrigerantes desde a invenção da máquina frigorífica até ao presente, nota-se um "*loop*", tal como está demonstrado na Figura 3 [4], [8].

Tabela 2 – Calendarização imposta pelo Regulamento 519/2014 para a descontinuação e proibição de diversos gases fluorados [9].

Fluido refrigerante dependendo da aplicação		Data limite
Frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados)	que contenham HFC com <i>GWP</i> igual ou superior a 2500	1 de janeiro de 2020
	que contenham HFC com <i>GWP</i> igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2022
Equipamentos fixos de refrigeração que contenham, ou cujo funcionamento dependa de HFC com <i>GWP</i> igual ou superior a 2 500, ou deles dependam para funcionar, exceto equipamentos destinados a aplicações concebidas para arrefecer produtos a temperaturas inferiores a – 50 °C.		1 de janeiro de 2020
Sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal de 40 kW que contenham, ou cujo funcionamento dependa de gases fluorados com efeito de estufa com <i>GWP</i> igual ou superior a 150, exceto no circuito refrigerador primário		1 de janeiro de 2022

de sistemas em cascata nos quais podem ser utilizados gases fluorados com efeito de estufa com <i>GWP</i> inferior a 1 500	
Equipamentos de ar condicionado residenciais móveis (equipamentos hermeticamente fechados que os utilizadores finais podem deslocar de um compartimento para outro) contendo HFC com <i>GWP</i> igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2020
Sistemas de ar condicionado em dois componentes que contenham menos de 3 kg de gases fluorados com efeito de estufa, que contenham, ou cujo funcionamento dependa de gases fluorados com efeito de estufa com <i>GWP</i> igual ou superior a 750	1 de janeiro de 2025

1.3 Seleção de fluidos frigoríficos

Segundo a SWEP, os requisitos de um fluido frigorífico estão divididos em dois grupos: o gás não deve ser suscetível a causar danos humanos e materiais; deve-se adequar aos requisitos do sistema. A Tabela 3 especifica um conjunto de propriedades favoráveis que um fluido frigorífico deve ter para que possa ser utilizado em instalações frigoríficas [10].

Tabela 3 - Requisitos e propriedades pertinentes na seleção de um fluido frigorífico [11].

Requisito	Propriedade
Química	Estável e inerte
Saúde, segurança e ambiente	Não tóxico
	Não inflamável
	Baixo <i>GWP</i>
Térmica	Calor latente alto
	Ponto crítico e ponto de ebulição apropriados para a aplicação
	Baixo calor específico no estado de vapor
	Baixa viscosidade
	Condutividade térmica alta
Outros	Solubilidade/miscibilidade com o óleo lubrificante razoável
	Baixo ponto de fusão
	Deteção fácil de fuga
	Baixo custo

1.4 Dióxido de Carbono (CO₂)

O dióxido de carbono, ou R744 (referência química), é uma substância natural que tem um papel muito importante em processos naturais, como a fotossíntese nas plantas, em processos industriais, como na produção de gelo seco, e no comércio, na conservação de produtos

alimentares. O R744 é utilizado desde os primórdios do ciclo frigorífico de compressão de vapor, juntamente com outros fluidos frigorigêneos naturais, como a amónia e a água, e largamente utilizado até ao aparecimento dos CFC's. O dióxido de carbono é um fluido refrigerante não tóxico, não inflamável e sem perigo para o ambiente, mas em caso de fuga, pode causar algum risco para a saúde humana se a concentração de dióxido de carbono no ar ultrapassar os 5000 ppm, podendo correr o risco de asfixia. Na Figura 4, observa-se o diagrama de fases do dióxido de carbono, destacam-se dois pontos, o ponto triplo (*triple point*) e o ponto crítico (*critical point*). O ponto triplo pode ser descrito como as condições de pressão e temperatura para que três estados da matéria coexistam em equilíbrio [12], [13].

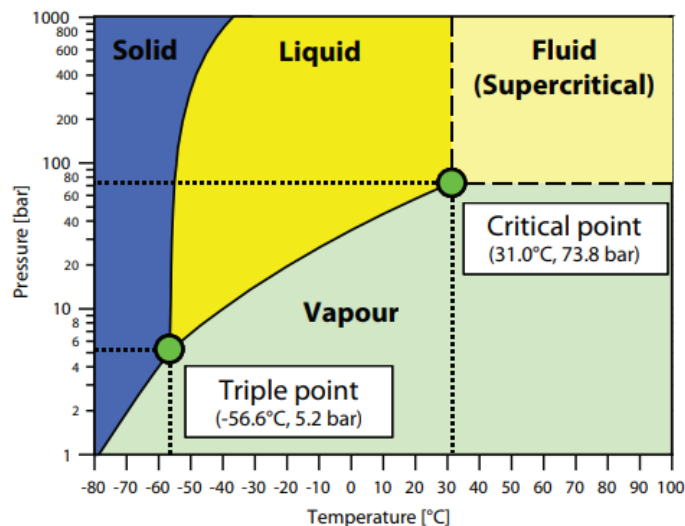


Figura 4 - Diagrama de fases do dióxido de carbono [14].

Na Figura 5, pode-se observar o diagrama pressão-temperatura do dióxido de carbono, há quatro zonas principais de funcionamento limitadas pelas linhas de líquido e de vapor e pela pressão crítica [15]:

- Zona de fluido transcrito, esta zona refere-se em casos em que a instalação está a trabalhar acima do ponto crítico, isto é, se a temperatura e a pressão de saída do condensador forem superiores a 30,98°C, temperatura crítica (*critical temperature*) e 7,37 MPa, pressão crítica (*critical pressure*);
- zona de vapor sobreaquecido, esta zona é caracterizada por o fluido estar completamente sob a forma de vapor, normalmente associada aos graus de sobreaquecimento do fluido à saída do compressor;
- zona de líquido subarrefecido, de forma inversa à anterior, é caracterizada por o fluido estar completamente sob a forma de líquido, normalmente associada ao número de graus de subarrefecimento do fluido à saída do arrefecedor de gás/condensador;
- zona de vapor húmido, é nesta zona em que o evaporador absorve o calor cedido pela fonte fria, fazendo uso do calor latente do dióxido de carbono.

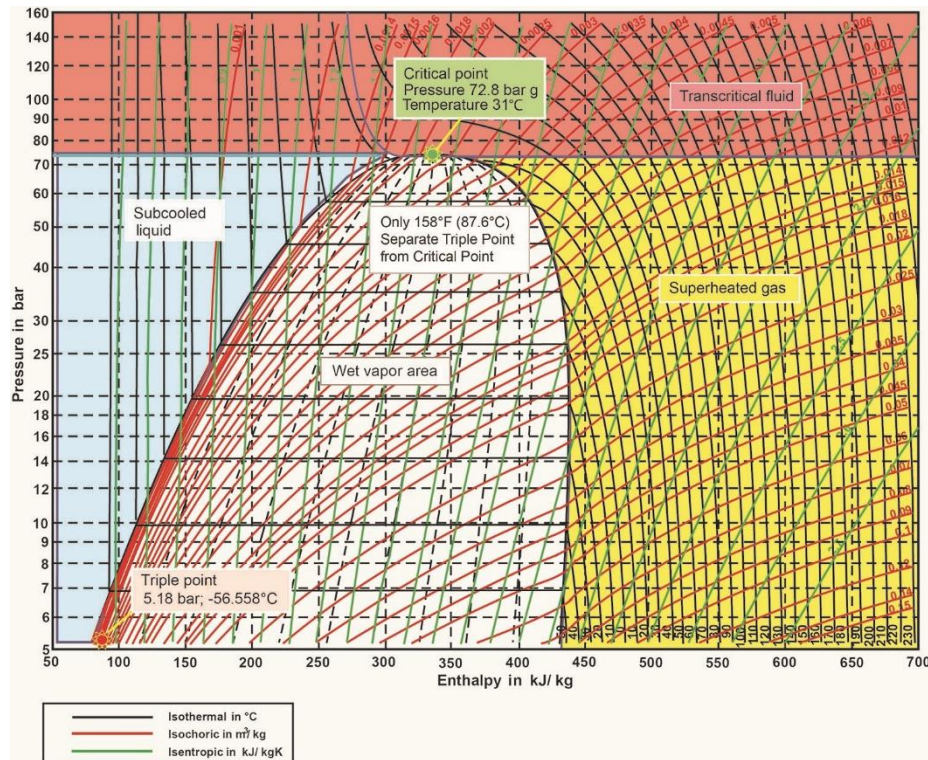


Figura 5 - Diagrama p-h do dióxido de carbono com as diferentes zonas de funcionamento [16].

1.5 Comparativo entre o dióxido de carbono e outros fluidos frigoríficos

A ASHRAE (1992) classifica a segurança dos fluidos frigoríficos de acordo com a sua inflamabilidade e toxicidade. Em termos de toxicidade, um fluido é classificado com a letra A, se for não tóxico, ou pela letra B, se for tóxico. Quanto à sua inflamabilidade, um fluido não inflamável é classificado com o número 1 à direita da letra correspondente do fluido, se for pouco inflamável, é classificado com um 2 e, se for muito inflamável, é classificado com um 3. A Tabela 4 mostra o comparativo entre três fluidos frigoríficos naturais classificando os fluidos frigoríficos ao nível da sua segurança dependendo da inflamabilidade e da toxicidade, podendo-se verificar que dióxido de carbono é o mais seguro, com a classificação A1, por não ser inflamável nem tóxico, numa categoria intermédia de inflamabilidade e de toxicidade, a amónia é classificada como B2L, e o Propano, por não ser tóxico mas ter uma inflamabilidade elevada, tem a classificação A3.

Tabela 4 – Classificação de segurança de três de fluidos naturais [18].

Propriedade	Amónia (R717)	Dióxido de Carbono (R744)	Propano (R290)
Segurança (ASHRAE)	B2L	A1	A3
Inflamabilidade (ASHRAE)	Sim (Baixa)	Não	Sim (Altamente inflamável)
Toxicidade (ASHRAE)	Sim	Não	Não

Analisando a Tabela 5, que compara as propriedades físicas e termodinâmicas de sete fluidos frigoríficos. Nesta tabela, constata-se que o dióxido de carbono tem características que se distinguem dos outros: apresenta uma temperatura crítica muito baixa e uma pressão crítica relativamente alta, o que dificulta a sua utilização em regime subcrítico, principalmente em climas mais quentes. Devido às limitações do funcionamento de sistemas frigoríficos a dióxido de carbono em regime subcrítico em climas mais temperados, para que seja possível a dissipação de calor por parte da instalação o ciclo frigorífico ou funciona em regime transcrito

ou é necessário que o calor rejeitado pelo sistema seja absorvido por outro fluido por via de um sistema em. Devido ao baixo volume específico do dióxido de carbono, a capacidade frigorífica por volume é muito superior aos dos outros fluidos frigoríficos, fazendo com que as instalações não necessitem de uma quantidade de fluido tão grande e podendo utilizar compressores e tubagem de menores dimensões. Na Figura 6 observa-se a comparação relativa entre três secções da tubagem de aspiração para a mesma potência frigorífica de três fluidos frigoríficos [19].

Tabela 5 - Tabela comparativa das propriedades termodinâmicas de diferentes fluidos frigoríficos [20].

Propriedade	R449A	R134a	R407Ca	R410A	R717	R290	R744
ODP/GWP	0/1282	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Classificação de segurança (ASHRAE)	A1	A1	A1	A1	B2L	A3	A1
Massa molecular [g/mol]	87,2	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Temperatura de evaporação a 1 atm [°C]	-46	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão Crítica [MPa]	4,45	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura Crítica [°C]	81,5	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Capacidade de refrigeração volumétrica a 0°C [kJ/m ³]	2468	2868	4029	6763	4382	3907	22545



Figura 6 – Comparação relativa da secção de tubagem para diferentes fluidos frigoríficos para a mesma capacidade frigorífica.

1.6 Objetivos da Dissertação

Os principais objetivos desta dissertação são:

- Desenvolvimento e validação de um modelo da instalação frigorífica existente em Leiria;
- Comparação do desempenho energético entre a solução com evaporadores inundados e a solução existente;
- Estudo das condições mais favoráveis para a aplicação dos evaporadores inundados;
- Dimensionamento e seleção dos componentes necessários para a introdução dos evaporadores inundados na solução existente;
- Análise financeira e económica da reconfiguração da solução actual para a solução com evaporadores inundados

1.7 Estrutura da dissertação

O presente documento conta com 6 capítulos. O primeiro capítulo, a introdução, apresenta: o contexto actual da refrigeração, nas perspetivas energética, ambiental e económica, uma comparação entre diferentes fluidos frigorigéneos, os objetivos da presente dissertação.

O segundo capítulo apresenta os princípios teóricos de um ciclo frigorífico a dióxido de carbono. Mostra, também, os componentes principais de uma instalação frigorífica e as suas formas de controlo e as diferentes configurações para otimizar o desempenho do ciclo de referência.

No terceiro capítulo, desenvolve-se o modelo da solução existente, da instalação frigorífica do entreposto de Leiria, em Pack Calculation Pro que permita calcular o consumo energético e o *COP* ao longo do ano. Compara-se o desempenho energético entre a solução actual, com evaporadores secos, e a solução adaptada com evaporadores inundados. De seguida, estudam-se as influências do clima, da carga frigorífica e da temperatura de evaporação no desempenho energético da solução actual e da solução com evaporadores inundados.

No quarto capítulo, mostra-se a série de alterações necessárias à instalação existente para que possa operar com evaporadores inundados. Aqui tratam-se as alterações na tubagem para que o sistema possa funcionar de forma eficiente, o dimensionamento dos evaporadores, o da bomba circuladora e do separador de líquido.

No quinto capítulo, apresentam-se as conclusões obtidas da comparação do desempenho energético entre a solução existente e a solução com evaporadores inundados no entreposto de Leiria e os fatores em que a mudança do tipo de funcionamento dos evaporadores é mais benéfica. Nesta secção, também se apresentam as conclusões das análises económica e financeira da reconfiguração da instalação frigorífica.

No sexto capítulo, é apresentada uma sugestão de trabalho futuro. A sugestão é o desenvolvimento de um modelo capaz de melhorar a eficiência da actual instalação através da melhoria no processo de rejeição de calor da instalação.

1.8 Eurocold - Eletromecânica e Serviços S.A.

A presente dissertação é feita em colaboração com a empresa Eurocold – Eletromecânica e Serviços S.A., sediada na Zona Industrial da Maia, especializada na área da refrigeração. O presente documento surge do desafio proposto à Faculdade de Engenharia pela Eurocold para a investigação do uso de evaporadores inundados em instalações frigoríficas a dióxido de carbono. Este trabalho enquadra-se no espírito pioneiro da empresa, procurando, constantemente, novas soluções que possa oferecer os seus clientes.

A Eurocold é uma empresa de serviços especializada na área da refrigeração, tendo sido considerada PME Excelência em 2018, pelo segundo ano consecutivo, pela IAPMEI. A Eurocold visa fornecer soluções adequadas às necessidades dos seus clientes através de projetos de engenharia inovadores e eficientes com respeito pelas normas ambientais. A Eurocold segue estrutura de uma empresa de serviços, como representada na Figura 7, é composta por várias divisões que reportam à direção geral que, por sua vez, reporta à administração. No concurso a uma obra, o Departamento Comercial dá um orçamento à entidade adjudicante e, caso a obra seja adjudicada à empresa, realiza o projeto eletromecânico da instalação. A Produção trata da preparação, realização e acompanhamento da obra. O departamento de Logística tem como função colocar à disposição dos técnicos os materiais necessários à realização da obra no local de instalação. A função do departamento de Compras de comprar os materiais em falta para a realização da obra e a respectiva faturação. O Serviço engloba o arranque da instalação em obra, a assistência pós-venda e a garantia de funcionamento da instalação.

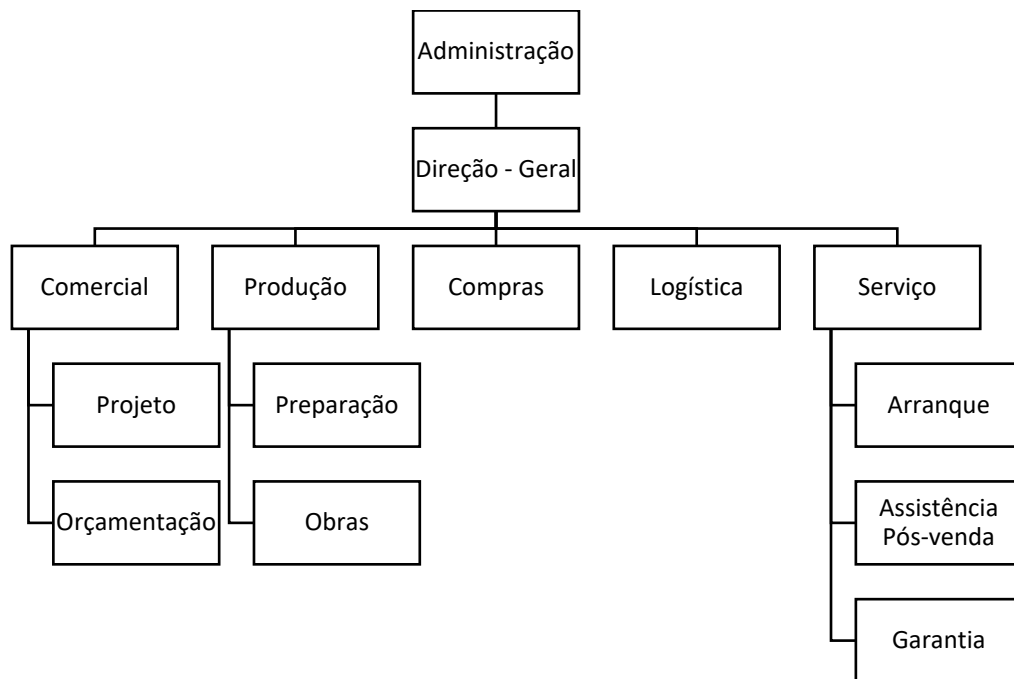


Figura 7 - Organograma da Eurocold - Eletromecânica e Serviços S.A.

A Eurocold preza-se por dar soluções com baixo impacto ambiental, enquadrando-se múltiplos projetos efetuados com recurso a fluidos frigorigéneos com pouco impacto na camada de ozono e baixo potencial de aquecimento global como a amónia e o dióxido de carbono, fluidos que quando comparados com os comuns “gases fluorados” oferecem tanto ou mais eficiência nas suas instalações, mas com menor impacto ambiental.

A filosofia da Eurocold passa por acompanhar todas as etapas de uma obra desde a criação de uma instalação frigorífica, com o projeto de engenharia mecânica e eletrotécnica até à conceção da instalação e, posterior, manutenção. Sendo uma das poucas empresas a nível nacional capaz de executar obras quer de refrigeração industrial quer de refrigeração comercial com o mesmo rigor e competência. A refrigeração industrial aplica-se quando se pretende conservar produtos ou refrigerar processos de fabrico em empresas com um modelo de negócios B2B, isto é, realizam trocas comerciais com outras empresas. Enquanto que a refrigeração comercial está presente em empresas que interagem com o cliente final, num modelo B2C, como supermercados e hipermercados.



Figura 8 - Logótipo da Eurocold - Eletromecânica e Serviços, S.A.

2 Ciclo frigorífico de compressão de vapor

Neste capítulo, está apresentado uma introdução a tudo aquilo que envolve uma instalação frigorífica. Começa-se por uma introdução ao ciclo frigorífico de compressão vapor, aprofundando as peculiaridades de um sistema frigorífico a dióxido de carbono, os modos de otimizar o seu desempenho energético, o estudo dos principais componentes de uma instalação e os seus modos de controlo e monitorização.

2.1 Ciclo frigorífico ideal de compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor, geralmente utilizado em refrigeração, utiliza, para criar o efeito frigorífico, o calor latente do fluido frigorigénico, na Figura 9a está representado um diagrama de um ciclo de compressão ideal com os principais componentes e o respectivo diagrama T-s. No diagrama T-s que se encontra na Figura 9b estão representados os quatro processos termodinâmicos essenciais num ciclo de compressão de vapor teórico [11], [21]:

- Processo 1-2s: No compressor, ocorre a aspiração e compressão do fluido frigorigénico no estado de vapor, elevando a pressão do fluido da pressão de evaporação até à pressão de condensação;
- Processo 2-3: No condensador, o vapor proveniente do compressor cede calor á fonte quente (Q_H) a uma pressão constante;
- Processo 3-4: No sistema de expansão, o líquido, vindo do condensador, é expandido da pressão de condensação até à pressão de evaporação através de um dispositivo de expansão, sendo um processo isentálpico;
- Processo 4-1: No evaporador, o fluido, proveniente do sistema de expansão, é evaporado, absorvendo calor na fonte fria, criando efeito frigorífico, sendo um processo isobárico.

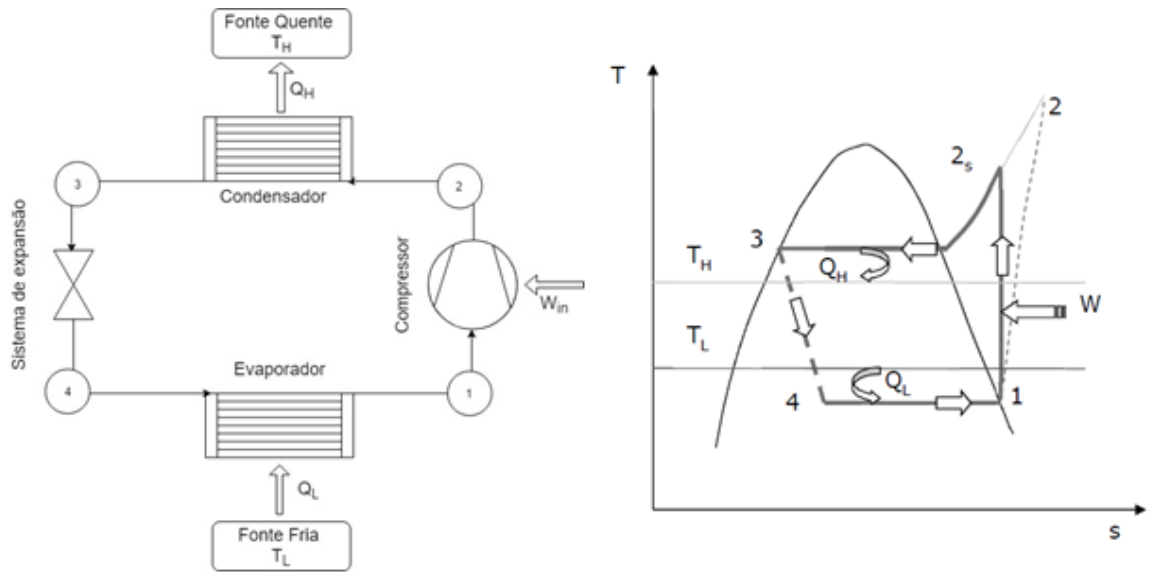


Figura 9 - Esquema de um ciclo frigorífico e respetivo diagrama T-s [22].

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica, obtém-se os balanços energéticos nos componentes do ciclo. No evaporador, sendo o trabalho nulo e existindo apenas fluxo de caudal mássico, o efeito frigorífico (q_L), sendo dado por:

$$q_L = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

e a respetiva potência frigorífica ($\dot{Q}_L$) dada pela equação 2.2, que dependem da capacidade do compressor e das propriedades termodinâmicas do fluido frigorígeno:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

O trabalho do compressor ($\dot{W}$) é obtido da seguinte forma:

$$\dot{W} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

No condensador, a potência cedida à fonte quente ($\dot{Q}_H$) é obtida pela seguinte forma:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \times (h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

Para quantificar o desempenho de uma dada instalação frigorífica calcula-se o *coeficiente of performance (COP)*, ou coeficiente de desempenho, por [21]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (2.5)$$

2.2 Ciclo frigorífico de compressão de vapor real

O que foi visto anterior era o ciclo frigorífico de compressão de vapor ideal, isto é, desprezaram-se, principalmente, as perdas de pressão ao longo dos diversos componentes e na tubagem e a transferência de calor do fluido para o meio circundante ao longo da tubagem e de outros componentes.

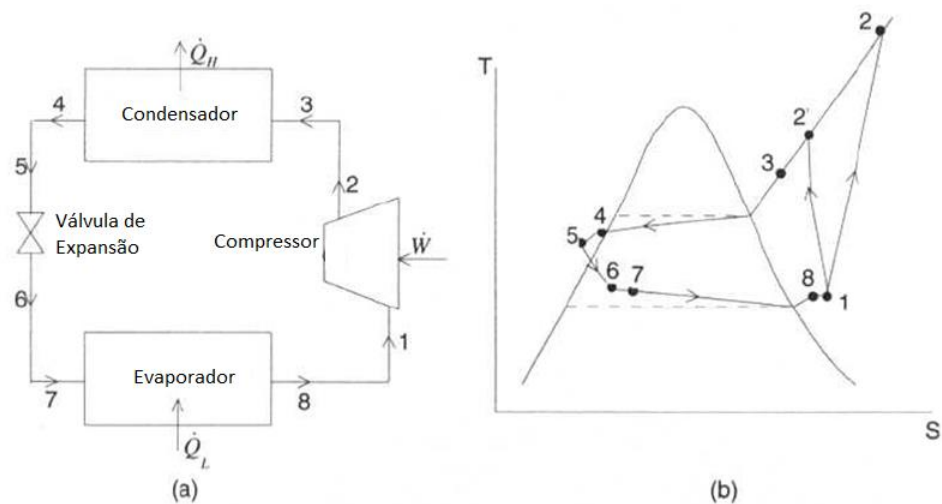


Figura 10 - Esquema de um ciclo real de compressão de vapor (a) e respetiva diagrama T-s.

Na Figura 10, observa-se um esquema de um sistema frigorífico de compressão de vapor real e o respetivo diagrama T-s, neste caso [23]:

- Processo 1-2'/1-2: Na compressão do fluido, devido às irreversibilidades e transferência de calor entre o fluido frigorigénico e o meio, (1-2) a entropia pode aumentar por causa do calor transferido para o fluido ou (1-2') diminuir devido à perda de calor do fluido;
- Processo 2-3/2'-3: A redução de temperatura e entropia deve-se essencialmente às perdas de pressão e transferência de calor para o exterior;
- Processo 3-4: a temperatura do fluido frigorigénico à saída do condensador é menor que a temperatura de saturação devido à perda de pressão do fluido na sua passagem
- 4-5: devido à perda de carga provocada na tubagem entre o condensador e a válvula de expansão, existe uma diminuição da temperatura no caudal de fluido,
- Processo 5-6: o líquido é expandido até à pressão de evaporação;
- Processo 6-7: devido à perda de carga na tubagem entre a válvula de expansão e o evaporador, verifica-se uma diminuição da temperatura no caudal de fluido,
- Processo 7-8: o fluido é evaporado, criando efeito frigorífico, no entanto, é necessário ter em atenção à temperatura de saída do evaporador, uma vez que o sobreaquecimento é necessário para garantir que não haja a aspiração de gotas de fluido refrigerante, mas o sobreaquecimento excessivo diminui o rendimento do compressor;
- 8-1: devido à perda de carga associada à tubagem entre o evaporador e o compressor, a temperatura do fluido frigorigénico diminui.

2.3 Ciclo frigorífico de compressão de dióxido de carbono

Os ciclos frigoríficos de compressão de dióxido de carbono classificam-se em dois tipos, dependendo da pressão de condensação em relação ao ponto crítico, como se observa na Figura 11: a traço azul, ciclo subcrítico, se a pressão de condensação for menor que a pressão crítica; e ciclo transcrito, a traço negro, se a pressão de condensação for maior que a pressão crítica. Num ciclo frigorífico transcrito, o dióxido de carbono não condensa, ao contrário do que acontece num ciclo subcrítico, havendo apenas o arrefecimento do gás descarregado pelo compressor. O componente responsável por dissipar calor do sistema num sistema frigorífico transcrito designa-se arrefecedor de gás ou *gas cooler* [22].

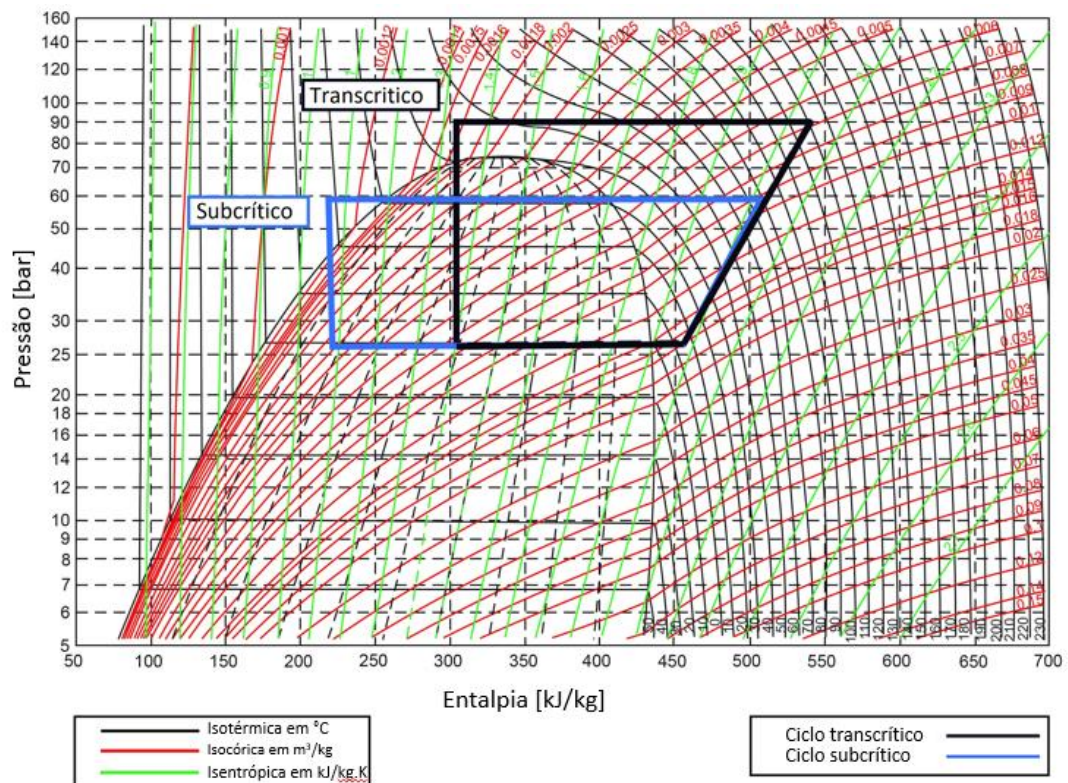


Figura 11 - Diagrama p-h do dióxido de carbono com os ciclos frigoríficos d subcrítico (a azul) e transcrito (a preto) representados [24].

2.4 Principais componentes de um circuito frigorífico

Os componentes indispensáveis para um circuito frigorífico são: o compressor, o dispositivo de expansão, o condensador, o evaporador, o depósito de líquido, o separador de óleo, o filtro--secador e o controlador do sistema. Outros equipamentos como o visor e as válvulas de seccionamento apesar de não serem indispensáveis são bastante uteis em termos de monitorização e manutenção da instalação.

2.4.1 Compressor

O compressor tem duas funções chave num ciclo frigorífico, bombeia o fluido do evaporador para o condensador, permitindo a circulação do refrigerante por toda a instalação, e comprime o fluido frigorigénico da pressão de evaporação para a pressão de condensação, fornecendo, assim, trabalho ao sistema. Em sistemas frigoríficos a CO₂, os compressores mais utilizados são os alternativos semi-herméticos [25].

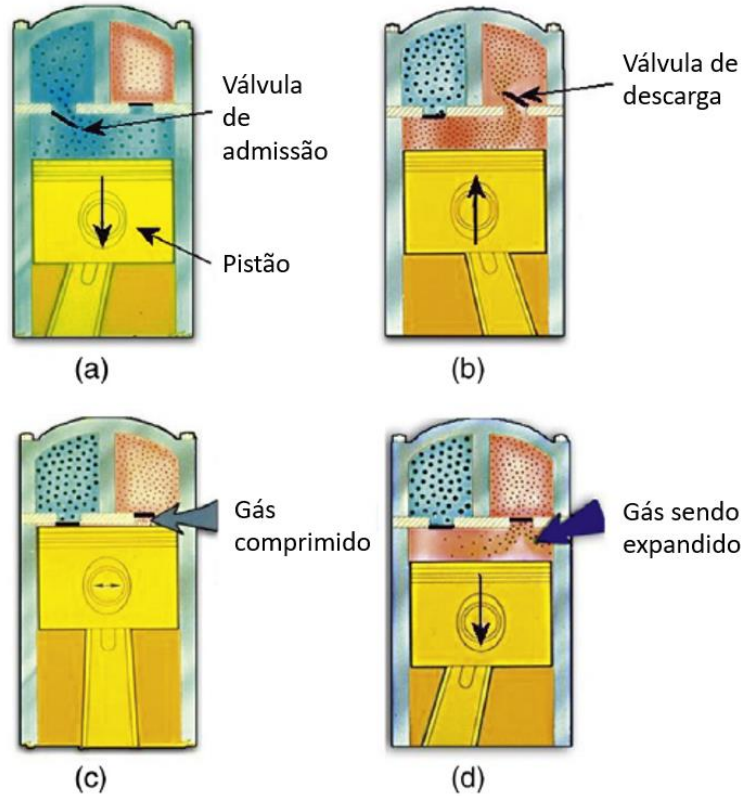


Figura 12 -Princípio de funcionamento de um compressor alternativo [11].

Na Figura 12, está representado o princípio de funcionamento de um compressor alternativo: o gás é admitido (a), por ação de um movimento ascendente do pistão, o volume ocupado pelo ar é diminuído e, consequentemente, a pressão aumenta e a válvula de descarga abre (b) e o caudal de gás pressurizado é bombeado para o componentes seguinte no ciclo frigorífico, de seguida, a válvula de descarga fecha (c), prendendo uma parte do gás pressurizado, sendo expandido quando o pistão inicia o seu movimento descendente (d) [11].

Num compressor hermético, o compressor e o sistema de acionamento encontram-se dentro de uma estrutura selada, sendo que unicamente as ligações elétricas e as condutas de admissão e de descarga se encontram no exterior, normalmente utilizado em soluções em que a carga frigorífica é baixa. Num compressor aberto, tal como o nome indica, o motor elétrico que fornece trabalho ao compressor encontra-se acoplado através de polias e correias, sendo suscetível a fugas de óleo lubrificante e de gás comprimido. Um compressor semi-hermético é uma mistura das duas soluções anteriores, o motor elétrico está diretamente acoplado à cambota do compressor, e a carcaça aloja quer o motor elétrico quer o compressor, evitando-se, assim, o uso de vedantes e fugas de gás e óleo lubrificante. É necessário ter em conta que o funcionamento do compressor é diferente consoante as condições de funcionamento que lhe impõem, principalmente, a razão de pressão entre a pressão à saída do compressor e a pressão à entrada do compressor. Um aspecto muito importante é o rendimento volumétrico do compressor, n_v [26]:

$$n_v = \frac{\dot{V}_{admitido}}{\dot{V}_{admitido,teórico}} \quad (2.6)$$

Na Figura 13, observa-se a variação do rendimento volumétrico de um compressor alternativo com o aumento da razão de pressão:

$$r_{pressão} = \frac{P_{descarga}}{P_{admissão}} \quad (2.7)$$

Devido ao baixo rendimento volumétrico dos compressores quando as razões de pressão são elevadas, usam-se compressores com múltiplos andares de compressão, de modo a que o rendimento volumétrico seja o maior possível [26].

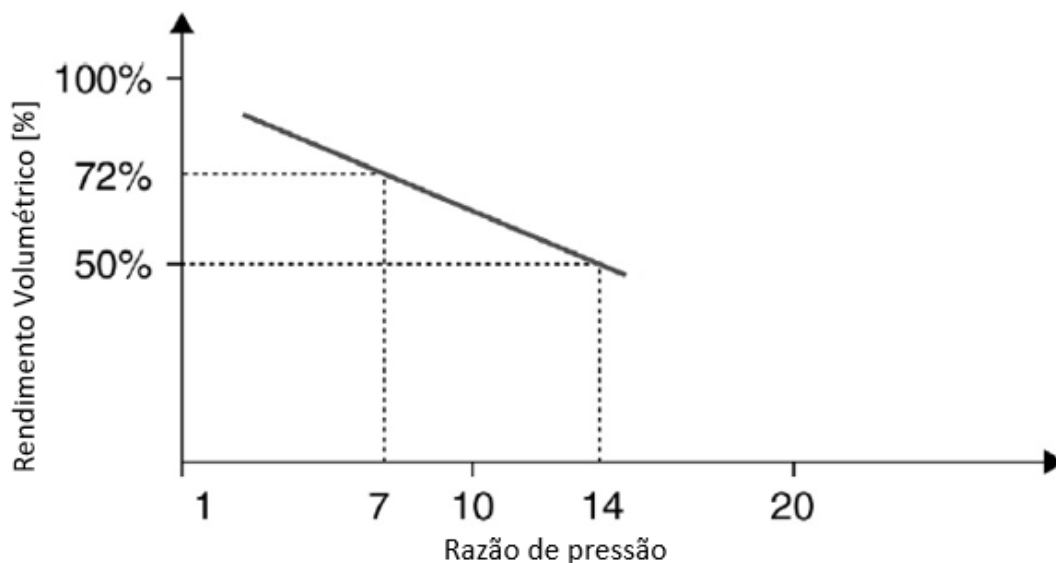


Figura 13 - Evolução do rendimento volumétrico com a razão de pressão [26].

2.4.2 Dispositivos de expansão

O dispositivo de expansão de um ciclo frigorífico é expresso por uma válvula de expansão com as funções de controlar o caudal no evaporador e diminuir a pressão do fluido frigorífero para a pressão de evaporação, ajustando o diâmetro interno do orifício da válvula. Através da análise prática dos sistemas frigoríficos recentemente implementados, pode-se concluir que as válvulas eletrónicas são as mais utilizadas para ciclos frigoríficos de compressão de dióxido de carbono. As válvulas eletrónicas, tal aquela que está na Figura 14a), permitem um controlo mais preciso do caudal de fluido frigorífero, uma resposta mais rápida às variações de caudal, melhor controlo a baixos sobreaquecimentos, ligações elétricas entre componentes que permite uma maior flexibilidade na instalação do sistema e automaticamente fechar a válvula em caso de encerramento do sistema frigorífico. Apesar disto das vantagens o custo da instalação pode ser um entrave à sua utilização, devido ao uso de várias sondas de pressão e temperatura, de atuadores e da própria válvula. Há dois tipos principais de válvulas eletrónicas: modulares e por pulsos. Nas válvulas de expansão modulares, a abertura e fecho do orifício é continuamente ajustada dependendo dos sinais enviados pelas sondas de temperatura e de pressão. Isto permite que o sobreaquecimento à saída do evaporador seja o mais baixo possível. As válvulas eletrónicas controladas por pulsos funcionam em ciclos de fecho e abertura com períodos bem definidos. [11], [27].

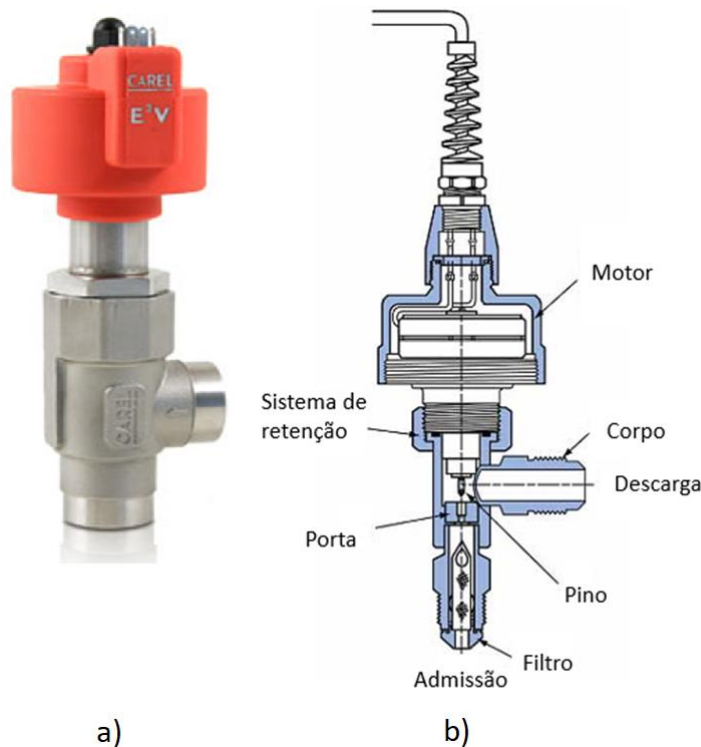


Figura 14 – a) Válvula de expansão eletrónica modelo E3V da Carel [28] e b) representação do seu mecanismo de funcionamento [29].

2.4.3 Condensador/Arrefecedor de gás

A função principal de um condensador ou arrefecedor de gás é retirar calor ao fluido frigorígeno vindo do compressor e condensá-lo, ou, reduzir a temperatura do gás refrigerante, no caso do arrefecedor de gás. Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um sistema frigorífico:

$$\Delta U = q_L + w - q_H \quad (2.8)$$

Sendo considerado um sistema fechado:

$$\Delta U = 0 \quad (2.9)$$

O calor dissipado pelo condensador será a soma entre o calor que o fluido frigorígeno absorveu no evaporador e o trabalho do compressor [11]:

$$q_H = w + q_L \quad (2.10)$$

Existem três tipos principais de condensadores: refrigerados a ar, refrigerados a água e evaporativos. Nos condensadores a ar, como aqueles presentes na Figura 15, o fluido refrigerante passa pelo interior de uma serie de tubos e o ar circula pela superfície exterior dos tubos, o ar poderá circular pelo condensador ou por convecção natural, solução apenas utilizada nos frigoríficos domésticos, ou por convecção forçada, em que acopla um ou mais ventiladores [11].



Figura 15 – Conjunto de condensadores a ar montados numa obra de grande dimensão [30].

Os condensadores a água, devido aos calor específico e densidade elevados da água, apresenta-se como uma das melhores soluções de rejeição de calor do sistema. Este tipo de condensador pode-se categorizar em três tipos:

- tubo duplo em contracorrente, em que dois tubos concêntricos circulam dois fluidos diferentes, num o fluido frigorigéneo a refrigerar e noutro a água;
- imersão, em que o condensador se encontra mergulhado num sistema com grande inercia térmica, como um rio ou lago, e, por convecção natural ou forçada, arrefece o fluido refrigerante;
- carcaça e tubos, como aquele que está na Figura 16, um permutador em que pelos tubos passa água e fluido frigorigéneo á volta dos tubos.

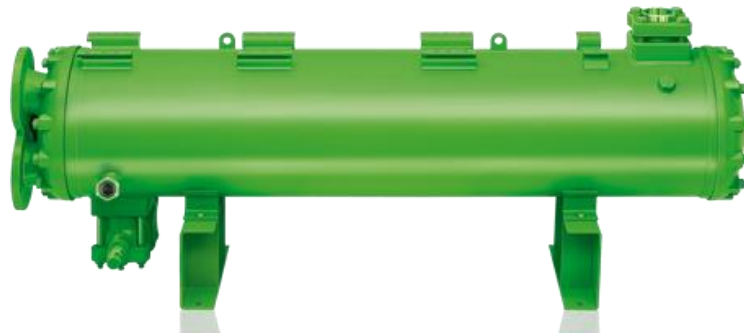


Figura 16 - Condensador a água do tipo carcaça e tubos [31].

Num condensador evaporativo, como aquela na Figura 17, a passagem de um caudal de ar com gotículas de água arrefece o condensador por via da evaporação da água.



Figura 17 - Condensador evaporativo Modelo CVA [32].

2.4.4 Evaporador

O evaporador é um dos componentes mais importantes de uma instalação frigorífica por ser o equipamento que absorve calor do espaço a refrigerar. Um evaporador absorve calor de um espaço por absorção do seu calor latente de evaporação, este processo ocorre a uma temperatura constante até que o fluido atinge o estado de vapor saturado. Se o fluido, sob a forma de vapor, continuar a absorver calor do espaço a sua temperatura aumenta, tratando-se de sobreaquecimento. Existem três requisitos que um evaporador deve preencher: ter superfície de tubagem suficiente para que haja transferência de calor entre o fluido frigorigénico e o fluido a refrigerar; a tubagem no interior deve ter o comprimento e volume necessários á separação da fase gasosa da fase líquida; e minimizar a perda de pressão do caudal de fluido frigorigénico [11].

Evaporador Seco

Evaporador seco é o tipo de funcionamento de um evaporador num sistema frigorífico por expansão direta que se usa com a maior parte dos fluidos refrigerantes. Neste caso, o fluido frigorigénico, vindo do dispositivo de expansão, é vaporizado no interior do evaporador, saindo sob a forma de vapor saturado ou vapor sobreaquecido. É necessário que o fluido refrigerante saia do evaporador sob a forma de vapor uma vez que a aspiração de gotas de líquido por parte do compressor pode comprometer o seu funcionamento e reduzir a sua vida útil. No entanto, é necessário que o sobreaquecimento do fluido não seja elevado sob risco de diminuir a eficiência energética do compressor [11].

Evaporador inundado

Entende-se que uma instalação frigorífica opera evaporadores inundados quando o fluido frigorigénico que entra no evaporador sob a forma de líquido. A circulação do líquido pode ser efetuada por termossifão ou por auxílio de uma bomba, como se vê nos esquemas presentes na Figura 18. A circulação por termossifão em sistemas a dióxido de carbono não é muito utilizada devido à elevada pressão no separador de líquido. Neste sistema, o fluido frigorigénico não vaporiza completamente no evaporador, retornando ao separador sob a forma de vapor húmido. O número de recirculações (n) efetuado pelo líquido no circuito dá-se por [33]:

$$n = \frac{\text{Caudal de fluido frigorigénico bombeado}}{\text{Caudal de fluido frigorigénico vaporizado}} \quad (2.11)$$

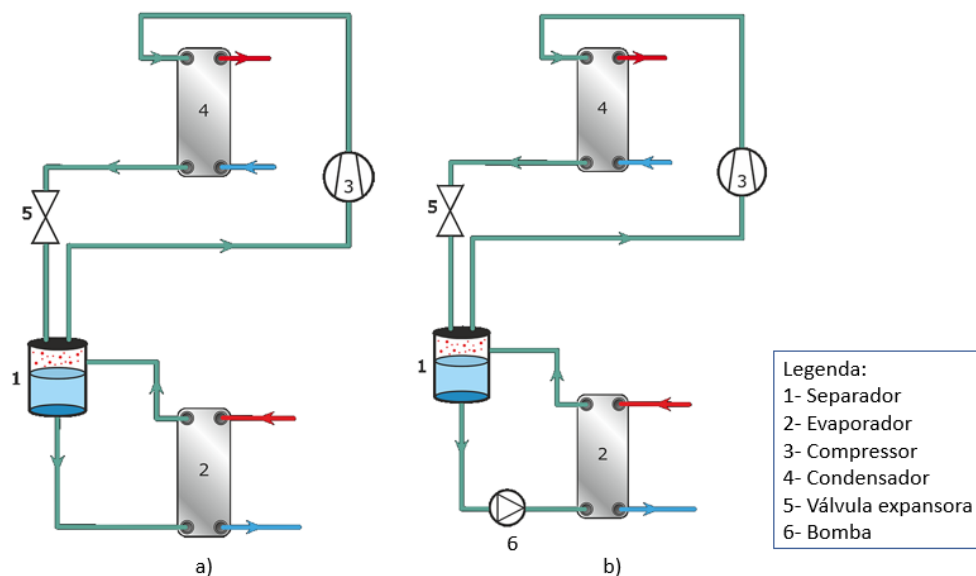


Figura 18 - Esquema de um instalação frigorífica com evaporador inundado a) com circulação por termossifão b) por líquido bombeado [33].

Em evaporadores inundados, como o líquido envolve toda a secção do interior da tubagem interna do evaporador, o fluido frigorigénico absorve calor do espaço com uma maior eficácia. Além disso, devido à presença de um separador no sistema, a probabilidade do compressor aspirar gotas de líquido é muito menor. Apesar disto, o custo da instalação aumenta, devido ao aumento do número de componentes e à maior quantidade de fluido frigorigénico necessária ao sistema [33].

2.4.5 Depósito de líquido

O depósito de líquido tem como principais objetivos armazenar o fluido frigorigénico que não está a ser utilizado pelo sistema e alimentar os evaporadores com um caudal o mais húmido possível. Contudo, é importante que tenha a capacidade de armazenar todo o fluido frigorigénico na instalação caso seja necessária uma manutenção [22].

Na Figura 19, está representado um esquema de um depósito de líquido horizontal com ligações necessárias e dispositivos necessários ao seu funcionamento. Segundo a norma EN 378, é necessária a presença de uma válvula de alívio no depósito para prevenir que a pressão no seu interior atinja níveis críticos. Num depósito, normalmente, representam-se dois níveis de líquido, nível mínimo de líquido e o nível máximo de líquido, podendo haver um nível de líquido intermédio, o nível de operação. O funcionamento dos evaporadores está dependente da quantidade de fluido está dependente do nível de líquido presente no depósito. O purgador de óleo presente na Figura 19 apenas se aplica em sistemas frigoríficos a amónia devido a não miscibilidade do fluido com qualquer lubrificante, sendo necessário drenar o óleo acumulado no fundo do depósito e guiá-lo para o depósito de óleo [11].

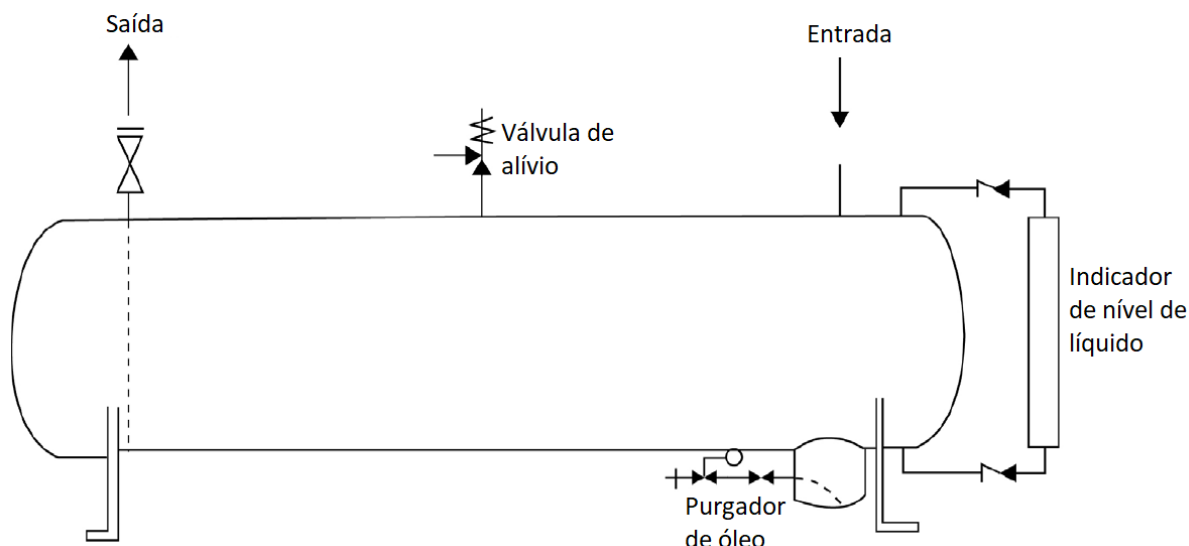


Figura 19 – Esquema de um depósito de líquido.

2.4.6 Separador de óleo

O caudal de descarga de um compressor pode transportar algum lubrificante consigo o que, em instalações de menor dimensão, pode não ser problemático uma vez que o lubrificante irá eventualmente retornar ao compressor. Mas em instalações de maiores dimensões, o óleo pode ficar acumulado em alguns pontos da instalação e degradar algum equipamento, por isso, se monta um separador de óleo, como a que está na Figura 20, na linha de descarga do compressor. O óleo que circula com o fluido refrigerante na tubagem é separado dentro do equipamento reduzindo a velocidade do escoamento fazendo com que o óleo, por gravidade, seja depositado no fundo e eu depois possa ser drenado facilmente [22].



Figura 20 - Separador de óleo modelo OUB 1 [34].

2.4.7 Filtro-secador

Um filtro secador, como o que está na Figura 21, tem como função retirar a água presente no caudal de fluido frigorigéneo que entra no evaporador, sendo colocado perto do dispositivo de expansão. Este filtro funciona através do uso de materiais sólidos dissecantes, como alumina ativa ou zeolite, que se colocam no caminho do caudal de fluido refrigerante e retiram a água presente no fluido refrigerante líquido.



Figura 21 - Filtro-secador EK 163 [35].

2.4.8 Visor

Os visores são utilizados para verificar o estado físico do caudal de fluido refrigerante na linha de líquido e para verificar a existência de água no sistema, sendo um teste de qualidade do filtro-secador. No caso da Figura 22, como o caudal de fluido frigorígeno não apresenta humidade à passagem no visor, este apresenta a cor “amarelo” caso contrário apresentaria a cor “verde”. O visor também serve para verificar a existência de bolhas no caudal que circula, o aparecimento de bolhas pode indicar: ou que o filtro-secador induz uma grande perda de carga no caudal de fluido frigorígeno, ou a presença de uma fuga na linha [36].



Figura 22 – Visor de líquido Danfoss [36].

2.4.9 Válvulas de seccionamento

Uma válvula de seccionamento, ou também conhecido como válvula de corte, serve para impedir fluxo de fluido frigorígeno isolando o todos os componentes a jusante de líquido. Um dos procedimentos mais comuns é a colocação de uma “válvula rainha” á saída do depósito. Para efeitos de manutenção geral da instalação, uma vez fechada a “válvula rainha”, o compressor continuamente ligado, aspira o fluido que se encontra a montante e bombeia o fluido a jusante para o depósito [22].

2.4.10 Controlador eletrónico do sistema

Um controlador numa instalação frigorífica serve para controlar os todos os processos de uma instalação frigorífica: as capacidades do compressor, do condensador e dos evaporadores, a lubrificação e a iluminação. Este componente funciona como o “cérebro” da instalação, isto é, recebendo informação de locais específicos da instalação, ajusta o funcionamento da instalação. O controlador *Danfoss AK-PC 781*, apresentado na Figura 23, é um dos controladores mais utilizados em instalações frigoríficas a CO₂. Este controlador define o controlo da capacidade do compressor, o nível do óleo no separador/depósito, o caudal de retorno do óleo, a capacidade e ventiladores do condensador/arrefecedor de gás e a recuperação de calor [37].

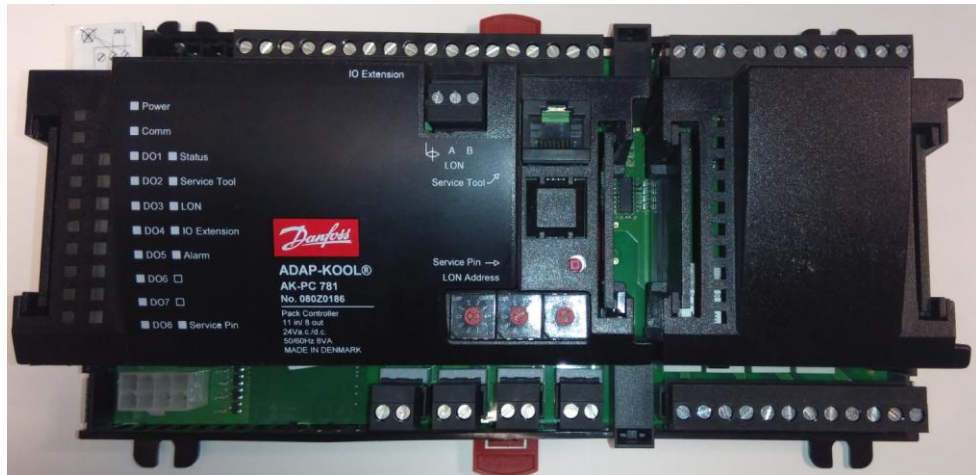


Figura 23 – Controlador Eletrónico Danfoss AK-PC 781.

2.5 Optimização energética de um ciclo de compressão de CO₂

No estudo da optimização de ciclos de compressão de CO₂ transcrito de Cavallini e Zilio (2007), apresenta-se um conjunto de modificações possíveis com a finalidade de aumentar o rendimento energético e exergético de uma instalação frigorífica. As condições de teste eram as seguintes [38]:

- Temperatura de evaporação: -10°C;
- Vapor saturado à saída do evaporador;
- Compressão adiabática com 80% de rendimento isentrópico;
- Expansão adiabática com 70% de rendimento isentrópico;
- Temperatura de condensação de 31°C à pressão optimizada;
- Perdas de carga desprezáveis.

A Configuração 1, apresentado na Figura 24, representa o esquema de referência para o estudo de optimização de um ciclo de compressão de vapor para as configurações 2, 3 e 4.

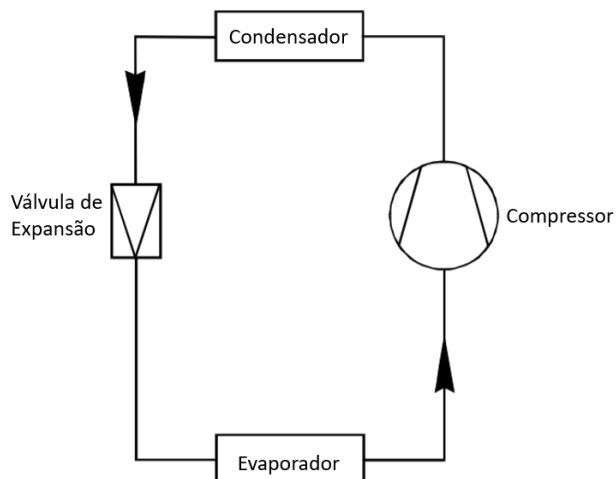


Figura 24 – Esquema de um ciclo de compressão de vapor básico [38].

Na configuração 2, introduz-se um permutador de um permutador na instalação, como demonstrado na Figura 24. Este permutador permite a transferência de calor do gás que circula entre o evaporador e o compressor para o líquido que circula entre o condensador e a válvula de expansão. A configuração 2 apresenta um decréscimo na perda de exergia, uma vez que a redução da temperatura de entrada na válvula de expansão, mas aumenta o trabalho de compressão devido ao aumento da temperatura média na rejeição de calor.

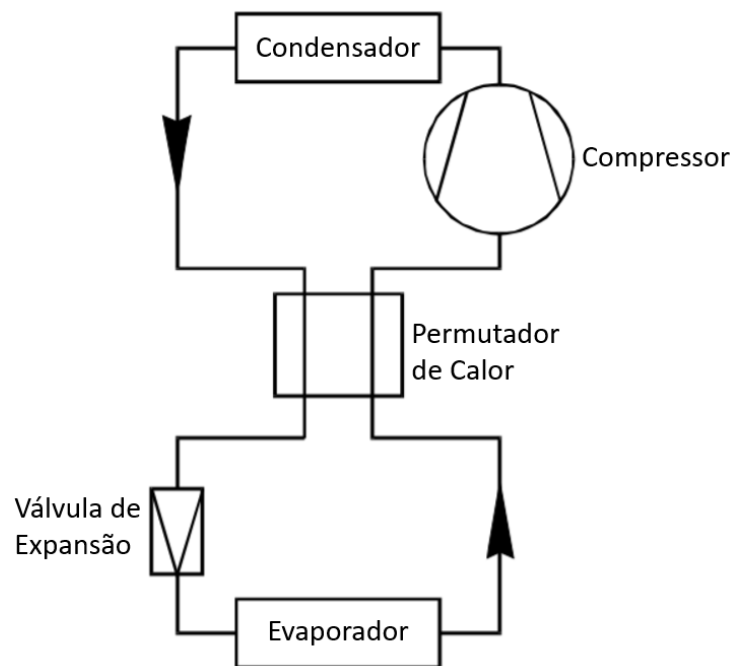


Figura 25 – Configuração 2: Introdução de um permutador de calor na instalação frigorífica de referência [38].

Na configuração 3, como se encontra na Figura 26, o compressor único da configuração 1 é substituída por um grupo de dois compressores com um processo de dissipação de calor intermédio. A vantagem desta configuração sobre a configura 2 é a diminuição do trabalho de compressão dos compressores [38].

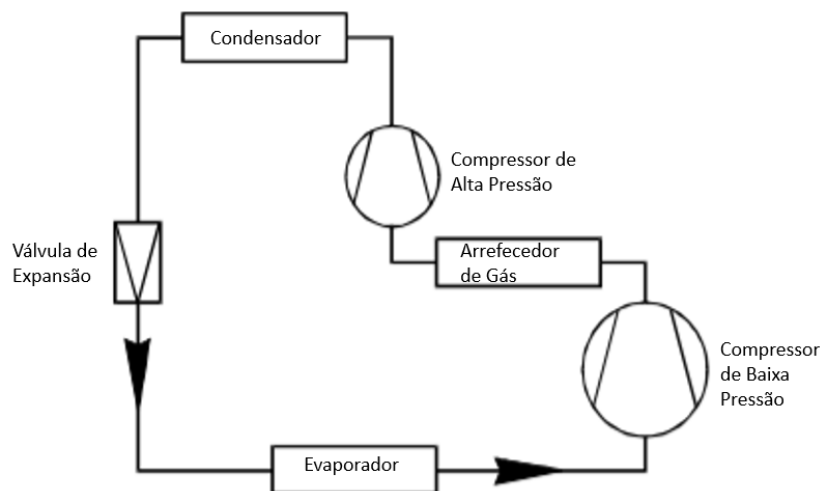


Figura 26 - Configuração 3: Ciclo frigorífico com duplo estágio de compressão com arrefecimento intermédio [38].

Na configuração 4, é introduzido um separador de líquido na instalação, como está a Figura 27. Neste caso, o compressor de alta pressão irá aspirar o vapor separador do caudal de líquido e a descarga do compressor de baixa pressão. O separador permite que o evaporador seja alimentado com apenas líquido, aumentando a eficiência do efeito frigorífico. Este género de configuração permite reduzir as perdas de exergia e o trabalho de compressão dos dois compressores [38].

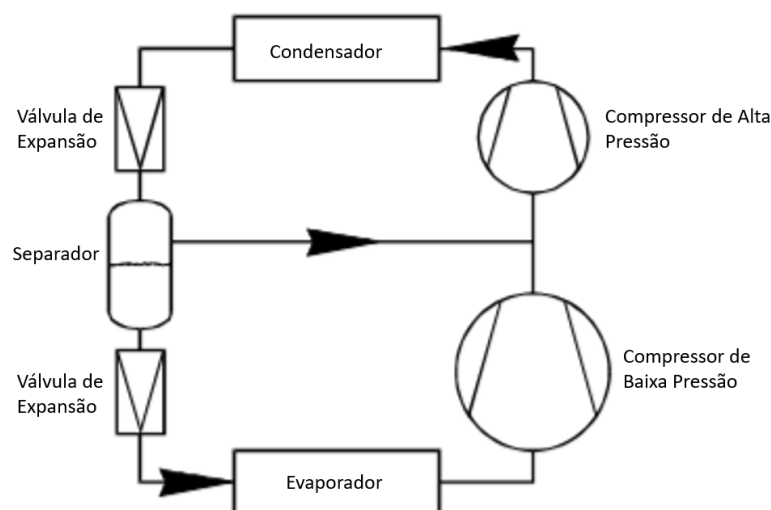


Figura 27 - Configuração 4: Introdução de um separador na instalação frigorífica num sistema com duplo estágio de compressão [38].

A Tabela 6 mostra o coeficiente de desempenho energético das configurações referidas anteriormente e a sua melhoria em relação à Configuração 1. A introdução de um permutador de calor na instalação frigorífica permitiu uma melhoria de 1,2% no desempenho energético na Configuração 2. A configuração 3 com um duplo estágio de compressão com arrefecimento intermédio, por via da diminuição do trabalho dos compressores, tem um coeficiente de desempenho 5,9% maior que o sistema de referência. Das configurações analisadas, destaca-se a configuração 4 em que a introdução de um separador num sistema com duplo estágio de compressão permite o aumento de 21% do *COP* relativamente à configuração de referência [38].

Tabela 6 - Rendimento energética das configurações de um ciclo de compressão de CO₂ [38].

	<i>COP</i>	Melhoria [%]
Configuração 1 (Referência)	2,52	-
Configuração 2	2,55	1,2
Configuração 3	2,67	5,9
Configuração 4	3,05	21

2.6 Controlo da instalação frigorífica

O sistema de controlo presente numa instalação de refrigeração tem como funções a proteção do sistema e dos seus componentes e eficiência da instalação, através da leitura constante dos sinais sondas de temperatura e transdutores de pressão. Numa instalação frigorífica existem componentes e processos que necessitam de monitorização constante, alguns dos mais importantes são: a capacidade do compressor; a ventilação do condensador; o nível de líquido no depósito; a potência frigorífica no evaporador; lubrificação do compressor; segurança da instalação; e a bomba circuladora. [11], [39].

2.6.1 Controlo do evaporador

A capacidade frigorífica do evaporador é controlada, essencialmente, através do controlo do caudal de fluido frigorígeno a circular no interior do evaporador através da

abertura da válvula. Depois, conjugado com o ajuste da capacidade frigorífica, é necessário o ajuste da ventilação dos evaporadores em função de S6.

Na Figura 28, observa-se o esquema para o controlo da temperatura de evaporação e, posterior, sobreaquecimento do fluido à saída do evaporador. Caso a temperatura da câmara, registada pela sonda S6, suba, o controlador emite ordens para a válvula de expansão abrir, iniciar o efeito frigorífico e ligar a ventilação até que a temperatura do meio atinja o valor definido. O sobreaquecimento do fluido é determinado por:

$$\Delta T_{SA} = T_{S2} - T_e \quad (2.7)$$

Em que T_{S2} é a temperatura realmente registada no fluido e T_e é a temperatura de evaporação correspondente à pressão registada no transdutor P_e .

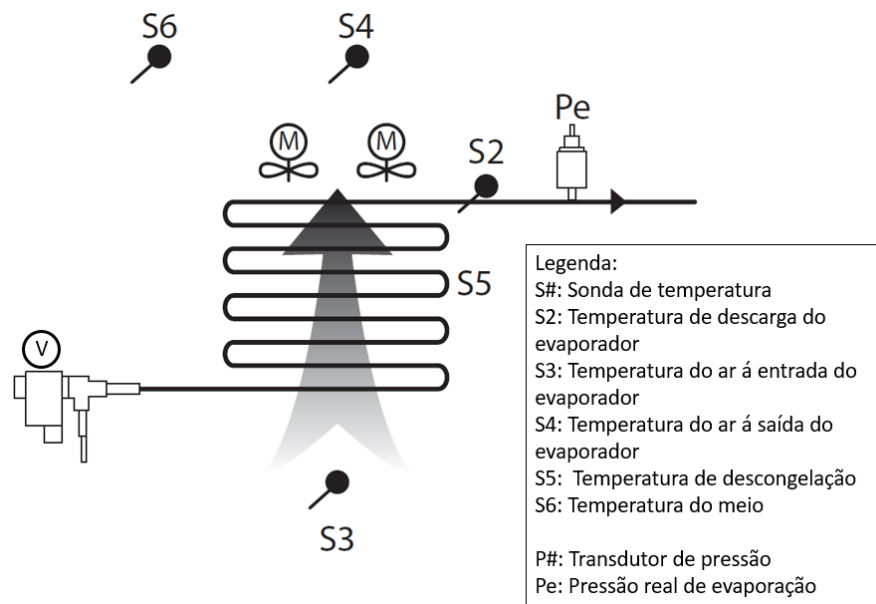


Figura 28 – Controlo de um evaporador [40].

2.6.2 Controlo da capacidade do compressor

Num compressor é imperativo ajustar a sua capacidade às necessidades instantâneas da instalação frigorífica. Manter o evaporador a uma pressão que se traduza à temperatura de evaporação requerida pelo sistema, sendo necessário precaver quaisquer desvios na faixa de utilização do compressor. Apesar de haver outros métodos de controlo do compressor, os mais utilizados são [39]:

- o controlo por estágio em compressores alternativos, que permite a desativação de cilindros num compressor para diminuir a razão de compressão do ciclo;
- controlo por válvula de deslizamento, esta válvula é acionada hidraulicamente, impedindo que parte do gás seja comprimido;
- controlo por variador de frequência, método utilizável por qualquer tipo de compressor, variando a frequência da eletricidade fornecida ao motor elétrico acoplado ao compressor para diminuir ou aumentar a capacidade do compressor dependendo das necessidades da instalação;
- por desvio de gás quente, para compressores de capacidade fixa, em que na descarga do compressor, parte do fluxo de gás é desviado para a zona de baixa pressão;
- por controlo ON/OFF, em que um controlador tanto desliga como desliga o compressor.

O controlador AK-PC 781, um dos controladores mais utilizados no mercado, calcula a capacidade requerida com base num controlador PI. Este método analisa se a variação de capacidade do compressor irá estabilizar ou variar constantemente a pressão de aspiração e, consequentemente, a temperatura de evaporação do fluido frigorigénico e a potência frigorífica do evaporador. Como se pode verificar na Figura 29a), o controlador define o espectro de pressão de evaporação em cinco zonas. As zonas “+” ou “++” indicam que a instalação necessita que de mais capacidade por parte do compressor e as zonas “-” e “--” são zonas em que a instalação necessita de menos capacidade frigorífica. Na Figura 29 b), exemplificando o “pump-up” e “pump-down” de um grupo compressor constituído por quatro compressores comandado por um controlador AK-PC 781. Observa-se que á medida que a capacidade requerida à central aumenta, a capacidade dos compressores aumenta em degrau, aumentando a capacidade para o próximo patamar só quando a capacidade requerida o atinge. No “pump-down” o mesmo se passa mas no sentido inverso, de maneira a que o compressor não esteja constantemente a ligar e a desligar, um compressor só é desligado apenas quando a capacidade requerida desce até um certo ponto [37].

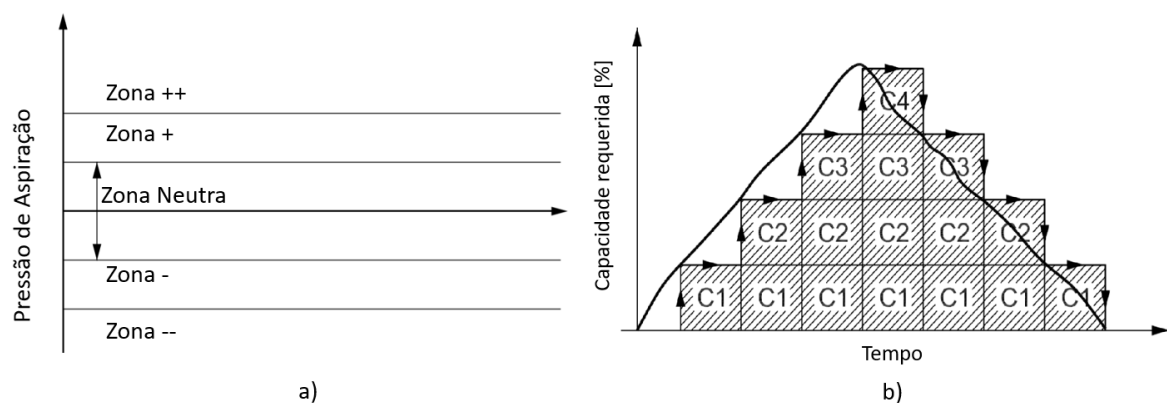


Figura 29 - Controlo de pressão de aspiração a partir de um Controlador Danfoss AK-PC 781: a) zonas de pressão b) patamares de funcionamento [41].

2.6.3 Controlo da capacidade do condensador

O controlador tem como função garantir que o calor produzido pela instalação seja dissipado de forma eficiente para o fluido secundário, garantindo que a pressão de condensação não desça da pressão requerida. Uma pressão insuficiente no condensador traduz-se numa menor quantidade fluido frigorigénico para alimentar os evaporadores e, consequente, em menor capacidade frigorífica. A Tabela 7 apresenta os diferentes métodos e mecanismos de controlo indicados para cada tipo de condensador [39].

Tabela 7 - Mecanismos de controlo indicados para cada tipo de condensador [40]

Tipo de condensador	Método de Controlo	Mecanismo de Controlo
Condensador a ar	Controlo por estágio	Ativação/Desativação dos ventiladores do condensador
	Controlo de velocidade	Varia a frequência da eletricidade de alimentação dos ventiladores
	Por área de transferência	Ajusta a área de transferência de calor

Condensador Evaporativo	Controlo por Estágios	Ativação/Desativação dos ventiladores do condensador
	Controlo por Pressão	Ventilação regulada em função da pressão de condensação.
	Controlo de frequência das ventilação e bomba de água	Variação da frequência de alimentação da ventilação e da bomba.
Condensador a água	Controlo do caudal por válvula motorizada	Regulação do caudal em função da pressão de condensação

2.6.4 Controlo do nível de líquido

O controlo sobre o nível de líquido no depósito e, principalmente, no separador de líquido previne, neste ultimo caso, que a bomba circuladora tenha sempre uma coluna de líquido necessário no separador para evitar o surgimento de cavitação [41].

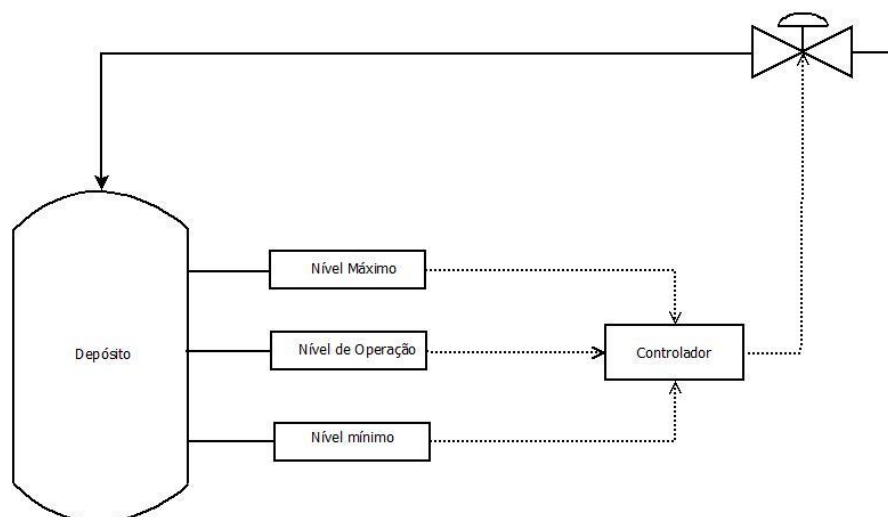


Figura 30 - Esquema do controlo de nível de líquido.

Na Figura 30 está representado um esquema para o controlo de nível de líquido num depósito, em que três medidores de nível de líquido verificam a existência de líquido naquela cota, três dispositivos tal como aquele que está na Figura 31. Num caso em que o líquido dentro do depósito atingir o nível mínimo é necessário interromper a operação até que o nível de serviço seja repostado. Se o nível de líquido máximo for atingido a válvula de expansão irá diminuir o caudal de entrada ou mesmo interromper até que o nível de líquido baixe até ao nível de serviço.



Figura 31 - Sensor de líquido [42].

2.6.5 Controlo de segurança numa instalação frigorífica a CO₂

Como mencionado anteriormente, as instalações frigoríficas que operam a dióxido de carbono operam a pressões muito elevadas. Para garantir a segurança da instalação e de quem a mantém é necessário colocar um conjunto de mecanismos de segurança na instalação [43].

A norma NP EN 378 dá um conjunto de recomendações de segurança e protecção ambiental em sistemas frigoríficos e bombas de calor, esta norma indica uma série de boas práticas para que o funcionamento da instalação frigorífica não coloque em causa a segurança das pessoas, bens e do ambiente. Para garantir a protecção da instalação utilizam-se um conjunto de válvulas de segurança e de pressostatos integrados com um funcionamento independente ao resto do controlo. Quando a pressão do fluido atinge valores acima do valor máximo, a válvula de segurança abre, aliviando a pressão do sistema devido à libertação de parte do gás refrigerante para a atmosfera. Nestes casos, ninguém deve manusear o sistema enquanto este esteja sobre pressão [39], [44].

Segundo a norma NP EN 378-2, para proteger a instalação de pressão excessiva, escolhem-se as válvulas de segurança e os pressostatos de acordo com a pressão máxima de funcionamento para uma dada secção da instalação. As válvulas de segurança com descarga devem estar reguladas para a pressão máxima a 1,1 vezes mais que a pressão máxima para a secção em que está colocada a válvula. Os pressostatos de duplo estágio, um estágio com *reset* automático e outro com *reset* manual, terão como função a interrupção do funcionamento do grupo de compressores, quando a pressão atinge 90% da pressão máxima, ou a interrupção do funcionamento de um dos compressores caso a pressão atinja 90% da pressão máxima para esse compressor [45].

O dióxido de carbono é tóxico a altas concentrações e é mais denso que o ar. Segundo a norma NP EN 378, é necessário colocar detektors de dióxido de carbono na menor altura possível em locais que venham a ser ocupados com pessoas, sala de máquinas e câmaras. Se a concentração de dióxido de carbono ultrapassar o limite estabelecido, o detector deverá disparar um alarme sonoro e um alarme visual. É necessário um sistema de ventilação dos espaços, com uma alimentação independente do sistema de detecção, para reestabelecer a concentração de dióxido de carbono no ar interior no menor tempo possível.

Uma das vantagens que o dióxido de carbono tem sobre outros gases, como a amónia, é a sua possibilidade de circular em zonas de trabalho. A norma NP EN 378 indica que fluidos refrigerantes tóxicos não podem circular em zonas onde haja pessoas a circular ou a efectuar tarefas. As instalações frigoríficas com amónia expandida necessitam de um sistema auxiliar de água glicolada (solução aquosa de monopropilenoglicol) para arrefecer o ar ventilado pelos evaporadores das câmaras.

2.6.6 Controlo do processo de descongelação

Quando o ar no interior da câmara circula a uma temperatura inferior a 0°C, a formação de uma camada de gelo na superfície do evaporador é inevitável. A acumulação de gelo na superfície não é desejável devido à deterioração da transferência de calor por via do aumento da resistência térmica. Existem três métodos de descongelamento [11]:

- 1) Por resistência eléctrica: uma resistência eléctrica é colocada no evaporador e através da passagem de corrente eléctrica, fundir o gelo acumulado. Este método tem como vantagem a facilidade de montagem, mas aumenta o consumo de energia eléctrica;
- 2) Por via de gás quente: parte do fluxo de gás descarregado pelo compressor é desviado para o interior do evaporador. Este método adiciona complexidade ao sistema, mas em instalações com maior dimensão, permite uma poupança de energia face ao uso de resistências eléctricas uma vez que se aproveita energia que o sistema ia libertar;
- 3) Reversão do ciclo: o evaporador funciona como condensador. sendo necessário mais evaporadoras na instalação para que estes funcionem como fonte fria.

2.6.7 Controlo da lubrificação

O óleo numa instalação de frio tem como principal objectivo a lubrificação do compressor, sendo necessário controlar a temperatura e a pressão do óleo. Em instalações frigoríficas a CO₂, os óleos mais utilizados são os de polyester e polialquilenoglicol (PAG). É recomendado que não se misture diferentes tipos de óleo numa instalação, isto é, o tipo de óleo que se usa numa instalação deve ser o mesmo durante toda a sua vida útil. É importante manter a temperatura do óleo dentro de um intervalo de temperaturas para que a viscosidade não seja baixa e não cubra todas as superfícies do interior do compressor nem que se torne tão alta que perca as propriedades lubrificantes. A pressão do óleo tem que ser superior ao mínimo aceitável para que o óleo penetre em todas as superfícies. No caso do controlador da instalação detetar que a pressão do óleo não atinja a pressão mínima, o funcionamento da instalação é interrompido [39].

3 Caracterização do entreposto

Este capítulo será dedicado à caracterização de um entreposto, localizado em Leiria, região centro de Portugal, que parte como base de estudo para o dimensionamento da instalação frigorífica a CO₂ com evaporadores inundados. O entreposto serve para armazenar mercadorias para serem distribuídas por outras superfícies comerciais de menores dimensões. A Figura 32 apresenta os espaços a refrigerar pela instalação frigorífica: duas câmaras frigoríficas, uma de congelados e outra de refrigerados; e um cais de expedição. De forma a dimensionar os componentes da instalação frigorífica, é necessário calcular as perdas e cargas térmicas de cada espaço.

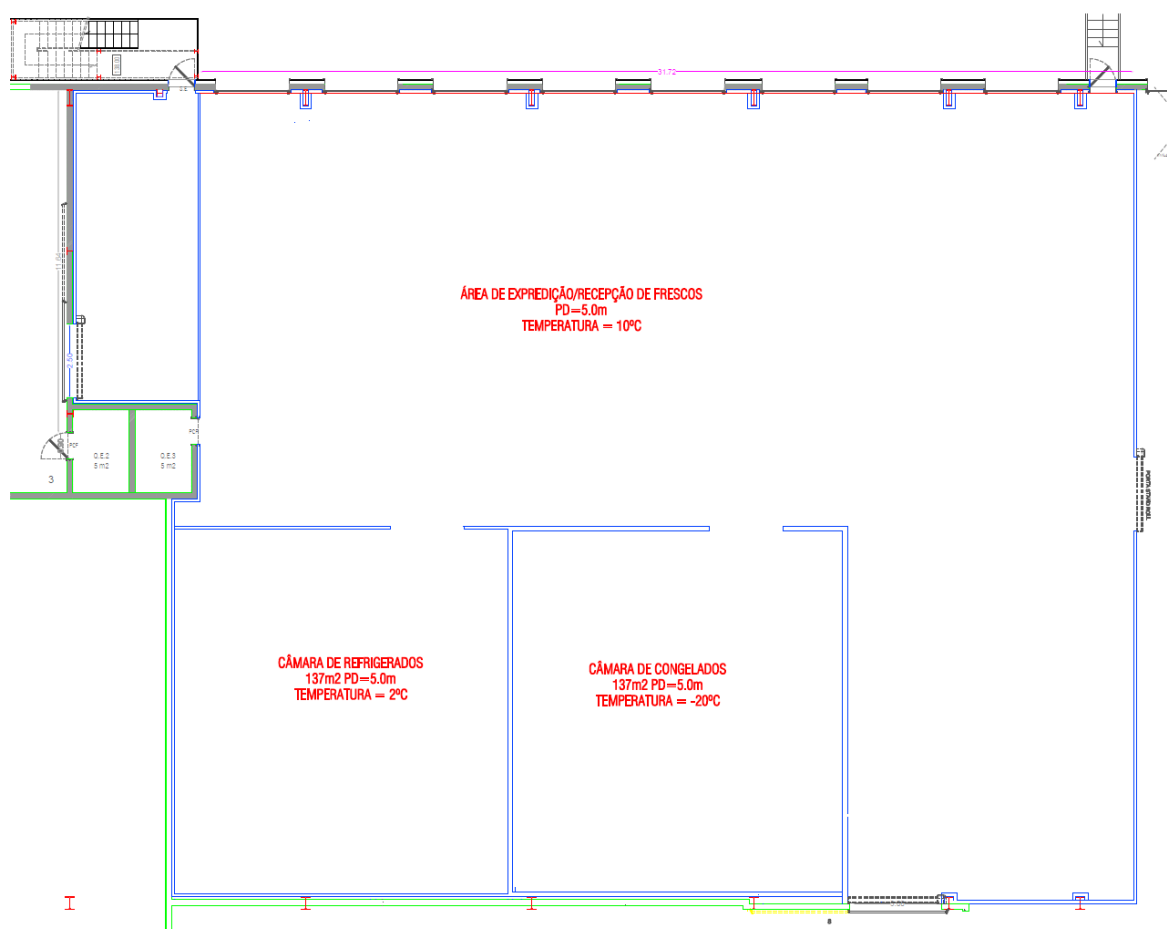


Figura 32 - Planta do entreposto de Leiria.

A Figura 33 mostra o esquema com os componentes da instalação que actualmente está a trabalhar em Leiria, demonstrando, também, as conexões existentes entre os componentes. No circuito existem três níveis de pressão, a pressão de baixa temperatura (LT), correspondente à pressão do fluido frigorigénico nos evaporadores dedicados às câmaras de congelados, a pressão

de média temperatura (MT), correspondente à pressão do gás nos evaporadores da câmara de refrigerados e no cais de expedição, e a pressão de descarga, correspondente à pressão do fluido frigorígeno no arrefecedor de gás. O funcionamento da instalação frigorífica pode ser explicado da seguinte maneira:

1. O depósito armazena o fluido frigorígeno em excesso na tubagem e separa a fase líquida da fase gasosa do caudal refrigerante, reencaminhando a fase gasosa para os compressores MT e enviando a fase líquida para os evaporadores;
2. A válvula by pass redireciona o gás refrigerante contido no depósito para os compressores MT;
3. Os compressores LT aspiram o gás produzido pelos evaporadores LT para a pressão de MT e os compressores MT comprimem o gás descarregado pelos compressores LT e o gás do depósito até à pressão do arrefecedor de gás;
4. O compressor paralelo presente no sistema tem como função aspirar o gás que não foi condensado no depósito e descarrega-lo no condensador, de forma, a produzir mais fluido líquido. Mas, em casos de aumento súbito da pressão do depósito, aspira o vapor de forma a pressão no seu interior;
5. O separador de óleo serve para retirar o óleo em excesso do caudal de fluido refrigerante.

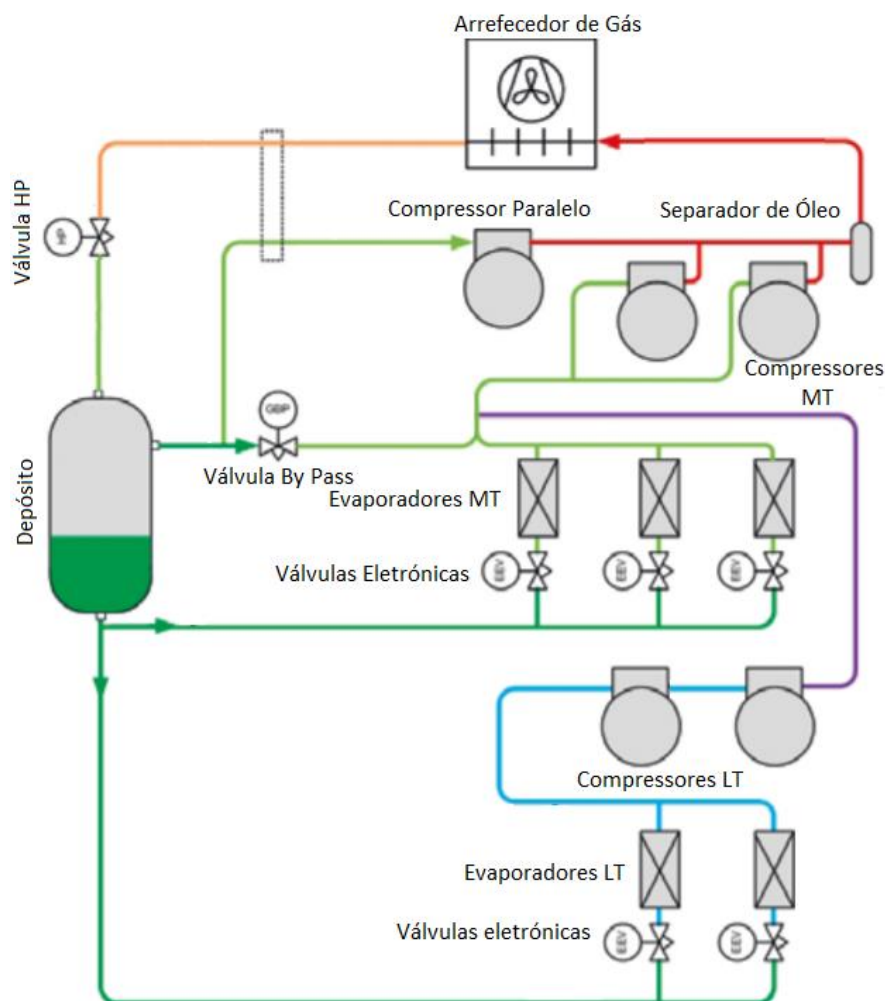


Figura 33 - Esquema de funcionamento da instalação frigorífica do entreposto [46].

3.1 Caracterização do circuito frigorífico da instalação

Em refrigeração industrial, é muito comum existirem três grandes parcelas de componentes: central, que engloba grande parte dos componentes da instalação, evaporadores e condensadores

3.1.1 Evaporadores do entreposto

A escolha dos evaporadores de cada câmara é feita com base nas cargas térmicas de cada espaço. A Tabela 8 apresenta as características físicas e condições de operação necessárias para o cálculo das cargas e ganhos térmicos de cada espaço.

Tabela 8 – Características dos espaços do entreposto.

Característica	Câmara de congelados	Câmara de refrigerados	Cais de expedição
Dimensões interiores (largura x comprimento x altura) [m x m x m]	12,14 x 11,20 x 5,0	12,37 x 11,31 x 5,0	590 [m ²] x 4,0
Temperatura interior do espaço e dos espaços envolventes	-20	2	10
Isolamento (Paredes e Teto)	Painel isotérmico 150 mm em PU	Painel isotérmico 100 mm em PU	Painel Isotérmico 80 mm em PU
Isolamento (Solo)	2 Camadas de Isolamento (100 mm + 50 mm) em PU	1 Camada de Isolamento (80 mm) em PU	Sem Isolamento
Fator de simultaneidade	1	1	1
Tempo de funcionamento de ventilação	22	22	10
Renovações por dia	0	0	8

A partir dos dados introduzidos anteriormente, o programa calcula a carga térmica total somando uma série de parcelas correspondendo:

- Perdas pela envolvente;
- Ganho térmico devido ao pessoal de estiva;
- Ganho térmico devido aos equipamentos elétricos;
- Ganho térmico devido à entrada de produto;
- Carga térmico por infiltração de ar.

A Tabela 9 apresenta os resultados obtidos pelo software da Centauro. Constata-se que as maiores perdas no cais de expedição devem-se às perdas pela envolvente enquanto que nas câmaras devem-se à entrada de produto. Para o cais de expedição, é necessária uma potência frigorífica de 102 kW, por isso, são necessários 3 evaporadores com uma potência frigorífica combinada de 120 kW. A câmara de congelados necessita de 23,3 kW de potência frigorífica, neste caso, estão instalados 2 evaporadores com uma potência frigorífica de 15 kW, cada. Para a câmara de refrigerados, uma vez que são necessários 25,6 kW de potência frigorífica, estão instalados 2 evaporadores com uma capacidade frigorífica combinada de 35 kW. A Figura 34 apresenta a disposição de cada evaporador na respectiva câmara. Devido às dimensões da

câmara de refrigerados e de congelados, cada uma terá dois evaporadores, e o cais de expedição terá 3 evaporadores.

Tabela 9 - Perdas e Cargas térmicas discriminadas para cada espaço.

Perdas e Cargas Térmicas	Cais de Expedição	Câmara de Refrigerados	Câmara de Congelados
Temperatura Interior [°C]	12	2	-20
Temperatura de Evaporação [°C]	-10	-10	-28
Tempo de funcionamento dos compressores [h]	10	16	18
Fator de segurança [%]	15	10	10
Temperatura interior [°C]	-20	2	10
Perdas por Isolamento [kWh]	296	73,7	83,2
Carga térmica por Pessoal de Estiva [kWh]	40,1	0,258	0,390
Perdas por Abertura de portas e Renovação [kWh]	292	23,6	40,0
Carga térmica do produto [Wh]	0	244	164
Carga térmica da Iluminação [kWh]	173	1,68	1,67
Carga térmica de Ventiladores [kWh]	86,4	15,0	59,0
Carga térmica de Resistências [kWh]	0	14,4	33,6
Carga Térmica total [kWh]	887	373	381
Potência de Refrigeração Necessária [kW]	102	25,6	23,3
Potência frigorífica dos evaporadores [kW]	120	35	30
Potência Frigorífica específica [kW/m ³]	50,9	50,0	43,2

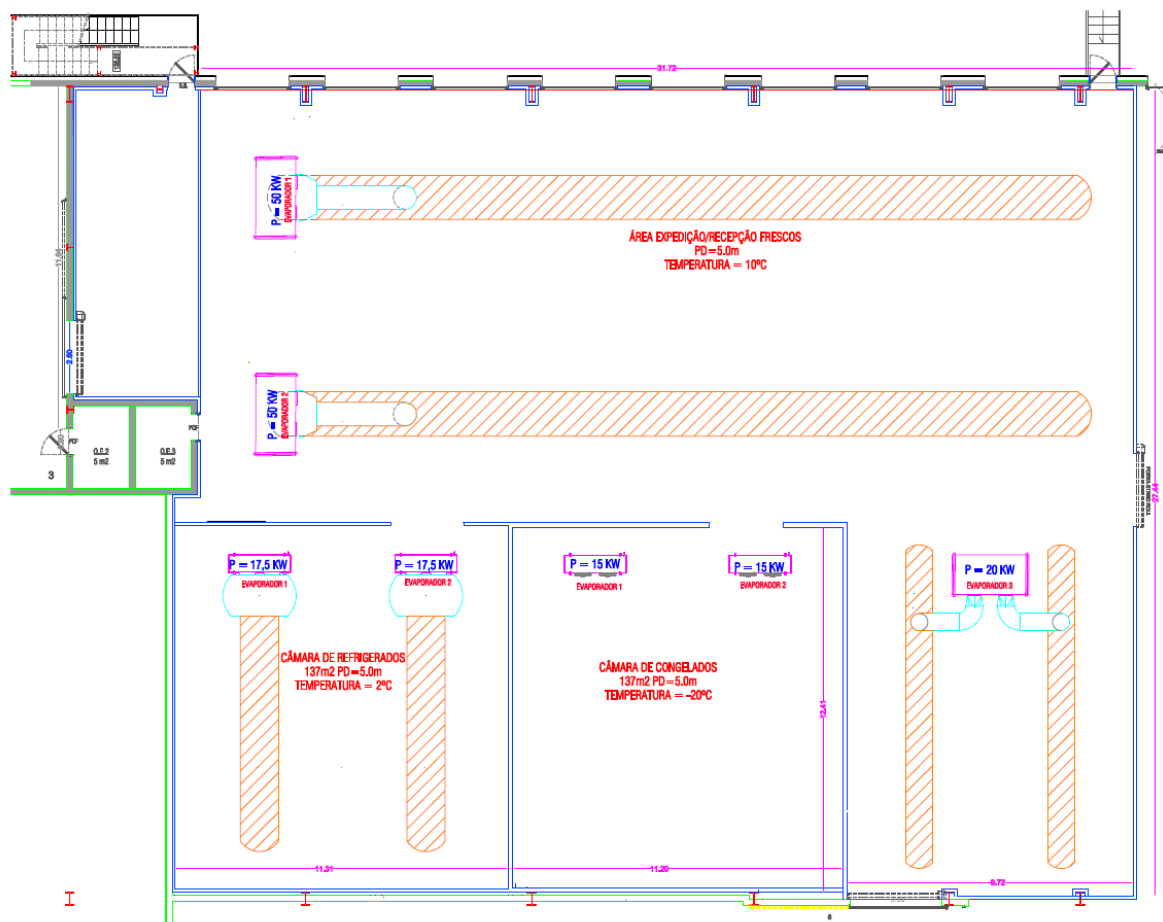


Figura 34 - Disposição dos evaporadores no entreposto logístico.

Para o cais de expedição escolheram-se três evaporadores da série KDM da Centauro, iguais aquele presente na Figura 35, com uma potência frigorífica combinada de 120 kW. Estão instalados dois evaporadores com uma potência frigorífica de 50 kW acoplados a uma conduta têxtil semicircular com 1 m de diâmetro e 27 m de comprimento cada um. Existe, ainda, um evaporador com uma capacidade de 20 kW acoplado a uma conduta têxtil semicircular com 800 mm de diâmetro e 10 m de comprimento. As condutas têxteis permitem que a refrigeração atue de uma forma mais uniforme em toda a área do cais.



Figura 35 - Evaporador Centauro série KDM.

A câmara de refrigerados está equipada com dois evaporadores da Centauro modelo DD/E 6M2/28, como aquele presente na Figura 36, com uma conduta têxtil semicircular com 1,2 m diâmetro e 9 m de comprimento em cada um dos 2 ventiladores. Estes evaporadores possuem uma potência frigorífica de 17,5 kW em cada um para vencer uma carga térmica de 25,6 kW.



Figura 36 - Evaporador DD/E da Centauro.

A câmara de congelados para vencer a carga térmica de 23,3 kW, tal como da câmara de refrigerados, foram escolhidos 2 evaporadores da série DD/E do fabricante Centauro, em tudo semelhantes aos evaporadores da câmara de refrigerados excepto na potência frigorífica. Cada evaporador instalado nesta câmara tem uma potência frigorífica de 15 kW e equipados com resistências elétricas para a descongelação.

3.1.2 Arrefecedor de gás

De maneira a dissipar o calor gerado pela instalação, o arrefecedor de gás é um modelo da série KCE da fabricante ECO com uma capacidade de dissipação de 325 kW, como apresentado na Figura 37. Este equipamento foi escolhido tendo em conta a descarga dos compressores. No presente caso, os compressores de média temperatura têm uma potência de condensação cerca de 246,1 kW e o compressor paralelo descarga 42,9 kW de potência calorífica, combinado, o sistema descarga 289 kW, por isso, o arrefecedor selecionado é apropriado.



Figura 37 - Condensador da série KCE da ECO.

3.1.3 Central

Uma central aglomera a maior parte dos componentes de uma instalação frigorífica, descentralizando apenas os evaporadores, os condensadores e algumas válvulas. A Figura 38 apresenta um esquema de uma central para uma instalação frigorífica a CO₂ transcrito

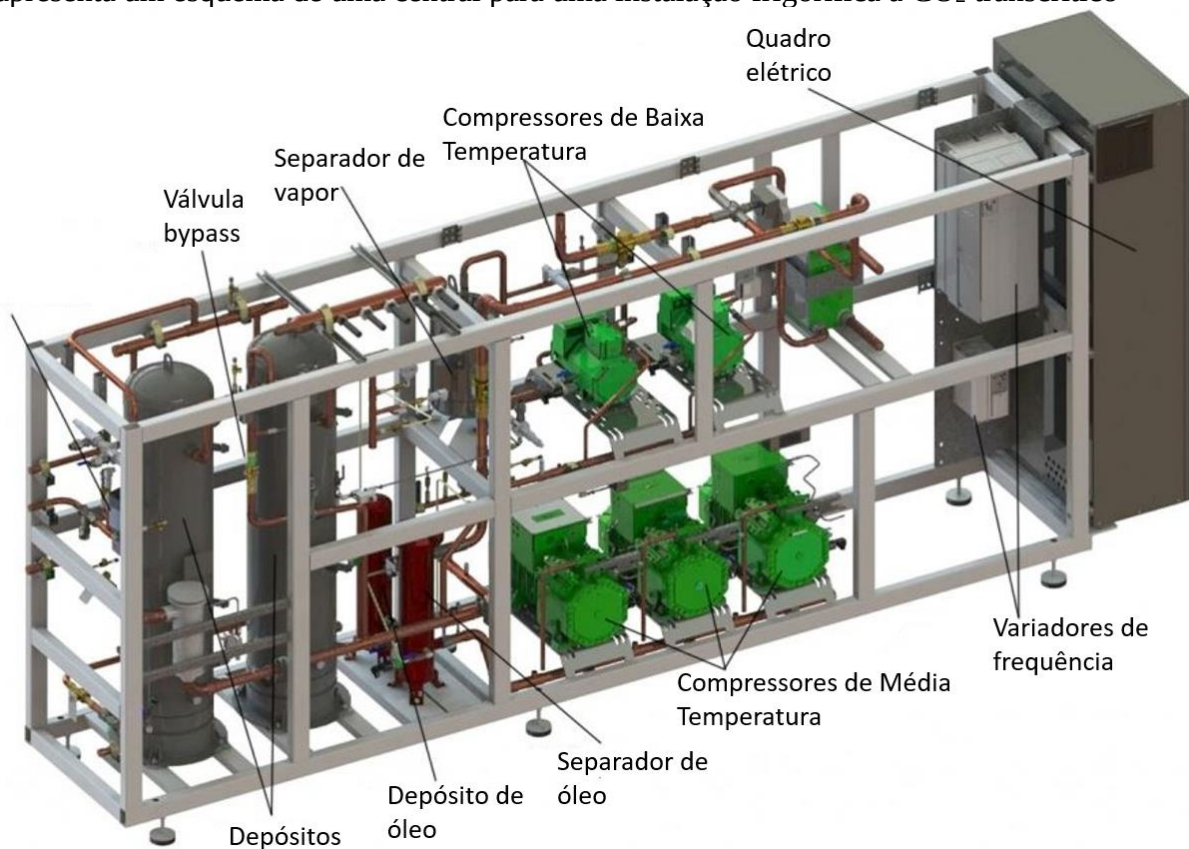


Figura 38 - Central de refrigeração para uma instalação a dióxido de carbono transcrito [47].

A central actualmente instalada no entreposto de Leiria encontra-se na Figura 39, tratando-se do modelo “CompSuper Sigma L 3+1x2 Paralelo” da fabricante Advansor. Na Tabela 10, observa-se as características mais detalhadas deste sistema. O sistema incorpora 2 compressores dedicados ao regime de baixa temperatura, dedicado aos produtos congelados; 3 compressores dedicados ao regime de média temperatura, com a função de produzir frio para o cais de embarque e para a câmara de refrigerados, e, ainda, um compressor paralelo.



Figura 39 - Central SuperComp Sigma instalada na casa de máquinas.

Tabela 10 - Características técnicas da central

Regime	Compressão	
MT	Compressores	1x Compressor Bitzer 4FTC-20K (c/ inversor: 30-70 Hz) 1x Compressor Bitzer 4DTC-25K (50 Hz) 1x Compressor Bitzer 4CTC-30K (50 Hz)
	Pressão máxima (Descarga/Aspiração)	130/52 bar
	Caudal (Mínimo/Máximo)	11/72 m3/h
	Capacidade Frigorífica Mínima	15%
	Capacidade Frigorífica	155 kW a -10°C
Compressão paralela	Compressores	1x Compressor Bitzer 4HTC-20K (c/ inversor: 30-70 Hz)
	Pressão máxima (Descarga/Aspiração)	130/52 bar
LT	Compressores	1x Compressor Bitzer 2FSL-4K (c/ inversor: 30-70 Hz) 1x Compressor Bitzer 2FSL-4K (50 Hz)
	Pressão máxima (Descarga/Aspiração)	52/30 bar

	Capacidade Frigorífica	32 kW a -28°C
--	------------------------	---------------

3.2 Desempenho energético da instalação actual

Recorreu-se ao software *Pack Calculation Pro (PCP)* para a análise do desempenho energético da instalação recorrendo. O *Pack Calculation Pro* é um software de simulação de sistemas de refrigeração, que, através da seleção do tipo de sistema e da introdução de diversos parâmetros projeto, é possível simular o desempenho energético e ambiental da instalação e a sua rentabilidade económica.

3.2.1 Representação geral no software Pack Calculation Pro

O *Pack Calculation Pro (PCP)* é um software de simulação de sistemas de refrigeração, que, através da seleção do tipo de sistema e da introdução de diversos parâmetros projeto, é possível simular o desempenho energético e ambiental da instalação e a sua rentabilidade económica.

No desenvolvimento do modelo, começou-se pela seleção do tipo de sistema, tendo sido escolhido o sistema presente na Figura 40, correspondente a um sistema de duplo estágio com compressão paralela.

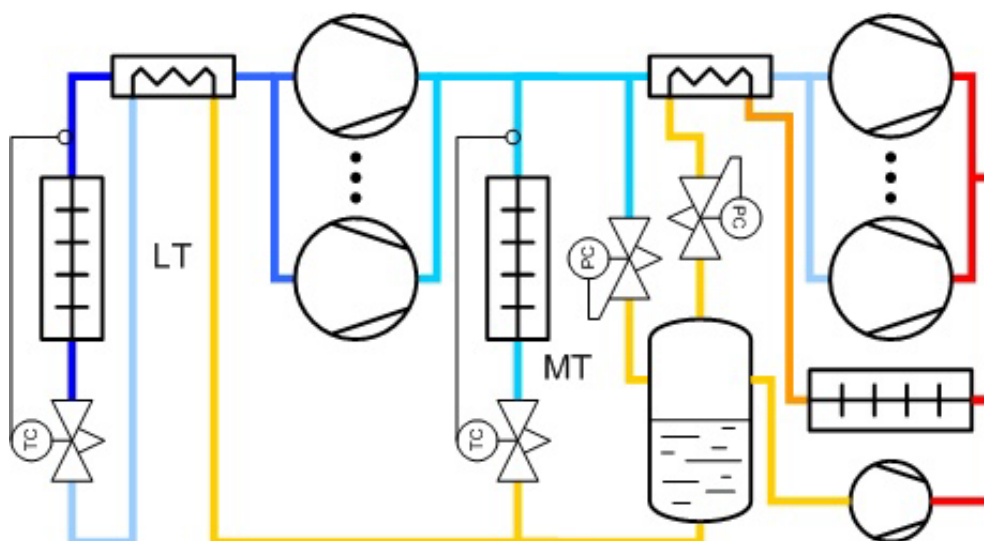


Figura 40 - Configuração selecionada para a simulação da instalação actual em Pack Calculation Pro.

Na Tabela 11, está apresentada a configuração selecionada no software para o grupo compressor da instalação existente.

Tabela 11 – Configuração da central da instalação atual.

Sistema Actual	
Dois estágios transcrito com compressão paralela	
Configuração MT	
Condição de projeto	$T_e / P_{gc} = -7,0 \text{ °C} / 95,2 \text{ bar}$
Capacidade Combinada	$\dot{Q}_e / \dot{Q}_c = 157,4 \text{ kW} / 246,1 \text{ kW}$
Compressor 1	Bitzer 4FTC-20K (30-70Hz)
Compressor 2	Bitzer 4DTC-25K (50Hz)

Compressor 3	Bitzer 4CTC-30K (50Hz)
Configuração LT	
Condição de projeto	$T_e / T_c = -28,0 / -7,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Capacidade Combinada	$\dot{Q}_e / \dot{Q}_c = 36,5 \text{ kW} / 42,9 \text{ kW}$
Compressor 1	Bitzer 2FSL-4K (30-70Hz)
Compressor 2	Bitzer 2FSL-4K (50Hz)
Compressão paralela	
Condição de projeto	$T_e / P_{gc} = -7,0 \text{ } ^\circ\text{C} / 95,2 \text{ bar}$
Capacidade	$\dot{Q}_c / \dot{Q}_c = 35,2 \text{ kW} / 55,4 \text{ kW}$
Compressor	Bitzer 4HTC-20K (30-70Hz)

A Tabela 12 apresenta os parâmetros de aspiração introduzidos para a simulação. A capacidade dimensionada foi selecionada de acordo com a potência de evaporação para cada nível de pressão. A potência frigorífica é proporcional ao aumento de temperatura, aumenta 3,5% por cada aumento de 1°C de temperatura, sendo que a capacidade frigorífica se mantém constante em temperaturas ambiente abaixo de 20°C. Selecionou-se um sobreaquecimento total de 8K sendo 2K não-úteis para o fluido frigorífero à saída do evaporador, sendo os valores habituais no projeto de um sistema frigorífico. O separador terá o fluido frigorífero armazenado a uma pressão de 37 Bar, pressão correspondente à temperatura de 3,3°C.

Tabela 12 - Parâmetros da aspiração para a simulação em Pack Calculation Pro da instalação actual.

Aspiração		
	MT lado sucção	LT lado sucção
Capacidade de arrefecimento		
Capacidade dimensionada [kW]	155	30
$T_{\text{ambiente}} \text{ à dimensão } [^\circ\text{C}]$	35	35
Mudança perfil [%/°C]	3,5	3,5
Perfil constante abaixo da $T_{\text{ambiente}} [^\circ\text{C}]$	20	20
Evaporadores secos		
Sobreaquecimento total [K]	8	8
Sobreaquecimento não-útil [K]	2	2
Temperatura de evaporação		
Temperatura para perfil constante [°C]	-7	-28
Adicional		
Eficiência permutador de calor interno [%]	0	0
Temperatura correspondente à pressão intermédia [°C]	3,3	-

Os parâmetros introduzidos para o arrefecedor de gás no *Pack Calculation Pro* encontram-se discriminados na Tabela 13. Foi selecionado um arrefecedor de gás arrefecido a ar cuja temperatura de condensação é ajustada de acordo com a temperatura ambiente:

$$T_{gc} = T_{ambiente} + 6 \quad (3.1)$$

O compressor irá elevar a pressão do gás aspirado até aos 95,2 Bar e para depois sair do arrefecedor de gás a 37°C. O condensador, a 0% da sua capacidade máxima, não necessita de ventilação activa e sendo que a diferença de temperaturas do caudal à saída e à entrada do arrefecedor gás é de 8K. O arrefecedor de gás à capacidade máxima, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do ar do condensador é de 2K, dissipando 308kW de calor da instalação. Como a presente instalação tem a capacidade de operar tanto em regime subcrítico como em regime transcrito, é necessário estabelecer temperaturas ambiente limites, por isso, a temperatura máxima do fluido para operar em regime subcrítico é de 26° e a temperatura mínima para que a instalação opere em regime transcrito é de 29°C. A transição do regime subcrítico para o regime transcrito, e vice-versa, é controlada pelo controlador, sendo necessário definir dois fatores do controlador para a simulação, TC Factor 1 e TC Factor 2. Determina-se a pressão do arrefecedor de gás, P_{gc} por:

$$P_{gc} = P_{crítica} - (\Delta T_{Transcrito} * TC_{factor1} - TC_{factor2}) * \Delta T_{transcrito} \quad (3.2)$$

Em que a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída, $\Delta T_{transcrito}$, é dada por:

$$T_{transcrito} = T_{gc,out} - T_{gc,mínimo} \quad (3.3)$$

Tabela 13 - Parâmetros da descarga para a simulação em Pack Calculation Pro da instalação actual.

Descarga do sistema	
Tipo de condensador	Arrefecido a ar
Controlo da Capacidade do Arrefecedor de Gás	
T _c [°C]	T _{ambiente} +6,0
T _c mínimo [°C]	15
Subarrefecimento [°C]	3
Ventiladores de velocidade variável	
Controlo da Capacidade	
0% Capacidade	
DT [°C]	8
Q _c [kW]	0
W _{ventiladores} [kW]	0
100% Capacidade	
Q _c [kW]	308
DT [°C]	2
W _{ventiladores} [kW]	8,1
Parâmetros de controlo	
Temperatura de transcrito mínima [°C]	29

Temperatura de subcrítico máxima [°C]	26
$\Delta T_{gc,out}$ [°C]	2
TC factor 1 [-]	2,6
TC factor 2 [-]	0

Selecionou-se Coimbra como o local para simular a instalação, uma vez que é a cidade disponível mais próxima de Leiria e com características mais aproximadas. Na Tabela 13 observam-se os resultados da simulação em PCP para o desempenho energético da instalação. Conclui-se que a instalação é capaz de assegurar 100% da capacidade frigorífica todo o ano, em qualquer nível de pressão. A instalação apresenta um *COP* total de 3,43 e com um consumo energético anual de 237 MWh de energia elétrica, correspondendo à emissão de 969 quilotoneladas de CO₂ para a atmosfera.

Tabela 14 - Resultados da simulação feito em Pack Calculation Pro para a instalação actual.

Sistema Actual	
Carga assegurada no tempo	
LT [%]	100,0
MT [%]	100,0
Total [%]	100,0
Carga assegurada em energia	
LT [%]	100,0
MT [%]	100,0
Total [%]	100,0
<i>COP</i> médio	
LT [-]	5,21
MT [-]	3,96
Total [-]	3,43
Consumo energético de bombas e ventiladores	
LT [kWh]:	0
MT [kWh]:	7 543
Total [kWh]:	7 543
Consumo energético do compressor	
LT [kWh]:	25 331
MT [kWh]:	180 657
Paralelo [kWh]:	23 545
Total [kWh]:	229 532
Consumo energético total	
LT [kWh]:	25 331
MT [kWh]:	211 745

Total [kWh]:	237 075
--------------	---------

3.3 Validação do modelo

Para testar a validade dos resultados obtidos no software *Pack Calculation Pro* expostos na Tabela 14, isto é, averiguar a fiabilidade dos resultados, é necessário um ponto de comparação. O ponto de comparação deve recair num artigo ou estudo, em que se simulasse uma sistema frigorífica a CO₂ com as mesmas características que a instalação existente.

O artigo “*Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems*” de Sharma et al. (2014) mostra a análise da eficiência energética de diferentes tipos de sistemas de refrigeração, no qual se inclui uma instalação frigorífica com *booster* e compressão paralela. Este artigo compara o *COP* para diferentes tipos de sistema frigorífico em diferentes cidades dos Estados Unidos da América, analisando, também, a influência da temperatura ambiente no *COP* de cada sistema. Replicando as condições de aspiração para os grupos compressores de média temperatura e de baixa temperatura e para o arrefecedor de gás que os autores utilizaram no seu artigo, condições indicadas nas Tabelas 15, 16 e 17, respectivamente. Selecionaram-se duas cidades com temperaturas médias anuais semelhantes às registadas em Coimbra, Atlanta (GA) e Houston (Texas), e procedeu-se às simulações do sistema em ambas as cidades.

Tabela 15 - Condições de simulação para a aspiração do compressor de média temperatura.

Capacidade dimensionada [kW]	120,00
T _{ambiente} para dimensionamento [°C]	35,0
Mudança perfil [%/K]	0,0
Perfil constante abaixo da T _{ambiente} [°C]	20,0
Sobreaquecimento total [K]	10,0
Sobreaquecimento não-útil [K]	0,0
Temperatura para perfil constante [°C]	-5,0
Eficiência do permutador de calor interno [%]	40
Temperatura correspondente à pressão intermédia. [°C]	1,2

Tabela 16 - Condições de simulação para a aspiração do compressor de baixa temperatura.

Capacidade dimensionada [kW]	65,00
T _{ambiente} para dimensionamento [°C]	35,0
Mudança perfil [%/K]	0,0
Perfil constante abaixo da T _{amb} [°C]	20,0
Sobreaquecimento total [K]	10,0
Sobreaquecimento não-útil [K]	0,0
Temperatura para perfil constante [°C]	-30,0
Eficiência do permutador de calor interno [%]	0,0

Tabela 17 - Parâmetros da descarga do compressor de média temperatura.

Temperatura para perfil constante [°C]	17,0 (Atlanta) 20,7 (Houston)
$T_C = T_{\text{ambiente}} + DT$ [°C]	$T_{\text{ambiente}} + 10,0$
T_C mínimo [°C]	27,0 (Atlanta) 30,7 (Houston)
Subarrefecimento [K]	5,0

É preciso notar que as simulações realizadas por Sharma et al. são baseadas em temperaturas médias anuais e não num perfil dinâmico de temperaturas ao longo do ano. Por isso, recorreu-se ao uso de condensadores arrefecidos a água, programando uma temperatura do caudal de água constante e igual à temperatura média anual de cada cidade.

Na Tabela 18, compararam-se os resultados das simulações em PCP para Atlanta (GA) e Houston (TX) com os resultados demonstrados no artigo de Sharma et al. Simulando a instalação frigorífica em Atlanta (GA) em *PCP*, cidade com temperatura ambiente média de 17,0°C, obtém um *COP* de 2,79 enquanto que no artigo é de 3,04, uma diferença entre os dois *COP*'s de 0,25, uma margem de 8,2. Da mesma, para a mesma instalação em Houston (TX), cidade com uma temperatura média anual de 20,7°C, o artigo de Sharma et al. apresenta um *COP* de 2,68, contras os 2,43 da simulação em *PCP*, um valor 9,3% inferior em relação ao valor do artigo. Verificando que os *COP*'s nas duas cidades não variam mais que 10%, comprova-se a validade do método escolhido para o cálculo do desempenho energético da instalação.

Tabela 18 - Comparação entre os resultados das simulações em PCP e os valores do artigo de Sharma et al.

	Atlanta (GA)	Houston (TX)
T_{ambiente} [°C]	17	20,7
COP_{Artigo} [-]	3,04	2,68
COP_{PCP} [-]	2,79	2,43
ΔCOP [-]	0,25	0,25
ΔCOP [%]	8,2	9,3

A Figura 41 apresenta os resultados do artigo de Sharma et al. e do modelo em Pack Calculation Pro para uma instalação frigorífica com duplo estágio e compressão paralela numa faixa de temperaturas ambiente de 5°C a 35°C. Verifica-se que apresentam resultados muito próximos, nunca ultrapassando a margem de erro pré-estabelecida de 10%.

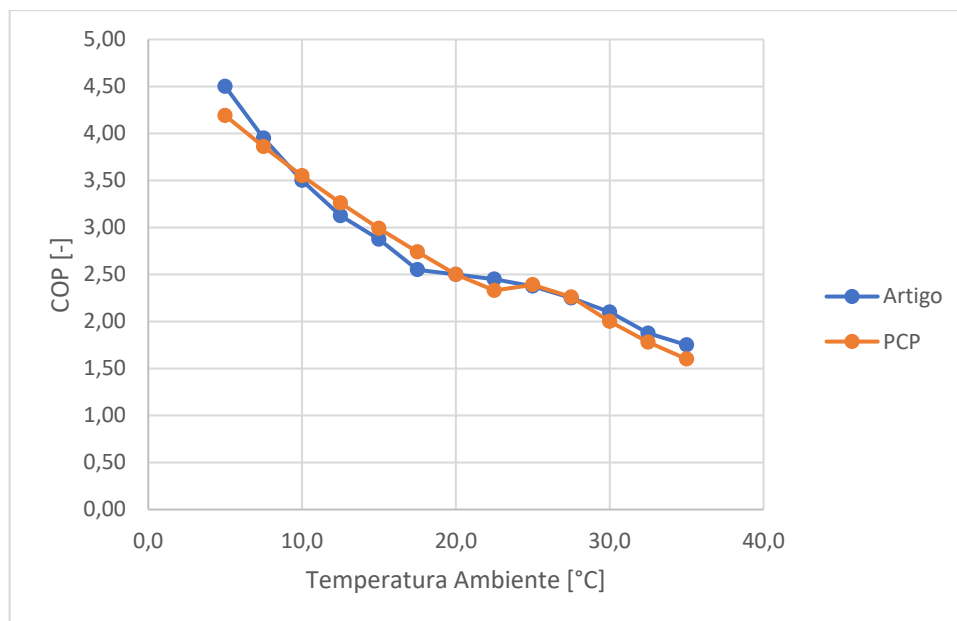


Figura 41 - Variação do COP com a temperatura ambiente de acordo com o artigo de Sharma et al. e os resultados das simulações em *Pack Calculation Pro*.

3.4 Desenvolvimento do modelo para o sistema actual

A análise comparativa do desempenho energético entre a solução com evaporadores inundados e a solução existente é um pontos-chave do presente documento.

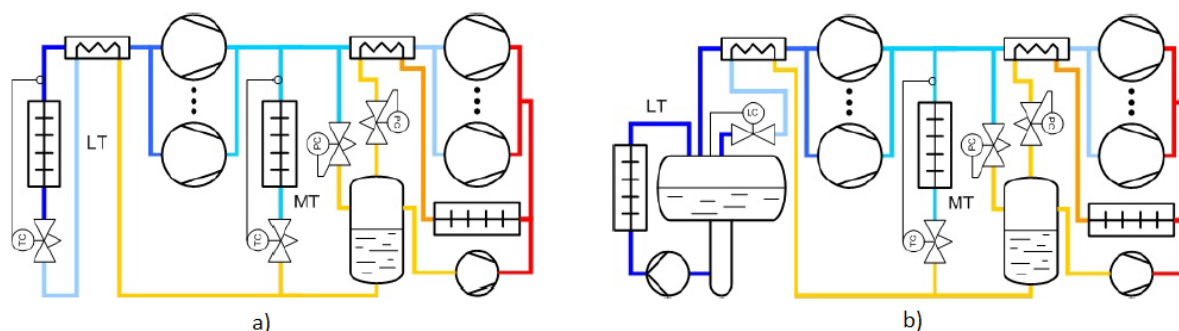


Figura 42 - Diagrama de um sistema com duplo estágio e compressão paralela: a) com expansão direta na baixa temperatura; b) com evaporadores inundados na baixa temperatura.

No software *Pack Calculation Pro*, selecionou-se um sistema em que se variava apenas o método de funcionamento dos evaporadores para a câmara de congelados, com evaporadores de expansão direta, na figura 42.a), e com evaporadores inundados, na figura 42.b). Simulou-se os dois sistemas em Coimbra, com os parâmetros presentes nas tabelas 12 a 14, para a aspiração nos evaporadores de baixa temperatura (LT), para os evaporadores de média temperatura (MT) e para o arrefecedor de gás. Além dos parâmetros anteriormente mencionados, foram necessários parâmetros adicionais no sistema com evaporadores inundados para definir o funcionamento da bomba circuladora. A bomba irá bombear fluido refrigerante para os evaporadores uma vez a circulação por termosifão não é, de todo, possível devido às perdas de carga lineares entre a central e o evaporador. A Tabela 20 mostra os parâmetros utilizados na simulação para a bomba circuladora de fluido refrigerante: o número de recirculações, de forma a obter o máximo rendimento do sistema, foram selecionadas 2 recirculações; a eficiência da bomba definiu-se como 70%, um valor mínimo para a eficiência de uma bomba; a pressão da bomba entende-se como a pressão necessária para a bomba vencer as perdas de carga provocadas pela circulação do fluido na linha e nos componentes, neste caso, escolheu-se um valor próximo do real das perdas de carga, 1,5 Bar; e na proporção de bypass, definir-se como

o desvio de caudal necessário para estabelecer um diferencial de pressão definido para desviar, neste caso, 15% do caudal do evaporador, injetando o caudal com o menor teor de vapor possível.

Tabela 19 - Comparativo entre os resultados das simulações das instalações frigoríficas com evaporadores com expansão direta e com evaporadores inundados.

	Evaporadores com Expansão Direta	Evaporadores Inundados	Variação	Variação [%]
Carga assegurada no tempo				
LT [%]	100	100	0	0
MT [%]	100	100	0	0
Total [%]	100	100	0	0
Carga assegurada em energia				
LT [%]	100	100	0	0
MT [%]	100	100	0	0
Total [%]	100	100	0	0
COP médio				
LT [-]	5,21	5,37	0,16	3,07
MT [-]	4,03	4,03	0	0
Total [-]	3,49	3,5	0,01	0,29
Consumo energético de bombas e ventiladores				
LT [MWh]	0	0,207	0,207	-
MT [MWh]	7,56	7,56	0	0
Total [MWh]	7,56	7,76	0,206	2,73
Consumo energético do compressor				
LT [MWh]	25,3	24,4	-0,941	-3,71
MT [MWh]	172	172	-0,426	-0,25
Paralelo [MWh]	28,7	28,6	-0,068	-0,24
Total [MWh]	226	225	-1,43	-0,63
Consumo energético total				
LT [MWh]	25,3	24,6	-0,734	-2,90
MT [MWh]	208	208	-0,495	-0,24
Total [MWh]	234	232	-1,23	-0,53

Tabela 20 - Parâmetros de simulação para a bomba circuladora.

Nº Recirculações	2
Eficiência da bomba	70 %
Pressão da Bomba	1,5 Bar
Proporção de Bypass	15 %

Na Tabela 19, estão figurados os resultados das simulações para duas instalações frigoríficas. Analisando os resultados, pode-se verificar que o *COP* Total da instalação aumentou, apenas, em 0,01, uma variação de 0,29%, um aumento impulsionado pelo aumento do *COP* do sistema dedicados aos produtos congelados, em que o *COP* aumentou de 5,21 para 5,37, um aumento de 3,07%. Este aumento de eficiência deve-se, sobretudo, à diminuição do caudal de fluido frigorígeno aspirado pelo grupo de compressores de baixa temperatura. O aumento da eficiência da instalação permitiu a diminuição do consumo energético em 1228 kWh anuais uma diminuição de 0,53%. Na Tabela 19, também, se verifica um aumento do consumo energético das bombas e ventilação, em exclusivo, na parte dos congelados devido à introdução da bomba circuladora na instalação, mantendo os valores no lado de média temperatura (MT).

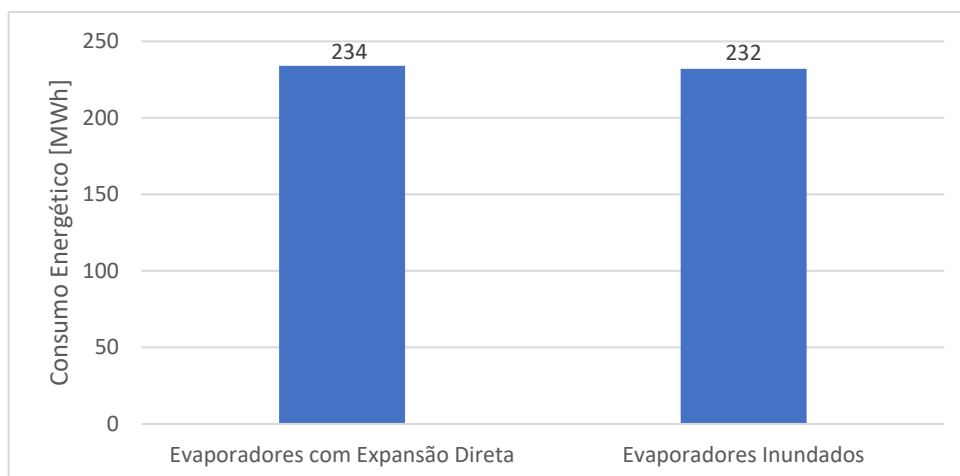


Figura 43 - Comparação do consumo energético entre as soluções evaporadores com expansão direta e com e evaporadores inundados para a solução implementada.

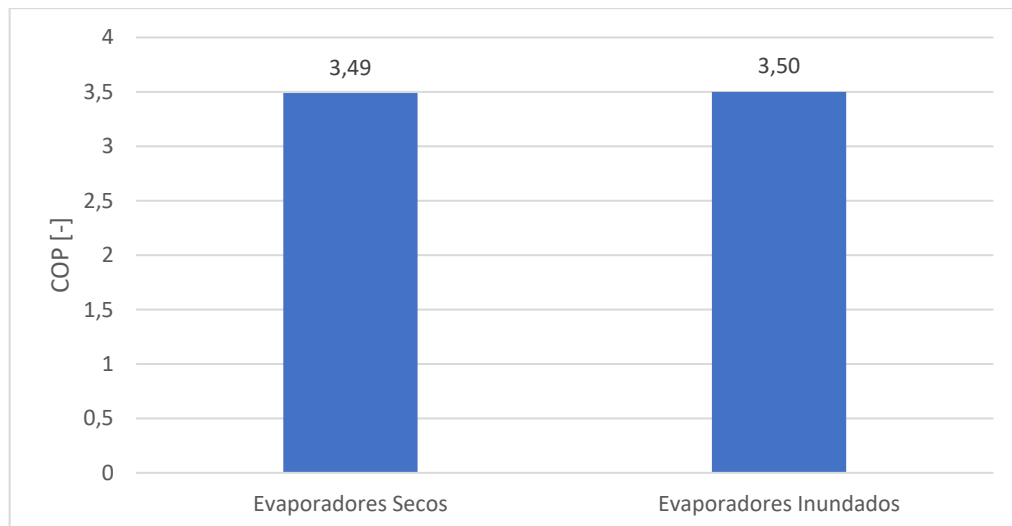


Figura 44 - Comparação da eficiência energética entre as soluções evaporadores com expansão direta e com e evaporadores inundados para a solução implementada.

As Figuras 43 e 44 permitem uma análise mais focada na comparação do consumo energético e da eficiência energética entre as duas soluções. Verifica-se que, apesar de se demonstrar que a solução com evaporadores inundados seja a opção, do ponto de vista energético, mais vantajosa, é necessário investigar se esta melhoria, do seu desempenho é economicamente viável.

3.5 Discussão de resultados

Com o intuito de verificar quais as condições mais favoráveis para a utilização de evaporadores inundados em vez de evaporadores secos, comparam-se os resultados das simulações do modelo desenvolvido quer com evaporadores secos quer com evaporadores inundados para diferentes condições. No presente documento, estudam-se os efeitos das condições climáticas, da variação da carga frigorífica da câmara de congelados e da variação da temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de congelados no desempenho energético da instalação.

3.5.1 Efeito das condições climáticas no desempenho energético da instalação

As condições climáticas são um fator importante devido ao processo de rejeição de calor por parte do sistema, sendo importante estudar de que forma é que um clima mais frio ou mais quente afeta o desempenho da instalação. Foram selecionados mais dois locais além do local de simulação inicial, Coimbra, com climas distintos. Selecionou-se Copenhaga, um clima com grande influência do Círculo Polar Ártico, onde as temperaturas atingem valores negativos por várias horas ao ano. E selecionou-se São Paulo como o clima representativo de um clima tropical, caracteriza-se por ter uma temperatura ambiente média anual superior às outras duas cidades e uma amplitude térmica anual menor.

Tabela 21 - Resultados das simulações de cada sistema nas cidades escolhidas.

Cidade	Temperatura média [°C]	COP [-]	Variação do COP em relação à solução atual [-]	Variação do COP em relação à solução atual [%]	Consumo energético anual [MWh]	Variação do consumo elétrico em relação à solução atual [MWh]	Variação do consumo elétrico em relação à solução atual [%]
Copenhaga (DK)	9	4,39	0,03	0,69	177	-1,03	-0,58
Coimbra (PT)	14	3,50	0,01	0,29	232	-1,23	-0,53
São Paulo (BR)	22	2,88	0,02	0,70	302	-1,22	-0,40

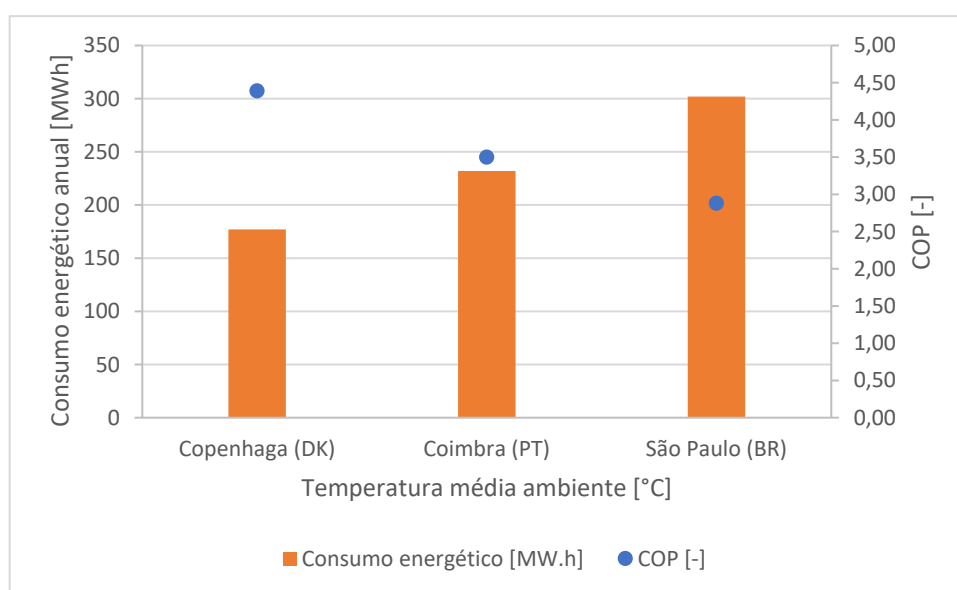


Figura 45 - Influência da temperatura média no consumo energético e na performance energética.

No software Pack Calculation Pro, nas simulações do modelo para cada cidade, utilizaram-se as mesmas condições de projeto utilizadas na solução existente em Leiria, explicitas nas Tabelas 13 a 15. Os resultados das simulações efetuadas foram compilados e tratados para a Tabela 21. Consta-se que apesar do COP total da instalação ser maior em climas mais frios, a poupança alcançada com o uso de evaporadores inundados é menor do que em Portugal. Este efeito é devido ao consumo de energia elétrica por parte do compressor paralelo da instalação. Este componente é maioritariamente utilizado em sistemas frigoríficos a CO₂ colocados em climas temperados com o intuito de aspirar o vapor presente no depósito, aliviando a pressão no seu interior e, posteriormente, formar mais dióxido de carbono líquido. Através da análise dos resultados das simulações do actual modelo num clima mais quente, constata-se uma poupança alcançada pela mudança do tipo de funcionamento dos evaporadores é menor que a conseguida em Portugal. Isto deve-se às altas temperaturas ambiente registadas ao longo de todo o ano, o que obriga o sistema a operar em regime transcrito constantemente. Em Portugal, como clima varia ao longo do ano, com quatro estações bem definidas, a instalação frigorífica apenas opera em regime transcrito nos meses mais quentes, operando em regime subcrítico no resto ano.

3.5.2 Efeito da carga frigorífica da câmara de congelados no desempenho da instalação

Na instalação existente no entreposto, apenas é possível utilizar evaporadores inundados nos evaporadores da câmara de congelados. O estudo do efeito da variação da carga frigorífica prende-se na questão de que maneira é que a poupança energética evolui com o aumento da carga frigorífica na zona dos produtos congelados. Neste caso, todas as condições de projeto da solução existente manter-se-ão, excepto, a carga frigorífica da câmara de congelados.

Para o estudo do efeito da variação da carga frigorífica, com o aumento da carga frigorífica, é necessário alterar o grupo compressor, é necessário aumentar o número de compressores e aumentar a potência de cada um deles. Para a seleção dos compressores a utilizar no PCP, utilizou-se o Software BITZER Software 6.9. Na Tabela 22, encontram-se os compressores selecionados no PCP para cada carga frigorífica, com o aumento da carga frigorífica, maior terá que ser a capacidade frigorífica do grupo compressor. O aumento da capacidade frigorífica do compressor implica uma maior quantidade de compressores e com uma maior capacidade frigorífica individual.

Tabela 22 - Grupos compressores selecionados nas simulações do modelo para as cargas frigoríficas de 100 kW, 200 kW e 300 kW.

Carga frigorífica da câmara de congelados	100 kW	200 kW	300 kW
Configuração do Circuito de Média Temperatura			
Capacidade Frigorífica [kW]	193,9	308,0	365,0
Compressor 1	4CTC-30K	4CTC-30K	4CTC-30K
Compressor 2	4CTC-30K	4CTC-30K	4CTC-30K
Compressor 3	4CTC-30K	4CTC-30K	4CTC-30K
Compressor 4	-	4CTC-30K	4CTC-30K
Compressor 5	-	4CTC-30K	4CTC-30K
Compressor 6	-	-	4CTC-30K
Configuração do Circuito de Baixa Temperatura			
Capacidade Frigorífica [kW]	127,1	226,0	331,3
Compressor 1	4ESL-9K	4DSL-10K	4CSL-12K
Compressor 2	4ESL-9K	4DSL-10K	4CSL-12K
Compressor 3	4ESL-9K	4DSL-10K	4CSL-12K
Compressor 4	-	4DSL-10K	4CSL-12K
Compressor 5	-	4DSL-10K	4CSL-12K
Compressor 6	-	-	4CSL-12K

Tabela 23 - Resultados das simulações da instalação frigorífica em função da carga frigorífica de congelamento.

Carga frigorífica [kW]	COP [-]	Variação do COP em relação à solução atual [-]	Variação do COP em relação à solução atual [%]	Consumo elétrico anual [MWh]	Variação do consumo elétrico em relação à solução atual [MWh]	Variação do consumo elétrico anual em relação à solução atual [%]
30	3,50	0,01	0,29	232	-1,23	-0,53
100	2,80	0,01	0,36	400	-2,61	-0,65
200	2,69	0,02	0,75	580	-4,97	-0,85
300	2,63	0,02	0,77	760	-7,21	-0,94

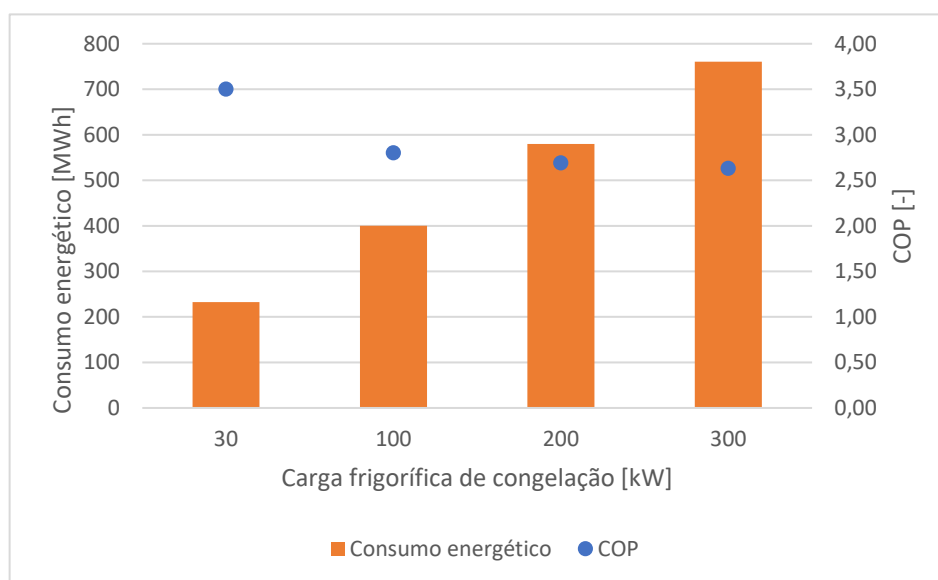


Figura 46 - Influência da carga frigorífica de congelamento no consumo energético e no COP.

Os resultados das simulações do modelo desenvolvido para cada carga frigorífica encontram-se compilados na Tabela 23. Os resultados das simulações demonstram que a poupança energética alcançada pela mudança para evaporadores inundados aumenta com o aumento da carga frigorífica. Pela análise à Figura 46, verifica-se que o COP se degrada à medida que a carga frigorífica aumenta, o consumo elétrico dos compressores é maior, quer para os compressores de média temperatura quer para os compressores de baixa temperatura. Enquanto que com uma carga frigorífica de 30 kW, consegue-se uma poupança anual de 1,23 MWh em energia elétrica, com carga frigorífica 10 vezes superior, a poupança energética anual é de 7,21 MWh. Verifica-se que, em termos relativos, a poupança conseguida com uma carga frigorífica de 300 kW, -0,94%, é maior do que a conseguida com uma carga de 100 kW, -0,65%. A poupança energética deve-se sobretudo à melhoria do desempenho dos compressores devido sobreaquecimento nulo e aspiração a uma temperatura mais baixa por parte dos compressores de baixa temperatura. Este fenómeno é ampliado pelo aumento da carga e aumentando a carga frigorífica, o desempenho dos compressores aumenta e o consumo energético diminui.

3.5.3 Efeito da temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de congelados no desempenho da instalação

A temperatura de evaporação é um dos fatores que mais influencia o desempenho energético de um sistema e, por consequência, o consumo energético. Com uma temperatura de evaporação maior, o trabalho que os compressores de baixa temperatura necessitam de fazer para a elevar a pressão do caudal de CO₂ é menor.

Tabela 24 - Resultados das simulações da instalação frigorífica em função da temperatura de evaporação.

Temperatura de evaporação [°C]	COP [-]	Variação do COP em relação à solução actual [-]	Variação do COP em relação à solução actual [%]	Consumo elétrico anual [MWh]	Variação do consumo elétrico anual em relação à solução actual [MWh]	Variação do consumo elétrico em relação à solução actual [%]
-30	3,44	0,02	0,58	238	-1,30	-0,58
-28	3,5	0,01	0,29	232	-1,23	-0,53
-25	3,6	0,02	0,56	226	-1,02	-0,45
-20	3,73	0,01	0,27	218	-0,579	-0,26
-15	3,84	0,01	0,26	212	-0,399	-0,19

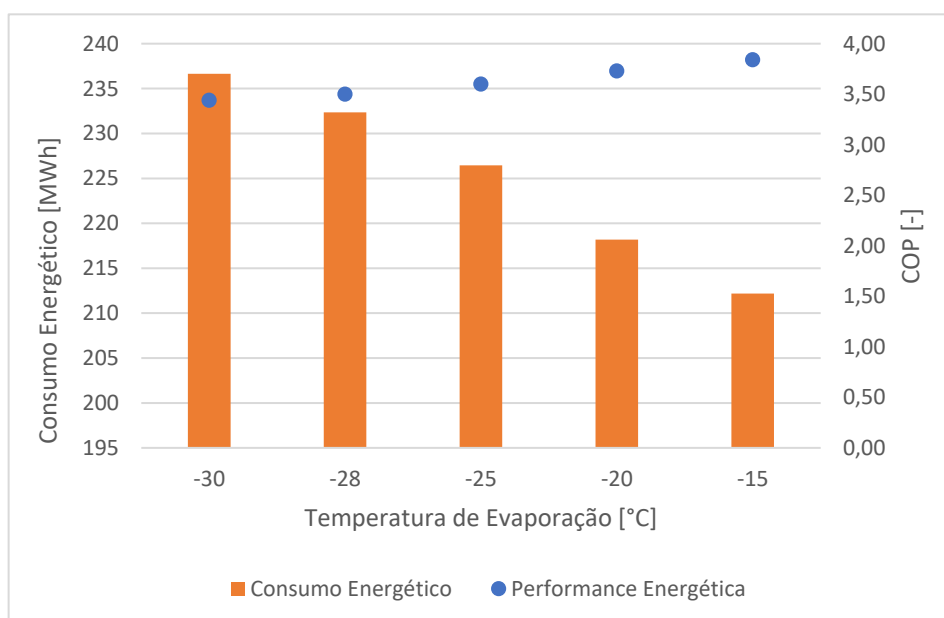


Figura 47 - Influência da temperatura de evaporação no consumo energético e na performance energética.

Na Tabela 24, estão compilados os resultados das simulações do modelo com evaporadores inundados, para as condições de projeto existentes, e a sua variação em relação à solução existente. Na Figura 47, verifica-se a efeito do aumento da temperatura de evaporação no consumo elétrico e no COP da instalação frigorífica da solução com evaporadores inundados. Enquanto que, para uma temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de

congelados de -30°C, o consumo elétrico é de 238 MWh e o *COP* é de 3,44, para uma temperatura de evaporação de -15°C, o consumo elétrico diminui para os 212 MWh e o *COP* sobe para os 3,84. A diminuição do consumo energético deve-se à diminuição do trabalho dos compressores de baixa temperatura, uma vez que para diferença de temperaturas de entrada e saída do compressor diminui. A poupança energética possível pela mudança de funcionamento dos evaporadores, diminui com o aumento da temperatura de evaporação. A poupança energética anual possível para uma temperatura de evaporação de -30°C é de 1,30 MWh enquanto que para uma temperatura de evaporação de -15°C é de 0,399 MWh.

4 Estudo da integração dos evaporadores inundados na instalação existente

A implementação de evaporadores inundados na câmara de congelados da instalação existente em Leiria implicaria a alteração de parte dos componentes. As alterações na instalação frigorífica incluem: um redimensionamento das tubagens das linhas de líquido e de aspiração de parte da instalação; a redefinição do esquema de montagem para cada evaporador; os dimensionamentos e inclusões de um separador de líquido e de uma bomba circuladora.

4.1 Alterações na tubagem

A tubagem numa instalação frigorífica tem como função conduzir o fluido frigorigénico de um ponto para outro, sendo normalmente em cobre ou em aço inoxidável devido à resistência à corrosão destes dois materiais, tendo ambos os materiais as propriedades mecânicas requeridas para suportar a pressão do caudal de fluido refrigerante. No entreposto comercial de Leiria existem três patamares de pressão na tubagem de cobre na instalação frigorífica: linhas de líquido que alimentam os diferentes evaporadores do entreposto, Figura 48; a linha de aspiração dos compressores de baixa temperatura, Figura 49; linha de aspiração dos compressores de média temperatura, Figura 50.

Para que os evaporadores de baixa temperatura possam funcionar inundados, é necessário que estes tenham linhas dedicadas ao líquido e retorno de líquido entre a central e a câmara de congelados. Sendo necessário, criar uma linha de líquido independente para alimentar os evaporadores da câmara de congelados.

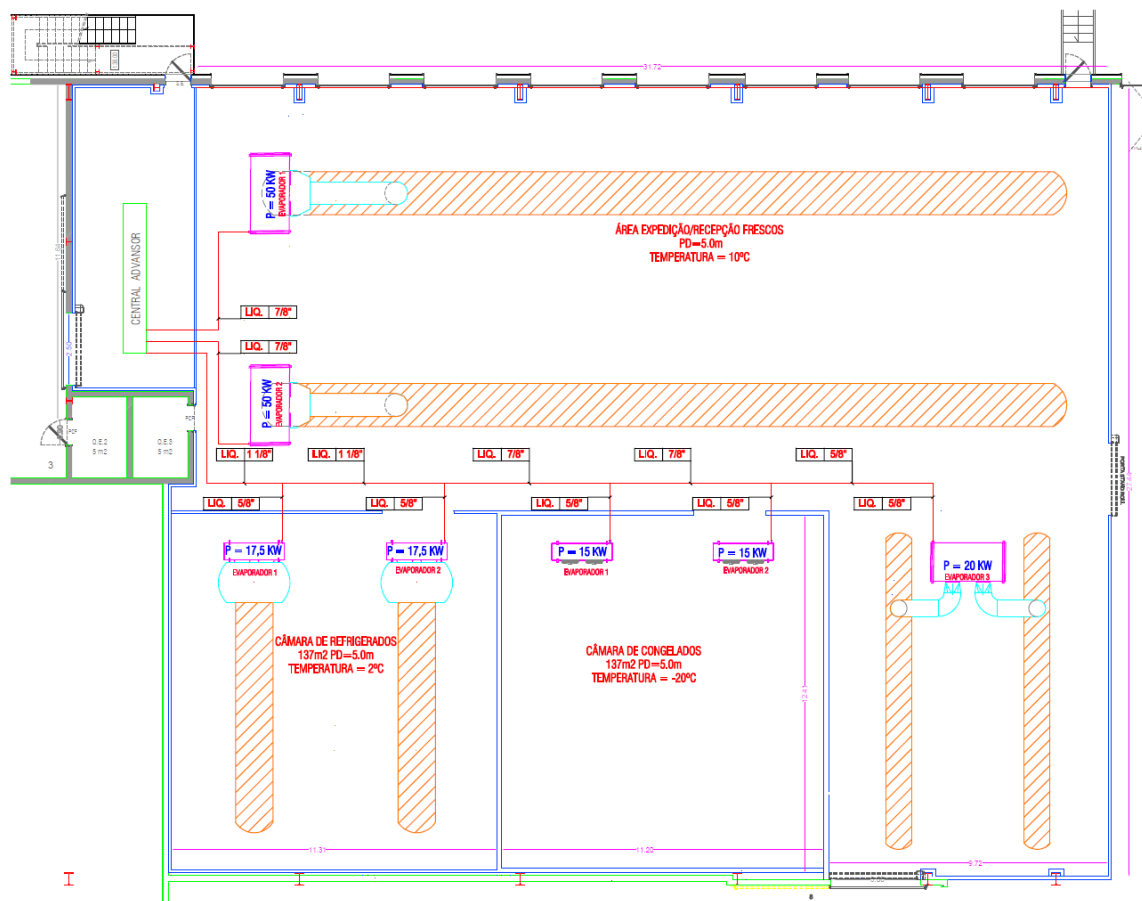


Figura 48 - Linha de líquido para os evaporadores para os evaporadores instalados na instalação existente.

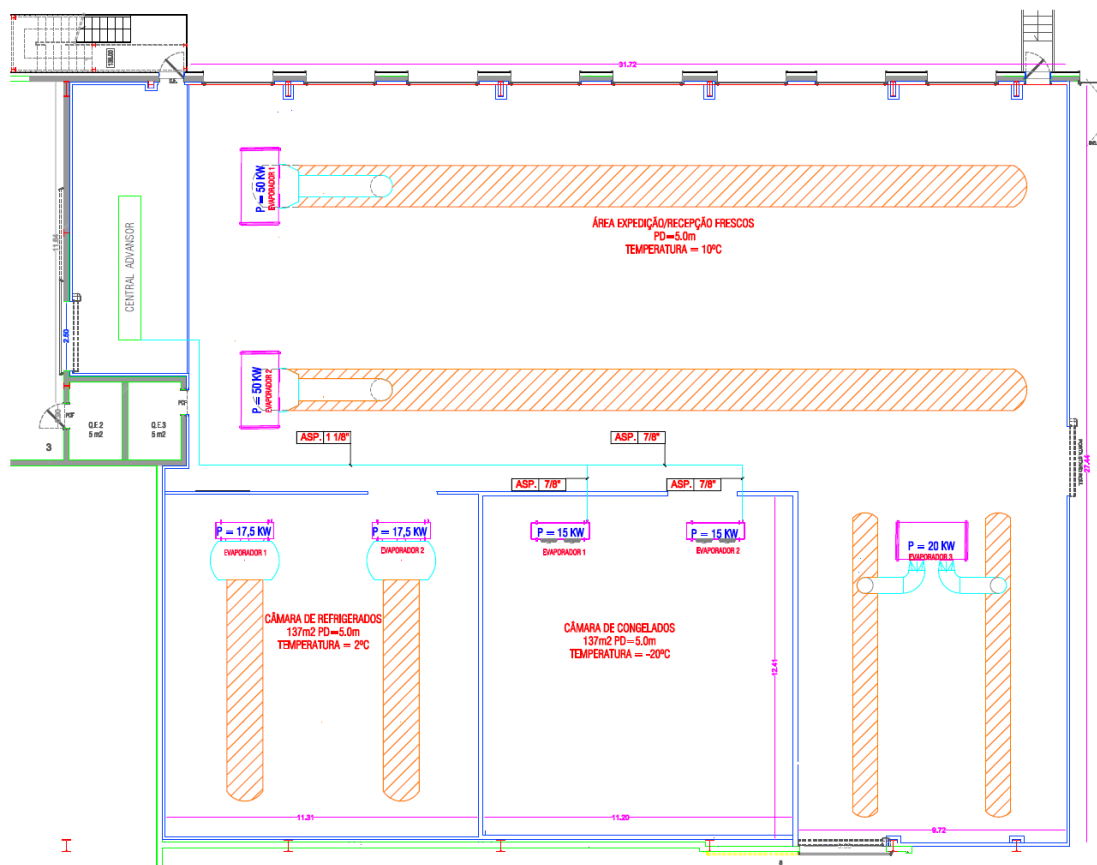


Figura 49 - Linha de aspiração dos evaporadores da câmara de congelados na instalação existente.

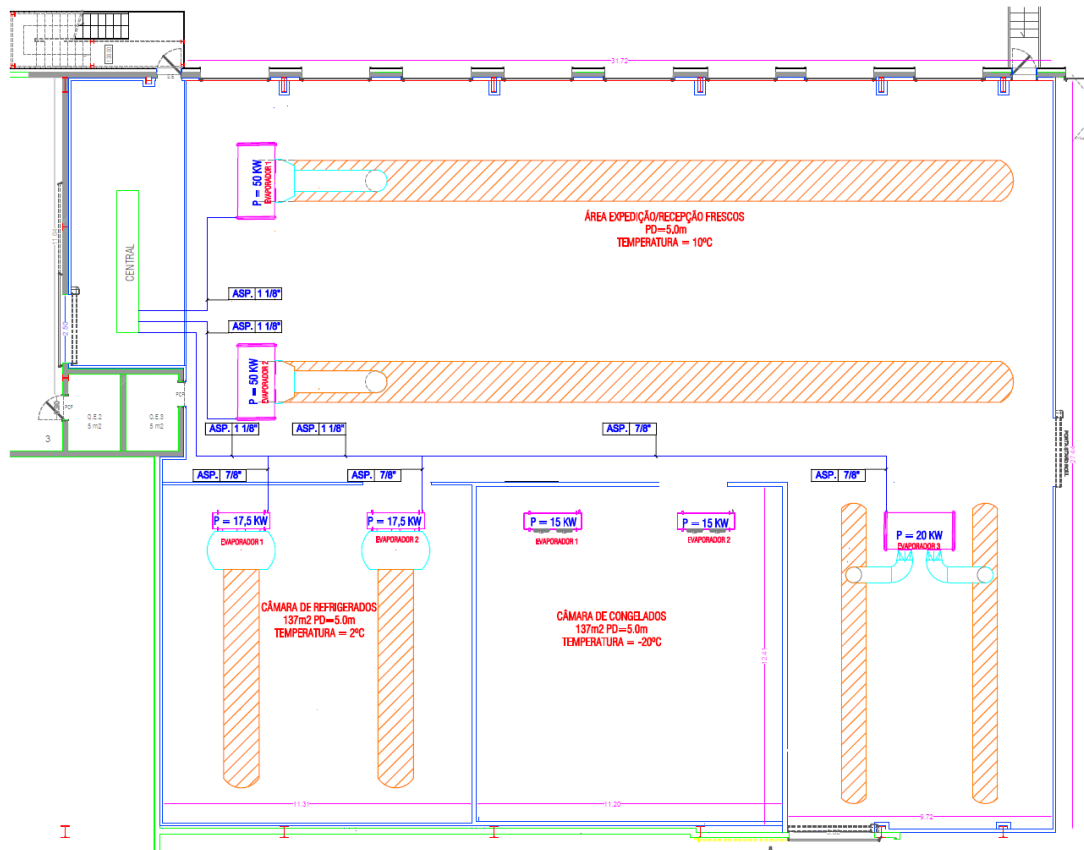


Figura 50 - Linha de aspiração dos evaporadores da câmara de refrigerados e do evaporador 3 do cais de expedição na instalação existente.

Para dimensionar a tubagem dos evaporadores da câmara de refrigerados e do evaporador 3 de acordo com a potência frigorífica de cada troço, recorreu-se ao guia de dimensionamento de tubagem fornecido pelo fabricante da central. Na Figura 51, observa-se o desenho com as linhas de líquido para fornecer os evaporadores de média temperatura. O diâmetro de tubagem é definido em função da potência frigorífica dos pelo(s) evaporador(es). A linha de aspiração dos evaporadores da câmara de refrigerados e do evaporador 3 do cais de expedição, na Figura 48, permaneceu inalterada uma vez que não tinha qualquer implicação na linha de aspiração/retorno de líquido dos evaporadores da câmara de congelados. Por exemplo, a “Linha 1” precisa de fornecer um caudal de vapor húmido de dióxido de carbono ao evaporador para que este consiga extrair 20 kW do espaço. Segundo o guia de instalação do fornecedor, este troço deve ter um diâmetro de tubo de cobre de, pelo menos, 5/8” na linha de líquido, enquanto que a linha de aspiração deve ter um diâmetro, em cobre, de 7/8”. Na Tabela 25, encontram-se os diâmetros necessários para cada potência frigorífica para a linha de líquido e para a linha de aspiração para esta parte do circuito MT da instalação frigorífica.

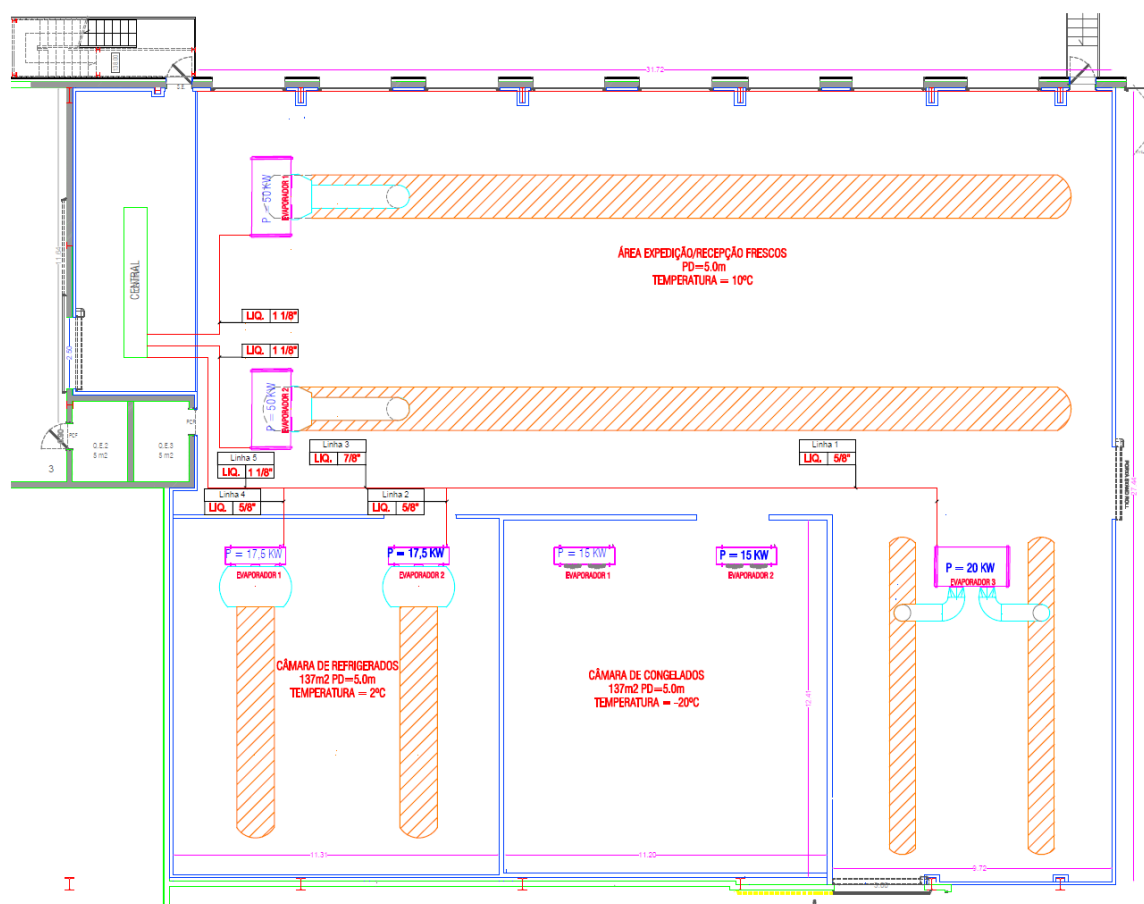


Figura 51 - Linha de líquido de parte do circuito MT para a solução com evaporadores inundados.

Tabela 25 - Diâmetro de tubo de cobre para o circuito MT da solução com evaporadores inundados.

Linha	Potência [kW]	Líquido [in.]	Aspiração [in.]
1	20	5/8"	7/8"
2	17,5	5/8"	7/8"
3	37,5	7/8"	1 1/8"
4	17,5	5/8"	7/8"
5	55	7/8"	1 1/8"

Como foi dito anteriormente, para inundar os evaporadores de dióxido de carbono líquido é necessário criar tubagem específica entre o separador e os evaporadores. Não sendo possível que com a mesma linha de líquido se possa alimentar evaporadores com temperaturas de evaporação diferentes.

O dimensionamento da tubagem das linhas de líquido bombeado e do retorno de líquido foi efetuado recorrendo ao artigo técnico "The Design of CO₂ Refrigeration System Using Ammonia System Design Principles" de Visser et al. (2017). Este artigo estuda aplicabilidade dos princípios utilizados em instalações frigoríficas a amônia em instalações a CO₂, com especial ênfase em sistemas com líquido bombeado. A seleção do diâmetro da tubagem de cobre procede-se da mesma maneira que nos casos anteriores, a partir da potência frigorífica do(s) evaporador(es) conectado(s) à linha, da temperatura de evaporação e do número de recirculações, selecionando-se um diâmetro segundo o critério em vigor para cada tubagem. Enquanto que o critério de seleção da tubagem de líquido bombeado esteve limitada a uma queda de pressão de 6,6 ft/100ft, que corresponde a uma queda de pressão de 0,066m/m, o

critério para a linha de retorno de líquido passou por uma queda de pressão 1°F/200ft, que corresponde a uma queda de pressão de 0,0182 K/m.

Tabela 26 – Diâmetro da tubagem das linhas entre a central e os evaporadores da câmara de congelados.

Linha	Potência [kW]	Líquido bombeado [in.]	Retorno de líquido [in.]
1	15	5/8"	7/8"
2	15	5/8"	7/8"
3	30	5/8"	1 1/8"

Os diâmetros indicados pelo artigo de Visser et al. (2017) foram validados recorrendo ao *software* “CoolSelector® 2” do fabricante Danfoss. Os diâmetros propostos no software correspondem ao proposto no artigo de Visser et al. (2017), para cada situação, validando os diâmetros selecionados, resultando na Tabela 26.

Os esquemas das linhas de líquido e de retorno de líquido, que ligam os evaporadores da câmara de congelados à central, estão representados nas Figuras 52 e 53, respectivamente. Constata-se que as linhas são simétricas, isto é, o percurso feito pelo fluido frigorigéneo é o mesmo na linha de líquido bombeado e na linha de retorno de líquido.

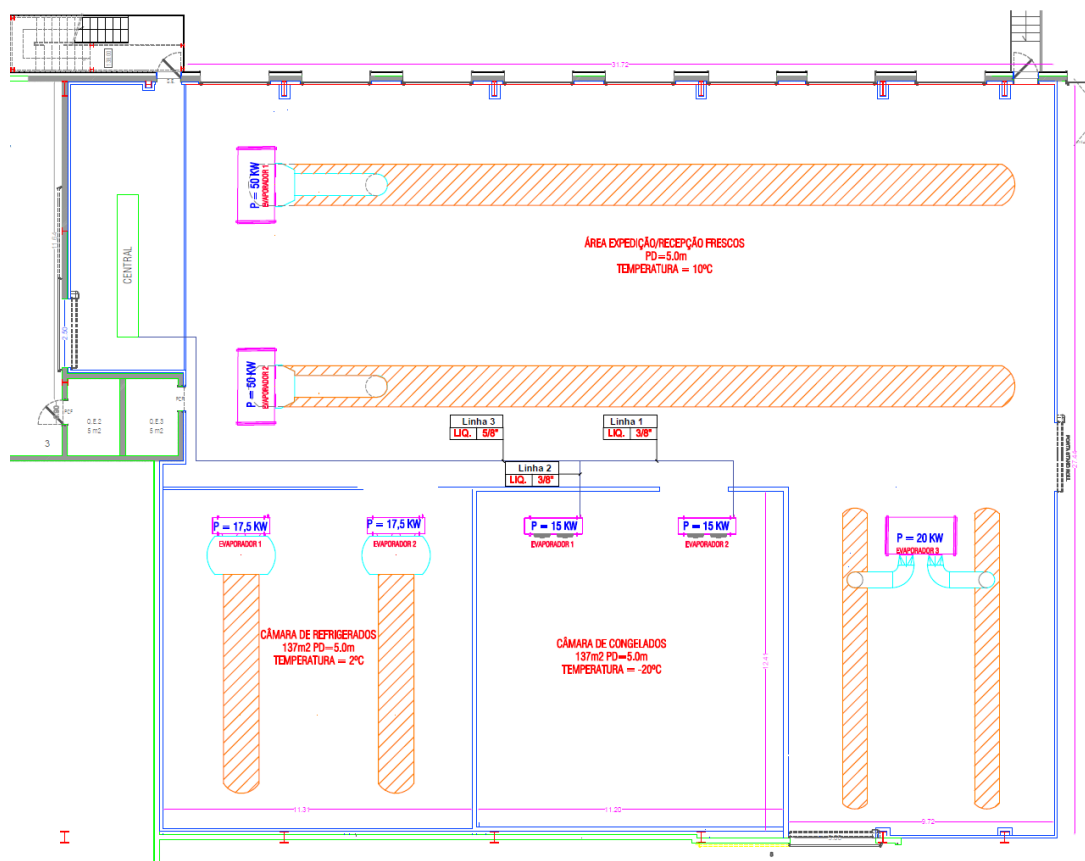


Figura 52 - Linha de líquido dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.

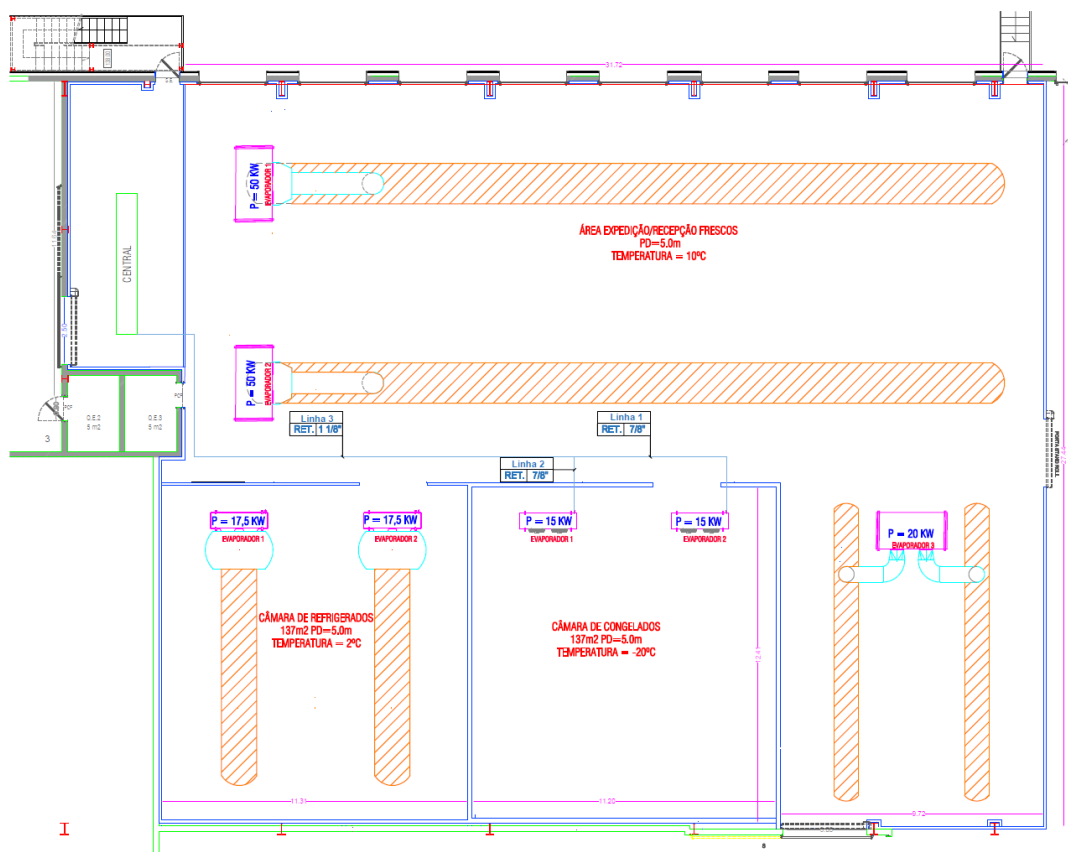


Figura 53 - Linha de retorno de líquido dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.

4.2 Seleção do separador de líquido

O separador numa instalação de líquido bombeado tem quatro objetivos principais [50]:

- Garantir que apenas fluido no estado líquido é bombeado para os evaporadores;
- Garantir que o compressor de baixa temperatura apenas aspire fluido frigorígeno na fase gasosa;
- Conter fluido refrigerante para preencher os evaporadores e a tubagem das linhas de líquido e do retorno de líquido;
- Garantir a pressão necessária ao correto funcionamento da bomba circuladora, prevenindo, principalmente, fenómenos de cavitação.

Seguindo as premissas anteriores, Wiencke (2011) desenvolveu um método expedito de dimensionamento de um separador de líquido por gravidade quer para separadores horizontais quer para separadores verticais no seu artigo “Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration”. É recomendado que se utilizem separadores horizontais para instalações a CO₂ líquido bombeado.

4.2.1 Diâmetro do separador horizontal

O artigo de Wiencke (2010) divide o diâmetro de um separador em diferentes segmentos, fazendo corresponder a cada segmento uma altura mínima, uma área e um volume específicos, como representado na Figura 55:

- D_i , corresponde ao diâmetro do separador, sendo o resultado da soma das alturas H_1 , H_4 , H_5 , H_6 e H_7 ;
- H_1 , corresponde à altura necessária para a separação da fase líquida da fase gasosa do caudal de entrada, tendo que ser sempre superior a um terço do diâmetro interno do separador;

$$H_1 = f(A_1) \quad (4.1)$$

$$A_1 = \frac{\dot{V}_V}{u_V} + \frac{\pi}{4} * d_{WR}^2 \quad (4.2)$$

- H_2 , distância mínima entre o topo do separador e a saída da linha de retorno de líquido;

$$H_2 = 1,5 * d_{WR} + 0,075 \quad (4.3)$$

- H_3 , distância mínima entre a linha de retorno de líquido e o nível de líquido armazenado;

$$H_3 = H_1 - H_2 \quad (4.4)$$

- H_4 , altura necessária para a criação de espuma;

$$H_4 = 0,1 * (H_5 + H_6 + H_7) \quad (4.5)$$

- H_5 , corresponde ao volume necessário para o líquido armazenado na tubagem e no evaporador;

$$H_5 = \frac{V_{sobrepess\tilde{o}}}{A_5} \quad (4.6)$$

- H_6 , corresponde ao volume necessário para precaver aumentos súbitos de carga frigorífica;

$$H_6 = \frac{V_{Balastro}}{A_6} \quad (4.7)$$

- H_7 , altura requerida pela bomba para assegurar o bom funcionamento da bomba, indicado na ficha técnica do equipamento.

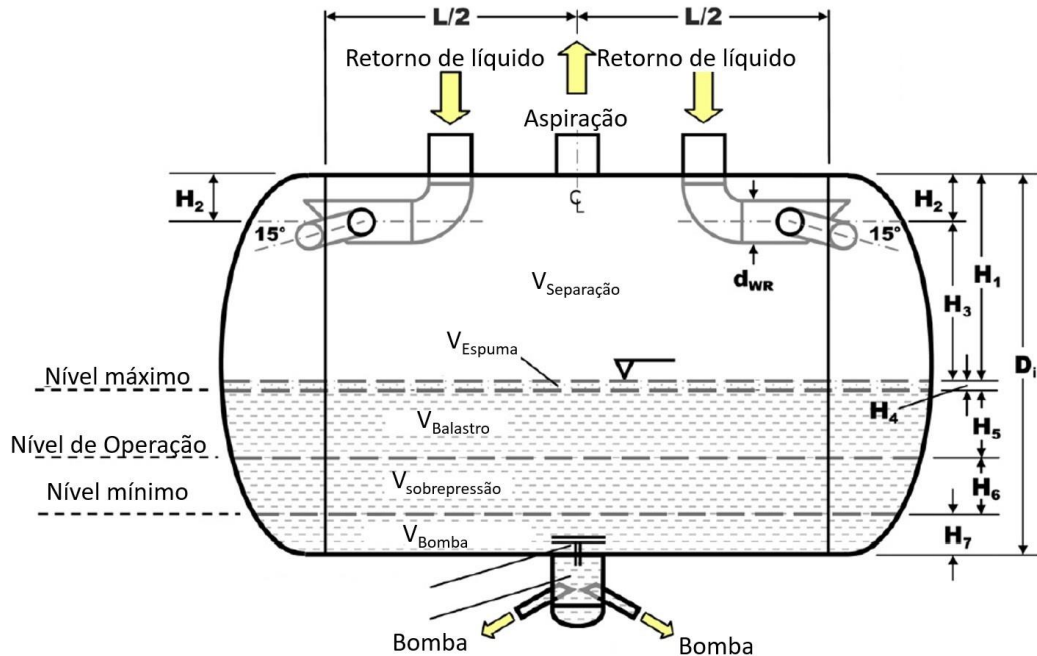


Figura 54 - Esquema de um separador horizontal com duas linhas de retorno de líquido [50].

Na Figura 55, encontram-se descritos os níveis de líquido separador, o nível mínimo, que corresponde à altura da bomba em que é necessário injetar líquido no separador para prevenir fenômenos de cavitação, e o nível máximo, em que se deve evitar injetar mais líquido no separador e garantir a altura mínima de separação e, assim, garantir que gotas de fluido frigorígeno na fase líquido seja aspirado pelo compressor de baixa temperatura, entre estes dois níveis de alarme encontra-se o nível de operação [50].

Para o presente caso, de início, arbitrou-se um separador com um diâmetro interno de 0,5 m e 1,2 m de comprimento e, a partir deste pressuposto, iremos definir o diâmetro e volume requeridos para o separador horizontal por gravidade.

4.2.2 Dimensionamento do Separador de líquido horizontal

Para o dimensionamento do volume do separador horizontal, parte-se do pressuposto que seja um depósito com topos copados com um diâmetro interno de 0,5 m e 1,2 m de comprimento para determinar se este recipiente é capaz de separar a fase líquida da fase gasosa do caudal de fluido frigorígeno que entra pela linha de retorno de líquido e pela linha de líquido.

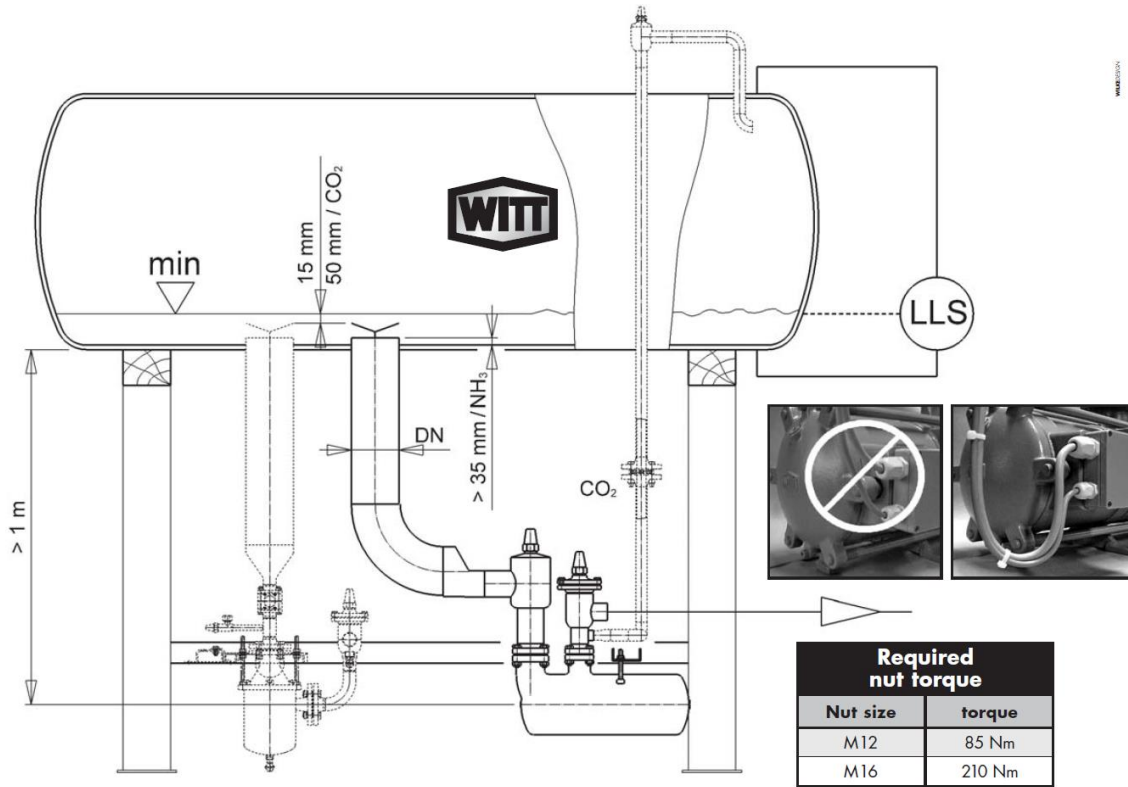


Figura 55 - Representação de um separador de líquido horizontal por gravidade [51].

Na Figura 55, o fabricante indica que no separador deve haver um nível mínimo de líquido de 0,050 m, para prevenir efeitos de cavitação, por segurança, optou-se por uma altura de 0,100 m. Seguindo o método de cálculo presente na Figura 68 do Anexo G, para calcular o volume ocupado pelo líquido numa altura de 0,100 m num depósito horizontal utilizou-se a seguinte expressão:

$$V = C_z * d^2 * L - C_i * d^3 \quad (4.8)$$

Os coeficientes C_z e C_i são definidos em função do quociente entre a altura do líquido dentro do separador e o diâmetro do separador. Utilizando a Tabela 28 do Anexo G, para um quociente entre altura de líquido e diâmetro do separador de 0,2, C_z e C_i , equivalem a 0,1118 e 0,0228, respectivamente. Aplicando a equação 4.8, o volume ocupado pela altura requerida pela bomba é de 0,0280 m³.

Para calcular o volume de balastro, tomou-se como referência o volume bombeado pela bomba durante 4,5 minutos. Sendo 0,68 m³/h, o caudal bombeado pela bomba para que hajam 2 recirculações nos evaporadores, o volume ocupado pelo balastro é de 0,051 m³ [50].

O volume de sobrepressão foi calculado segundo o método demonstrado no artigo de Wiencke (2011) em que se utiliza, como base, o volume da tubagem, $V_{L,WR}$, e o volume interno dos permutadores dos evaporadores, V_{iE} .

A parcela do volume de sobrepressão correspondente aos evaporadores, $V_{L,E}$, calcula-se da seguinte forma:

$$V_{L,E} = \varphi_E * V_{iE} \quad (4.9)$$

Em que, o coeficiente φ_E é calculado da seguinte maneira:

$$\varphi_E = 1 - \frac{1}{1,2 * n_p^{0,2}} \quad (4.10)$$

Sendo n_p , o número de recirculações a carga parcial, mas igualaremos ao número de recirculações a carga total, 2.

Para a parcela correspondente à tubagem, segue-se uma linha de pensamento idêntica:

$$V_{L,WR} = \varphi_E * V_{i,WR} \quad (4.11)$$

Em que, o coeficiente φ_{WR} é calculado da seguinte maneira:

$$\varphi_{WR} = 1 - \frac{1}{1,2 * n_p^{0,2}} \quad (4.12)$$

Sendo que o volume de sobrepressão dado por:

$$V_{sobrepressão} = V_{L,WR} + V_{L,E} \quad (4.13)$$

Aplicandas as equações 4.10 a 4.13, determina-se que o volume de sobrepressão ocupa 0,0134 m³.

Os volumes reservados para a bomba, sobrepressão e balastro contabilizam um volume de 92,4 litros. O volume total de um separador horizontal com topos copados, $V_{separador}$, com 0,5 m de diâmetro interno e 1,2 m de comprimento, é definido por:

$$V_{separador} = C_z * d^2 * L \quad (4.14)$$

Sendo:

C_z - Coeficiente correspondente à ocupação de um reservatório horizontal

d - Diâmetro interno do depósito,

L - Comprimento do separador

Um separador horizontal com fundos copados com 0,5 m de diâmetro interno e 1,2 m de comprimento tem 0,237 m³ de volume. Para determinar a espessura que se deve considerar para a criação de espuma é necessário conhecer a altura do volume de líquido ocupado pelos volumes reservados à bomba, sobrepressão e balastro, $H_{5,6,7}$. Para determinar a altura do líquido, recorreu-se ao trabalho desenvolvido por Barderas e Rodea (2015), em que a partir da fração de volume ocupado num reservatório horizontal é possível determinar a altura do líquido no depósito. O volume de líquido com uma altura $H_{5,6,7}$ ocupa 39% do volume do separador de líquido, correspondendo a uma fração de altura de líquido e diâmetro do separador de 0,41, concluindo, a altura $H_{5,6,7}$ tem 0,202 m de altura [52].

A altura reservada para a criação de espuma, H_4 , é dada por:

$$H_4 = 0,1 * H_{5,6,7} \quad (4.15)$$

Então a altura de espuma é de 0,020 m.

Tendo o restante volume, uma altura de 0,28 m, para calcular a secção transversal, S , desta fração de volume utiliza-se a seguinte expressão:

$$S = C_z * d^2 \quad (4.16)$$

Em que:

C_z - Coeficiente correspondente à ocupação parcial de um reservatório horizontal

d - Diâmetro do separador, 0,5 m

A secção destinada para separação tem 0,0760 m².

Agora é necessário averiguar se o restante volume do separador tem uma área transversal superior à área mínima de separação. Para calcular a área de separação é necessário calcular qual seria o caudal máximo de fluido frigorígeno no estado gasoso a entrar no separador, $\dot{V}_V$:

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{Q}_{frigorífico}}{h_V - h_L} * v_V \quad (4.17)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{frigorífico}$ - Carga frigorífica de congelados, 30 kW;

h_V -Entalpia do vapor saturado de dióxido de carbono a -26°C;

h_L - Entalpia do líquido saturado de dióxido de carbono a -26°C;

v_V - Volume específico do dióxido de carbono em vapor saturado a -26°C;

Sendo a área de separação, A_1 , dada por:

$$A_1 = \frac{\dot{V}_V}{u_t} \quad (4.18)$$

Considerou-se 0,150 m/s como a velocidade terminal de uma gota de CO₂ que permita a separação da fase líquida da fase gasosa dentro do separador. Como A_1 , a restante área do separador, tem 0,076 m² e são necessários 0,063 m² para permitir a separação, um separador com um diâmetro interno de 0,5 m e 1,2 m de comprimento é eficaz.

O separador de líquido RCL 508 da Klimal preenche os requisitos para integrar a solução com evaporadores inundados. A ficha técnica está presente no Anexo F e apresenta os detalhes de construção do equipamento.

A Figura 56 apresenta o esquema de ligação do separador de líquido, juntamente com a bomba circuladora. O sensor de temperatura e o manómetro têm a função a monitorização do separador. Caso a pressão no interior do separador de líquido exceda a pressão máxima de trabalho, a unidade de emergência é activada para diminuir a temperatura interior do separador e, conseqüentemente, a pressão do interior do separador. A unidade de emergência consiste num circuito frigorífico independente da restante instalação frigorífica com a função de diminuir a pressão do interior do separador através da condensação do vapor de CO₂ no seu interior. Se a pressão mesmo assim não baixar, as válvulas do sistema de alívio abrem e deixam escapar CO₂ para a atmosfera.

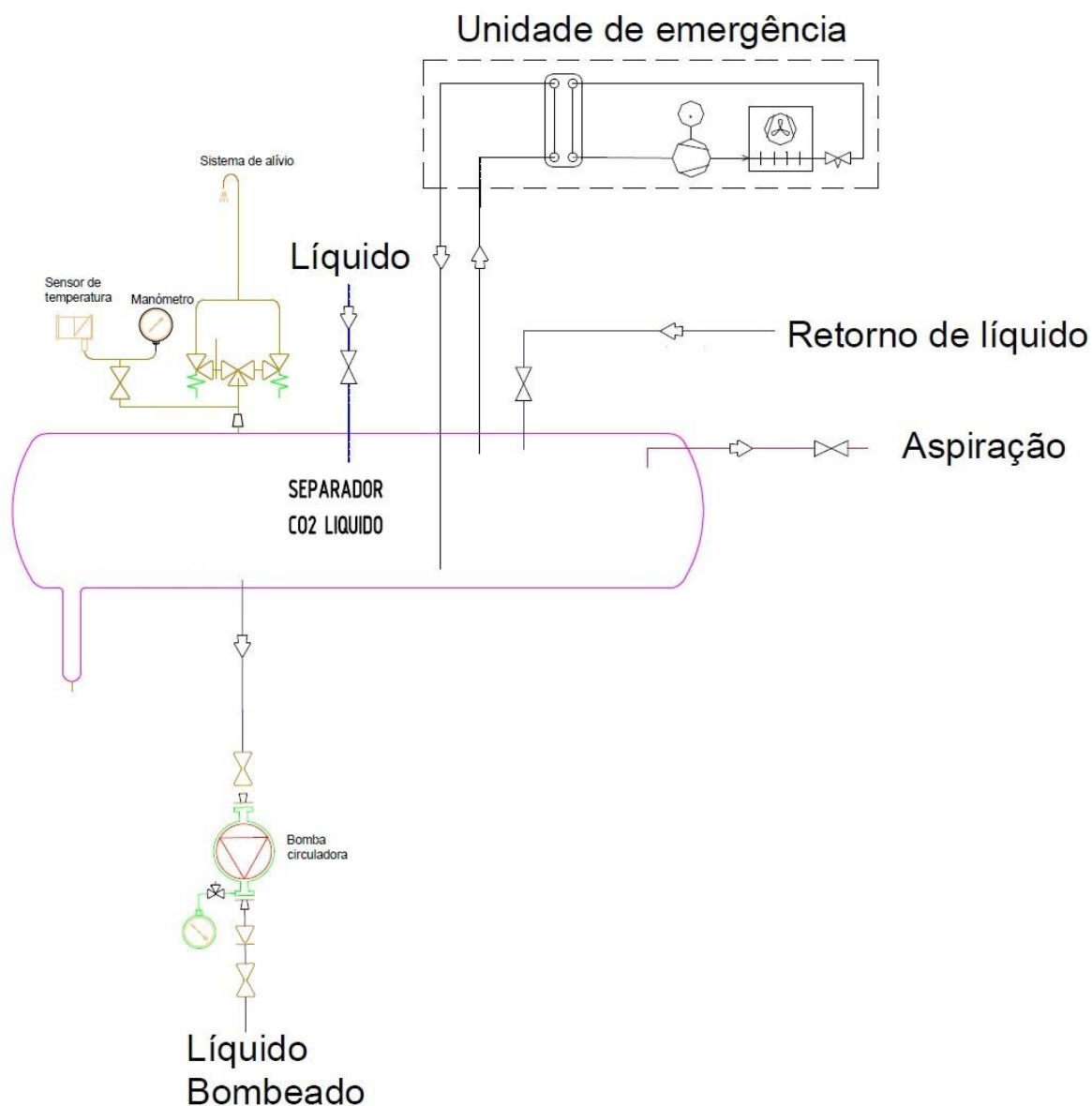


Figura 56 – Esquema de princípio das ligações do separador de líquido e da bomba circuladora.

4.3 Seleção da bomba circuladora

Numa instalação frigorífica com evaporadores inundados, a bomba circuladora é o elemento responsável pela circulação de fluido frigorígeno nas linhas de líquido bombeado e de retorno de líquido. A seleção da bomba de fluido refrigerante foi efetuada com o auxílio do software *Witt Select* do fabricante *TH. WITT Kältemaschinenfabrik GmbH*. Introduzindo as condições de projeto para bombear CO₂ líquido para os evaporadores da câmara de congelados, isto é, para uma potência frigorífica de 30 kW, uma queda de pressão de 15 metros de coluna de água e 1,3 recirculações, o *software* seleciona a bomba HRP 3232-65. Acontece que esta bomba tem um caudal mínimo de funcionamento superior, 0,60 m³/h, ao desejado pela instalação, 0,44 m³/h, sendo, por isso, necessário aumentar o número de recirculações para 2 para corresponder a um caudal desejado superior ao caudal mínimo da bomba, 0,68 m³/h. A ficha técnica da bomba circuladora está presente no Anexo E.

4.4 Seleção dos evaporadores

No auxílio à seleção do evaporador, utilizou-se o software on-line do fabricante *Kelvion* para seleção de componentes, o *Kelvion RT Select*. No software, introduziu-se a carga frigorífica requerida a cada evaporador, a temperatura de evaporação do fluido, a temperatura ambiente da câmara e o número de recirculações. sendo que a escolha recaiu sobre o evaporador da série SG Industrial, SGBE 80A-P41 B. O evaporador equivalente ao instalado em Leiria seria o SGBE 80A-F41 B da série SG Industrial, comparando este evaporador com o selecionado para o sistema com líquido bombeado. Comparando os dois evaporadores, constata-se que o evaporador existente tem um volume interno um pouco maior e uma pressão máxima de trabalho maior, estes dois fatores que contribuem para um preço mais reduzido no evaporador destinado ao circuito com líquido bombeado. A escolha de dois evaporadores SGBE 80A-P41 B permitiria uma poupança de 956 euros na sua aquisição.

Para conectar o evaporador à linha de líquido bombeado, é necessário, para efeitos de manutenção e do próprio funcionamento da instalação, de um conjunto de válvulas e de um filtro. No Anexo B, está representado o esquema de ligação da linha de líquido bombeado e de retorno para cada evaporador, os elementos representados foram selecionados com o auxílio do software *CoolSelect®2* da Danfoss. Neste esquema estão representados:

- válvulas de fecho, SVA 15, que irão fechar sempre que necessário, para efeitos de manutenção;
- o filtro FIA 15-150, que irá proteger a válvula solenoide das impurezas presentes no caudal de fluido refrigerante;
- a válvula solenoide EVRH 15, tem como função permitir ou não a entrada de líquido no evaporador;
- uma válvula reguladora, válvula REG 15, que irá regular o número de recirculações, podendo também servir como válvula de fecho, se necessário;
- e as válvulas de carga presentes no circuito servem para retirar ou carregar a tubagem de fluido refrigerante.

4.5 Análise económica da reconfiguração

No subcapítulo 3.2, verificou-se que o sistema com evaporadores inundados era, de facto, mais eficiente permitindo que os consumos energéticos menores que a instalação convencional com evaporadores com expansão seca, mas este aumento de eficiência acarreta um custo acrescido e é necessário compreender se é possível haver retorno económico face a esse investimento inicial acrescido. As alterações efetuadas na instalação são na tubagem, evaporadores, a introdução de uma bomba circuladora e de um separador e, neste subcapítulo iremos analisar o impacto económico da reconfiguração do circuito.

Uma vez que o circuito de baixa temperatura irá operar a uma pressão de 14,23 Bar, a necessidade de utilizar tubo de cobre WIELAND K65[®] é menor, podendo-se utilizar tubo de cobre TB-L, um tubo com uma pressão máxima entre 45-60 Bar, dependendo da medida do tubo, inferior aos 120 Bar do K65[®]. A diferença entre pressões máximas de funcionamento é devido à diferença de espessuras entre os dois tipos de tubo, por exemplo, um tubo com medida 7/8" de TB-L tem 1,14 mm de espessura enquanto que um tubo de K65 tem 1,50 mm de espessura, contribuindo para um preço de compra maior. No total, a diferença entre os custos da tubagem para o circuito de baixa temperatura para a solução actual e para a solução com evaporadores inundados permitiria uma poupança de 615,18 euros.

Nos evaporadores também será possível obter uma poupança de 956 euros na aquisição dos evaporadores para a câmara de congelados. Os evaporadores que funcionam inundados além de terem um volume interno no permutador de calor, têm uma pressão máxima de trabalho

menor e, por isso, a tubagem do permutador de calor tem uma espessura de parede menor que o evaporador equivalente a trabalhar com expansão direta. Nos Anexos C e D, é possível verificar as diferenças existentes entre os evaporadores da solução existente e da solução com evaporadores inundados. Apesar das poupanças conseguidas nos dois pontos anteriores, as introduções da bomba circuladora e do separador, mencionada anteriormente, no sistema implicam um gasto combinado na instalação de 5642,43€.

A Tabela 27 mostra o balanço monetário entre a adopção da solução com evaporadores inundados e a solução actual, verifica-se que a solução com evaporadores inundados iria custar mais 4071€ que a solução actual em termos de custo de material. Apesar de ser possível poupar 202,50€ por ano em eletricidade, eram necessário 20 anos para haver “retorno de investimento”. Na prática, para o esforço financeiro acrescido ser economicamente viável, de preferência, o retorno de investimento deve ser feito até 5 anos. No entanto, é preciso notar que 5642,43 euros é facilmente absorvido num orçamento de centenas de milhares de euros, por ser uma parcela relativamente pequena relativamente à restante instalação.

Tabela 27 – Balanço entre a poupança e gastos entre a solução actual e a solução com evaporadores inundados

	Custo na Solução Original	Custo na solução com evaporadores inundados	Poupança/Gasto
Tubagem	1343,619	728,4395	-615,18
Evaporadores	11190	10234	-956,00
Separador	-	2500	2500
Bomba Circuladora	-	3142,53	3142,53

Total	4071,35
-------	---------

5 Conclusões

As instalações frigoríficas a dióxido de carbono têm um impacto muito pequeno no meio ambiente, por ter um potencial de aquecimento global nulo e não danificar a camada de ozono. As vantagens do dióxido de carbono não se predem apenas no lado ambiental, mas também no ponto de vista energético uma vez que tem uma capacidade frigorífica por volúmica superior aos outros gases. Comparando com instalações frigoríficas a amónia, por exemplo, em instalações a CO₂, utilizam-se compressores de menores dimensões e tubagem de secção menor.

O problema na implementação de instalações frigoríficas a CO₂ transcrito está no trabalho efetuado pelo compressor ao longo da operação. Em instalações frigoríficas a CO₂, o trabalho de compressão do compressor é elevado, contribuindo para que haja um consumo energético elevado, resultando em valores de *COP* relativamente baixos. Como o ponto crítico do CO₂ se encontra a uma temperatura relativamente baixa e a uma pressão elevada, o uso deste fluido refrigerante em regime subcrítico em climas temperados, como o português, não é possível, uma vez que o condensador não conseguiria condensar o gás. Por isso, para que haja a rejeição de calor por parte do sistema frigorífico em climas temperados, é necessário que o sistema opere em regime transcrito, isto é, a pressão de descarga do compressor é superior à do ponto do crítico.

O modelo desenvolvido a partir da instalação frigorífica a CO₂ transcrito do entreposto de Leiria permite o cálculo do consumo energético e do *COP* ao longo do ano. Consta-se que, para as condições actuais de projeto, a alteração do tipo de funcionamento dos evaporadores para operarem inundados, permite um aumento do *COP* de 0,29%, resultando numa poupança de 1,23 MWh em energia elétrica.

Estudou-se a influência do clima no consumo e no desempenho energético da instalação, comparando-se os resultados das simulações do actual modelo com evaporadores inundados e com evaporadores secos. Como a temperatura do ponto crítico do CO₂ é de 31°C, os compressores de média temperatura operam em regime transcrito quando a temperatura ambiente é superior a 26°C. Foram selecionados três climas com características diferentes, Portugal, Dinamarca e Brasil. Coimbra representa Portugal, um clima temperado com uma temperatura média anual de 14°C com invernos frios com temperaturas a rondar os 10°C e verões com temperaturas a rondar os 26°C. Em São Paulo a temperatura média anual varia em torno dos 22°C, podendo variar entre os 18°C e os 32°C ao longo do ano de acordo com as estações. Em Copenhaga, a temperatura média anual é de cerca de 9°C, podendo chegar aos -2°C, no inverno, até aos 20°, no Verão. Consta-se que apesar do *COP* total da instalação ser maior em climas mais frios, a poupança alcançada com o uso de evaporadores inundados é menor do que em Portugal. Este efeito é devido ao consumo de energia elétrica por parte do compressor paralelo da instalação. Este componente é maioritariamente utilizado em sistemas frigoríficos a CO₂ colocados em climas temperados com o intuito de aspirar o vapor presente no depósito, aliviando a pressão no seu interior e, no final, formar mais dióxido de carbono líquido. Através da análise dos resultados das simulações do actual modelo num clima mais quente, constata-se uma poupança alcançada pela mudança do tipo de funcionamento dos evaporadores é menor que a conseguida em Portugal. Isto deve-se às altas temperaturas

ambiente registadas ao longo de todo o ano, o que obriga o sistema a operar em regime transcrito constantemente. Em Portugal, como clima varia ao longo do ano, com quatro estações bem definidas, a instalação frigorífica apenas opera em regime transcrito nos meses mais quentes, operando em regime subcrítico no resto ano.

A influência da temperatura de evaporação está, sobretudo, associada ao trabalho dos compressores de baixa temperatura. Neste caso, os compressores de baixa temperatura têm de elevar a pressão do CO₂ da pressão de evaporação de baixa temperatura até à pressão de evaporação de média temperatura. Verifica-se que com o aumento da temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de congelados de -28°C para os -15°C, a potencial poupança energética permitida pela mudança de tipo de funcionamento dos evaporadores, baixa dos 1,23MWh para os 0,399MWh. Neste caso, devido ao aumento da temperatura de evaporação, a razão de pressão entre a descarga e aspiração dos compressores de baixa temperatura diminui, e, por isso, menor será o consumo elétrico total e maior será o *COP*. Mas a aplicabilidade dos evaporadores inundados, neste caso, não será proveitosa, uma vez que a poupança energética possível diminui.

As influências da carga frigorífica da câmara frigorífica nos resultados das simulações do modelo do entreposto demonstram que a poupança energética alcançada pela mudança para evaporadores inundados aumenta com a carga frigorífica. Aumentando a carga frigorífica da câmara de congelados de 30kW para 300kW, a poupança possível pela mudança de tipo de funcionamento dos evaporadores aumenta para os 7,21 MWh em energia elétrica. Isto deve-se sobretudo à melhoria do desempenho dos compressores devido sobreaquecimento nulo e aspiração a uma temperatura mais baixa por parte dos compressores de baixa temperatura. A poupança alcança é tanto maior quanto maior for a carga frigorífica do espaço a refrigerar.

A rentabilidade de uma solução com evaporadores inundados é tanto maior quanto maior for a poupança possível em relação à solução análoga com evaporadores inundados. A poupança energética obtida no uso de evaporadores inundados é maximizada em instalações frigoríficas em climas temperados, colocadas em câmaras frigoríficas com cargas térmicas elevadas a temperaturas de evaporação muito baixas.

A adoção da solução com evaporadores inundados permitiria numa redução da fatura elétrica anual de 202,50€, contudo, implicaria um investimento adicional de cerca de 4000€. A alternativa com evaporadores inundados teria permitido poupar, aproximadamente, 1500 euros através do uso de tubagem “TB-L” e de menor dimensão e pela utilização de evaporadores próprios para operarem inundados. Mas o custo das introduções de um separador de líquido e de uma bomba circuladora, aproximadamente 5500 euros, aumentam o custo total da instalação para cerca de 4000 euros. O “retorno de investimento” desta solução seria em 20 anos, um *payback time* muito acima daquele que seria recomendável, 5 anos, apesar de uma instalação frigorífica poder ter uma vida útil de funcionamento indeterminada. Mas tendo em conta que o investimento acrescido teria um impacto pouco perceptível num orçamento de centenas de milhares de euros, a utilização de uma solução energeticamente mais eficiente poderia ser uma boa opção.

6 Sugestão de trabalho futuro

A indústria da refrigeração está em contante aperfeiçoamento na busca de soluções eficientes que cumpra com as normas ambientais. Nesse sentido, sugere-se um estudo comparativo entre a solução actual e uma instalação frigorífica a amónia expandida e CO₂ em cascata com água glicolada. Nesta sugestão, a amónia apenas circulava dentro da sala de máquinas, arrefecendo a água glicolada, que circularia nos frigodifusores dos espaços refrigerados e climatizados, e o CO₂, que arrefeceria os espaços a temperaturas negativas. Nesta solução, o trabalho de compressão dos compressores de CO₂ iria diminuir significativamente devido à menor razão de compressão no compressor, uma vez que a temperatura de condensação do CO₂ iria diminuir.

Referências

- [1] OECD/IEA, «The Future of Cooling Opportunities for energy-efficient air conditioning Together Secure Sustainable», p. 92, 2018.
- [2] D. Coulomb, J. L. Dupon, e A. Pichard, «The Role of Refrigeration in the Global Economy», *29th Inf. Note Refrig. Technol.*, vol. 29, n. November, 2015, p. 16, 2015.
- [3] Tazzetti, «O que é um fluido refrigerante?» Disponível em: <http://www.tazzetti.com/pt-pt/faq/fluido>. [Acedido: 07-Dez-2018].
- [4] R. Ciconkov, «Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions», *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 441–448, 2018.
- [5] EPA, *The European environment: State and Outlook 2010*. 2010.
- [6] M. I. (Lead A. Hegglin, D. W. Fahey, M. McFarland, S. A. Montzka, e E. R. Nash, *Twenty Questions and Answers About the Ozone Layer: 2014 Update*. 2015.
- [7] Danfoss, «Danfoss Learning», 2019. Disponível em: https://danfoss.sabacloud.com/Saba/Web_spf/EU2PRD0064/common/categorydetail/category000000000002720. [Acedido: 28-Jan-2019].
- [8] Kyoto Protocol, «Kyoto Protocol - Toward Climate Stability», 1997. Disponível em: <http://www.kyotoprotocol.com/>. [Acedido: 01-Fev-2019].
- [9] Parlamento Europeu, «Regulamento (UE) 519/2014», vol. 2014, pp. 18–43, 2014.
- [10] SWEP, «5.1 Refrigerant criteria», 2018. Disponível em: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/sd7/>. [Acedido: 04-Dez-2018].
- [11] G. Hundy, T. Trott, e T. C. Welch, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Elsevier L. Butterworth-Heinemann, 2016.
- [12] Y. A. Cengel, «Thermodynamics : An Engineering Approach INTRODUCTION AND BASIC CONCEPTS», vol. 8th Editio, 2015.
- [13] Y. Hwang *et al.*, «Ecological refrigerants used in refrigeration , air- conditioning and heat pump systems», *Int. J. Refrig.*, vol. 120, n. 1, pp. 96–99, Abr. 2017.
- [14] Danfoss, «Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO₂)», 2008.
- [15] D. Sánchez, J. Patiño, C. Sanz-Kock, R. Llopis, R. Cabello, e E. Torrella, «Energetic evaluation of a CO₂ refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 66, n. 1–2, pp. 227–238, 2014.
- [16] Emerson, «CO₂ as a Refrigerant — Properties of R744 - Climate Conversations», 2019. Disponível em: <https://emersonclimateconversations.com/2015/05/14/co2-as-a-refrigerant-properties-of-r744/>. [Acedido: 27-Fev-2019].
- [17] ASHRAE, *ASHRAE standard number designation and safety classification of refrigerants*. Atlanta, Ga. : The Society, [1992] ©1992, 1992.
- [18] L. Vaitkus e V. Dagilis, «Analyse des alternatives aux frigorigènes à GWP élevé pour les systèmes frigorifiques à eutectiques», *Int. J. Refrig.*, vol. 76, n. 517, pp. 160–169, 2017.
- [19] I. Sarbu e E. S. Valea, «Ecological refrigerants used in refrigeration , air- conditioning and heat pump systems», 2014.
- [20] M. H. Kim, J. Pettersen, e C. W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO₂vapor compression systems*, vol. 30, n. 2. 2004.

- [21] C. Afonso, *Termodinâmica para Engenharia*. FEUP EDIÇÕES, 2012.
- [22] C. Afonso, *Refrigeração*. Porto: FEUP, 2012.
- [23] I. Dincer, *Refrigeration Systems and Applications*. Wiley, 2003.
- [24] Emerson, «CO₂ as a Refrigerant — Introduction to Transcritical Operation», 2018. Disponível em: <https://emersonclimateconversations.com/2015/05/28/co2-as-a-refrigerant-introduction-to-transcritical-operation/>. [Acedido: 19-Dez-2018].
- [25] Danfoss, «Refrigeration - an introduction to the basics», *Hist. Cool. Syst.*, vol. vol.6, n. 3, pp. 1–18, 2007.
- [26] W. F. Stoecker, *industrial Refrigeration Handbook*. 1963.
- [27] SWEP, «4.6 Electronic expansion valves», 2018. Disponível em: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/adf2/>. [Acedido: 18-Dez-2018].
- [28] Carel, «E3V for transcritical CO₂», 2019. Disponível em: <https://www.carel.com/product/e3v-c>. [Acedido: 18-Jan-2019].
- [29] Archnews, «Electronic Expansion Valves: The Basics», 2018. Disponível em: <https://www.achrnews.com/articles/95056-electronic-expansion-valves-the-basics>. [Acedido: 18-Dez-2018].
- [30] Centauro, «Condensadores a ar», 2018. Disponível em: <http://www.centauro.pt/index.php/pt/produtos/41-gamas-centauro/142-condensadores>. [Acedido: 19-Dez-2018].
- [31] Bitzer, «Water-cooled condensers from the P series in seawater-resistant design», 2018. Disponível em: <https://www.bitzer.de/gb/en/heat-exchangers-and-pressure-vessels/water-cooled-condensers-from-the-p-series-in-seawater-resistant-design/>. [Acedido: 19-Dez-2018].
- [32] TEVA, «CVA», 2019. Disponível em: <http://www.teva.es/Productos/Condensadores-evaporativos/CVA>. [Acedido: 18-Jan-2019].
- [33] SWEP, «6.9 Flooded evaporators», 2018. Disponível em: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/6.-evaporators/asas2/>. [Acedido: 19-Dez-2018].
- [34] Danfoss, «Oil separators», 2018. Disponível em: <https://store.danfoss.com/en/Oil-separators%2C-Type%3A-OUB-1/p/040B0010>. [Acedido: 20-Dez-2018].
- [35] Emerson, «EK Series Liquid Line Filter Driers», 2018. Disponível em: <https://climate.emerson.com/en-us/shop/1/white-rodgers-ek-series-liquid-line-filter-driers>. [Acedido: 20-Dez-2018].
- [36] Danfoss, «Walk-in coolers: filter driers and sight glasses», 2019. Disponível em: <https://www.danfoss.com/en-us/service-and-support/case-studies/dcs/walk-in-coolers-filter-driers-and-sight-glasses/>. [Acedido: 30-Mai-2019].
- [37] Danfoss, «Capacity controller with heat recovery function AK-PC781», p. 142, 2014.
- [38] A. Cavallini e C. Zilio, *Carbon dioxide as a natural refrigerant*, vol. 2. 2007.
- [39] Danfoss, *Refrigeração Industrial - Aplicações da Amónia e do CO₂*. 2014.
- [40] Danfoss, *Electronic Controls - Fitter notes*. 2014.
- [41] B. Whitman, B. Johnson, J. Tomczyk, e E. Silberstein, *Refrigeration and Air Conditioning Technology*. Cengage Learning, 2012.

- [42] HB Products, «CO₂/R744 refrigerant switch - 90...240 V AC», 2019. Disponível em: <https://www.hbproducts.dk/en/products/co2-sensors/co2-switch-90-240-v.html>. [Acedido: 13-Mai-2019].
- [43] ASHRAE, *ASHRAE Handbook: Refrigeration*. 2018.
- [44] Portugal. Instituto Português da Qualidade, *Sistemas frigoríficos e bombas de calor [Recurso eletrónico] : requisitos de segurança e proteção ambiental : NP EN 378-1: 2018. Parte 1. Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha / Instituto Português da Qualidade*. Caparica, 2018.
- [45] Portugal. Instituto Português da Qualidade, *Sistemas frigoríficos e bombas de calor [Recurso eletrónico] : requisitos de segurança e proteção ambiental : NP EN 378-2: 2018. Parte 2. Projeto, construção, ensaios, marcação e documentação / Instituto Português da Qualidade*. Caparica, 2018.
- [46] Advansor, «compSUPER Sigma», 2019. Disponível em: <http://www.advansor.dk/en/products/compsuper-ideal-solutions-for-supermarkets/compsuper/>. [Acedido: 13-Fev-2019].
- [47] Hillphoenix, «CO₂ Display Case Refrigeration | Advansor | HillPhoenix», 2019. Disponível em: <https://www.hillphoenix.com/refrigeration-systems/advansor-co2-display-case-refrigeration/>. [Acedido: 07-Mai-2019].
- [48] V. Sharma, B. Fricke, e P. Bansal, «Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems», *Int. J. Refrig.*, vol. 46, pp. 86–99, 2014.
- [49] K. Visser, H. M. Iir, M. Iiar, M. Ara, e M. Knvvk, «Technical Paper # 2 The Design of CO₂ Refrigeration System Using Ammonia System Design Principles», n. Dx, 2017.
- [50] B. Wiencke, «Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration», *Int. J. Refrig.*, vol. 34, n. 8, pp. 2092–2108, 2011.
- [51] TH. WITT, «HR & HS highside float regulators», 2019. Disponível em: <https://www.th-witt.com/en/products/expansion-technology/hr-and-hs-hp-float-regulators.php>. [Acedido: 17-Jan-2019].
- [52] A. V. Barderas e G. Rodea, «How To Calculate the Volumes of Partially Full Tanks», *Int. J. Res. Eng. Technol.*, vol. 05, n. 04, pp. 1–7, 2016.

Anexo A: Esquema do circuito frigorífico da solução com evaporadores inundados

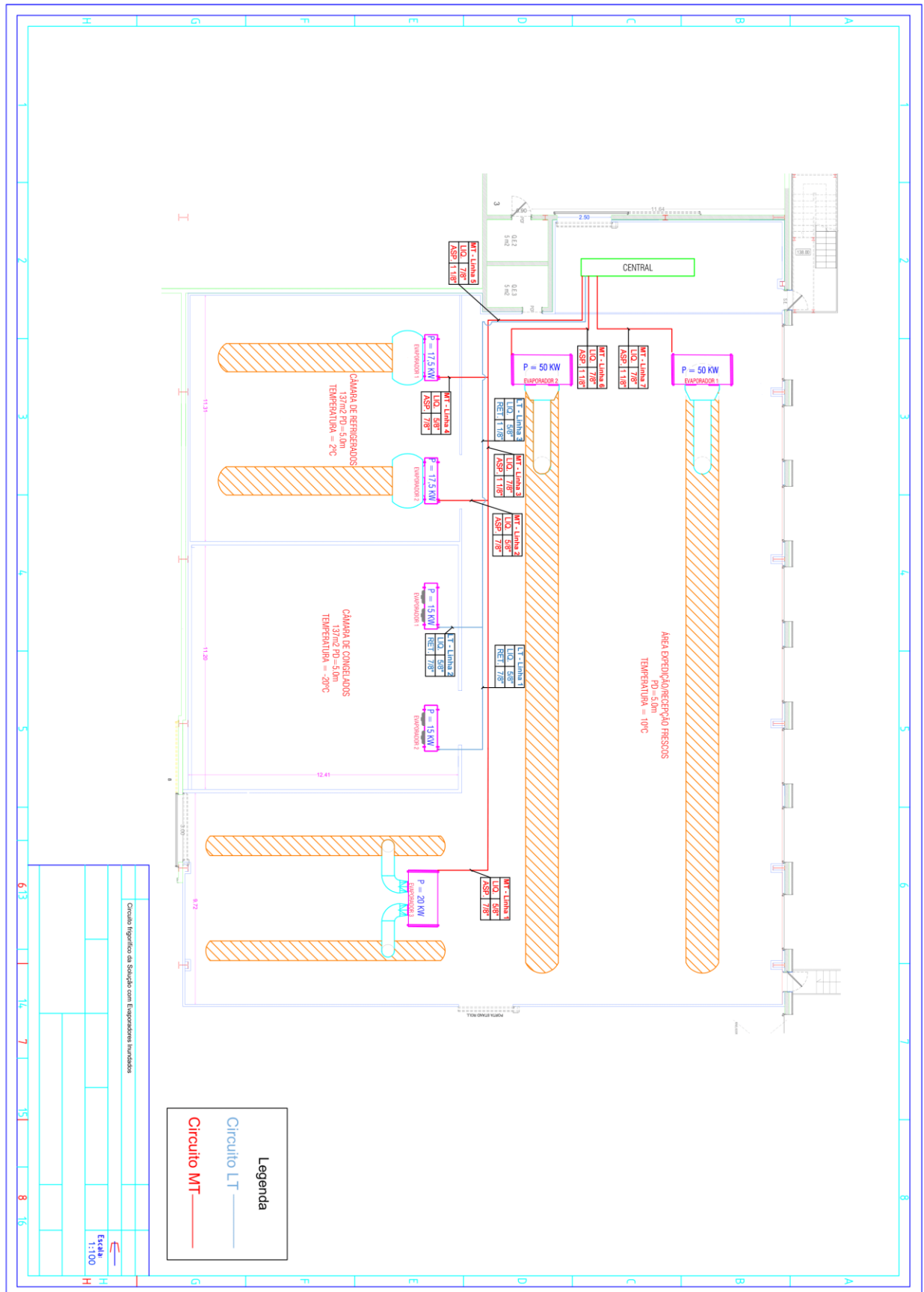


Figura 57 - Esquema do circuito frigorífico da solução com evaporadores inundados.

Anexo B: Esquema de montagem dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados

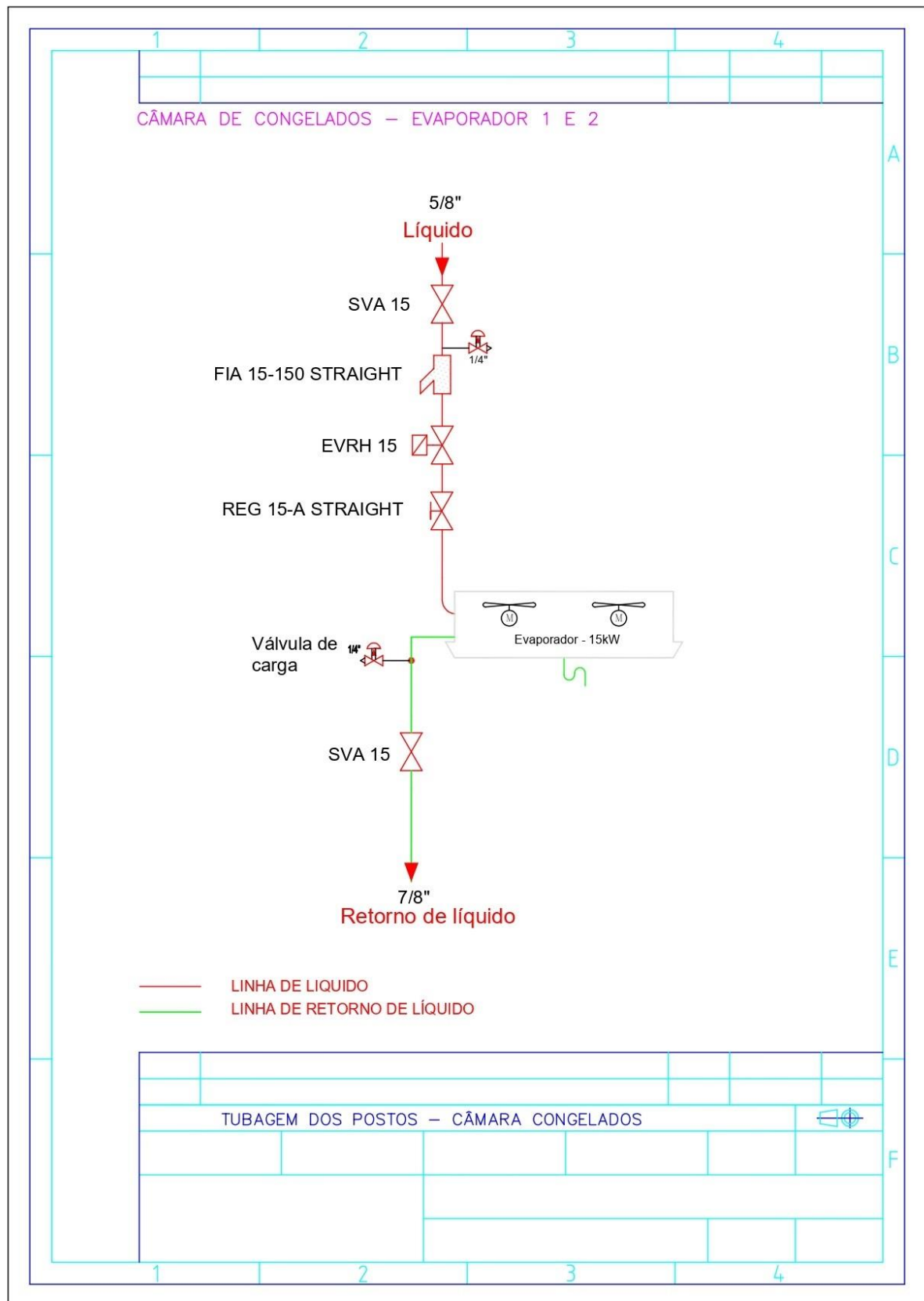


Figura 58 - Esquema de montagem dos evaporadores da câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.

Anexo C: Cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados



YOUR ENQUIRY

From: 5/14/19 10:14 AM | Kelvion RT Select V 1.1.1 F | Enquiry no.: RT-121597 | SKVNAPPZ17

To Attn. Phone E-mail	From Contact Phone E-mail	Reference Room
--------------------------------	------------------------------------	-------------------

Küba SG Industrial B | SGBE 80A-P41 B (V7.32)

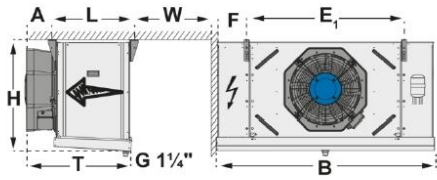
Item: 3673.80A-41 + Standard_V7.32

Capacity Q ₀ [kW]	Pressure drop [K]	Air inlet t _{a1} [°C]	Evaporation t ₀ [°C]	Recirculation rate	Refrigerant	Circuits X	Speed [1/min]
15.48	0.2	-20	-26	2.0	R744	3	682

Air data Air volume flow 16,010 m³/h Air throw 51 m Altitude 0 m Air outlet -22.2 °C Air inlet rel. humidity 95 % Air outlet rel. humidity 99 %	Heat exchanger Surface 91.8 m² Fin spacing 7 mm Volume of tubes 21.7 dm³ Volume flow 0.36 m³/h Coolant velocity 0.19 m/s	Materials Tubes Copper Fins Alu Casing Galv. steel End plates Alu Max. operating pressure 32 bar
--	---	---

Fan(s) 1 Piece(s): 400 V - 3 Ph - 50 Hz; IP54 Blade diameter 800 mm Range of temperature -40 to 40 °C Sound power 74 dB(A) Sound pressure at 3 m ⁽²⁾ 51 dB(A) Optional controller ⁽⁵⁾ Phase control, Frequency converter	Operating data per fan ⁽³⁾ Operation mode AC - 50 Hz Speed 682 1/min El. Power 759 W Current draw 2.06 A	Engine plate data per fan Operation mode AC - 50 Hz Speed 680 1/min El. Power 840 W Current draw 2.30 A Protector Built in protector, connected on site
---	--	--

Connections Inlet Cu 18 mm Outlet Cu 15 mm Connection position single sided	Weight ⁽⁴⁾ Net weight 214 kg Gross weight 356 kg	Defrost Electric_defrost 400V-3Ph-N-PE-50/60Hz Coil 10.40 kW Drip tray 3.00 kW Total 13.40 kW
--	--	--

Dimensions ⁽⁴⁾  H 1,176 mm B 2,074 mm T 1,135 mm L 815 mm F 285 mm W 1,050 mm A 309 mm E₁ 1,504 mm

Color of casing = RAL 9010

Packing dimension (HxBxT) = 1,490 x 2,260 x 1,410 mm

Versions and Accessories			
Category	Versions and Accessories	Item number	Price

Figura 59 - Componente técnica da cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.



YOUR ENQUIRY

From: 5/14/19 10:14 AM | Kelvion RT Select V 1.1.1 F | Enquiry no.: RT-121597 | SKVNAPPZ17

Corrosion protection	V7.32: R744, max. operating pressure 32 bar	0.00 EUR
----------------------	---	----------

Price of type:	5,117.00 EUR	Sales Region:	Europe
Versions and Accessories:	0.00 EUR	Pricing:	
Total gross price:	5,117.00 EUR	Conditions:	
		Delivery time:	
		Validity:	

The product data and prices documented in your enquiry will be binding upon us only after verification and confirmation of delivery by us.
Prices and Specifications are subject to change without notice.

⁽¹⁾ Classification acc. to Pressure Equipment Directive (PED): Category "0.0" for fluid group "2.0" at max. allowable pressure of PS=32 bar.

⁽²⁾ The sound pressure levels LpA are indicated for external installations in accordance with DIN 45635.

⁽³⁾ The current consumption can vary depending on air density and mains voltage.

⁽⁴⁾ Weights and dimensions do not apply to all possible variants.

⁽⁵⁾ If frequency converters are used for the speed control, please take into account the guidelines of the manufacturers.



Figura 60 - Componente financeira da cotação da Kelvion para um evaporador destinado à câmara de congelados na solução com evaporadores inundados.

Anexo D: Cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente


YOUR ENQUIRY

From: 5/14/19 10:15 AM | Kelvion RT Select V 1.1.1 F | Enquiry no.: RT-121597 | SKVNAPPZ17

To Attn. Phone E-mail	From Contact Phone E-mail	Reference Room
--------------------------------	------------------------------------	-------------------

Küba SG industrial B | SGBE 80A-F41 B V7.45

Item: 3653.80A-41

Capacity Q ₀ [kW]	Air inlet t _{L1} [°C]	Air outlet t _{L2} [°C]	Evaporation t ₀ [°C]	Temperature difference [K]	Refrigerant	Speed [1/min]
15.23	-20	-22.2	-26	6.0	R744	682

Calculation Mode: Dew point at outlet (DIN EN 328)

Air data	Heat exchanger	Materials
Air volume flow 16,010 m³/h	Surface 91.8 m²	Tubes Copper
Air throw 51 m	Fin spacing 7 mm	Fins Alu
Altitude 0 m	Volume of tubes 21.9 dm³	Casing Galv. steel
Air inlet rel. humidity 95 %	Temp. at exp. valve 6.2 °C	End plates Alu
Air outlet rel. humidity 99 %	Superheating temp. -22.1 °C	Max. operating pressure 45 bar

Fan(s)	Operating data per fan ⁽³⁾	Engine plate data per Fan
1 Piece(s): 400 V - 3 Ph - 50 Hz; IP54	Operation mode AC - 50 Hz	Operation mode AC - 50 Hz
Blade diameter 800 mm	Speed 682 1/min	Speed 680 1/min
Range of temperature -40 to 40 °C	El. Power 759 W	El. Power 840 W
Sound power 74 dB(A)	Current draw 2.06 A	Current draw 2.30 A
Sound pressure at 3 m ⁽²⁾ 51 dB(A)	Energy eff. class EEC C	Protector Built in protector, connected on site
Optional controller ⁽⁵⁾ Phase control, Frequency converter		

Connections	Weight ⁽⁴⁾	Defrost
Inlet Cu 15 mm	Net weight 214 kg	Electric defrost 400V-3Ph-N-PE-50/60Hz
Outlet Cu 22 mm	Gross weight 356 kg	Coil 10.40 kW
Refrigerant distribution Venturi		Drip tray 3.00 kW
		Total 13.40 kW

Dimensions ⁽⁴⁾
H 1,176 mm B 2,074 mm T 1,135 mm L 815 mm F 285 mm W 1,050 mm A 309 mm E ₁ 1,504 mm

Color of casing = RAL 9010

Packing dimension (HxBxT) = 1,490 x 2,260 x 1,410 mm

Figura 61 - Componente técnica da cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente.



YOUR ENQUIRY

From: 5/14/19 10:15 AM | Kelvion RT Select V 1.1.1 F | Enquiry no.: RT-121597 | SKVNAPPZ17

Price of type:	5,595.00 EUR	Sales Region:	Europe
Versions and Accessories:	0.00 EUR	Pricing:	
Total gross price:	5,595.00 EUR	Conditions:	
		Delivery time:	
		Validity:	

The product data and prices documented in your enquiry will be binding upon us only after verification and confirmation of delivery by us.

Prices and Specifications are subject to change without notice.

⁽¹⁾ Classification acc. to Pressure Equipment Directive (PED): Category "0" for fluid group "2" at max. allowable pressure of PS=45 bar.

⁽²⁾ The sound pressure levels L_{pA} are indicated for external installations in accordance with DIN 45635.

⁽³⁾ The current consumption can vary depending on air density and mains voltage.

⁽⁴⁾ Weights and dimensions do not apply to all possible variants.

⁽⁵⁾ If frequency converters are used for the speed control, please take into account the guidelines of the manufacturers.



Figura 62 - Componente financeira cotação da Kelvion para um evaporador equivalente a um dos presentes na solução existente.

Anexo E: Ficha técnica da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt

6.4.17.0

**Input**

Refrigerant	R744		
Evaporating Temperature	-28.0 °C		
Refrig. capacity	30.0 kW	Desired volume flow	0.68 m³/h
Desired delivery height	15.0 m	Desired differential pressure	1.57 bar
Recirculation Factor	2.0	Frequency	50 Hz

Results: HRP 3232-65

Actual delivery height	15.0 m		
Pump Differential Pressure	1.57 bar	Pump volume flow	3.64 m³/h
Maximum Diff. Pressure	2.62 bar		
		Minimal volume flow	0.60 m³/h
		Article no. orifice	4419.020105

Operation under 50Hz is not permitted for CO₂ pumps.

Technical Data: HRP 3232-65

Revolutions per minute	2900 1/min	Insulation class terminal box	IP54
Weight	43.0 kg	Maximum current	2.1 A
Required downleg diameter	DN80	Effective power	1.2 kW

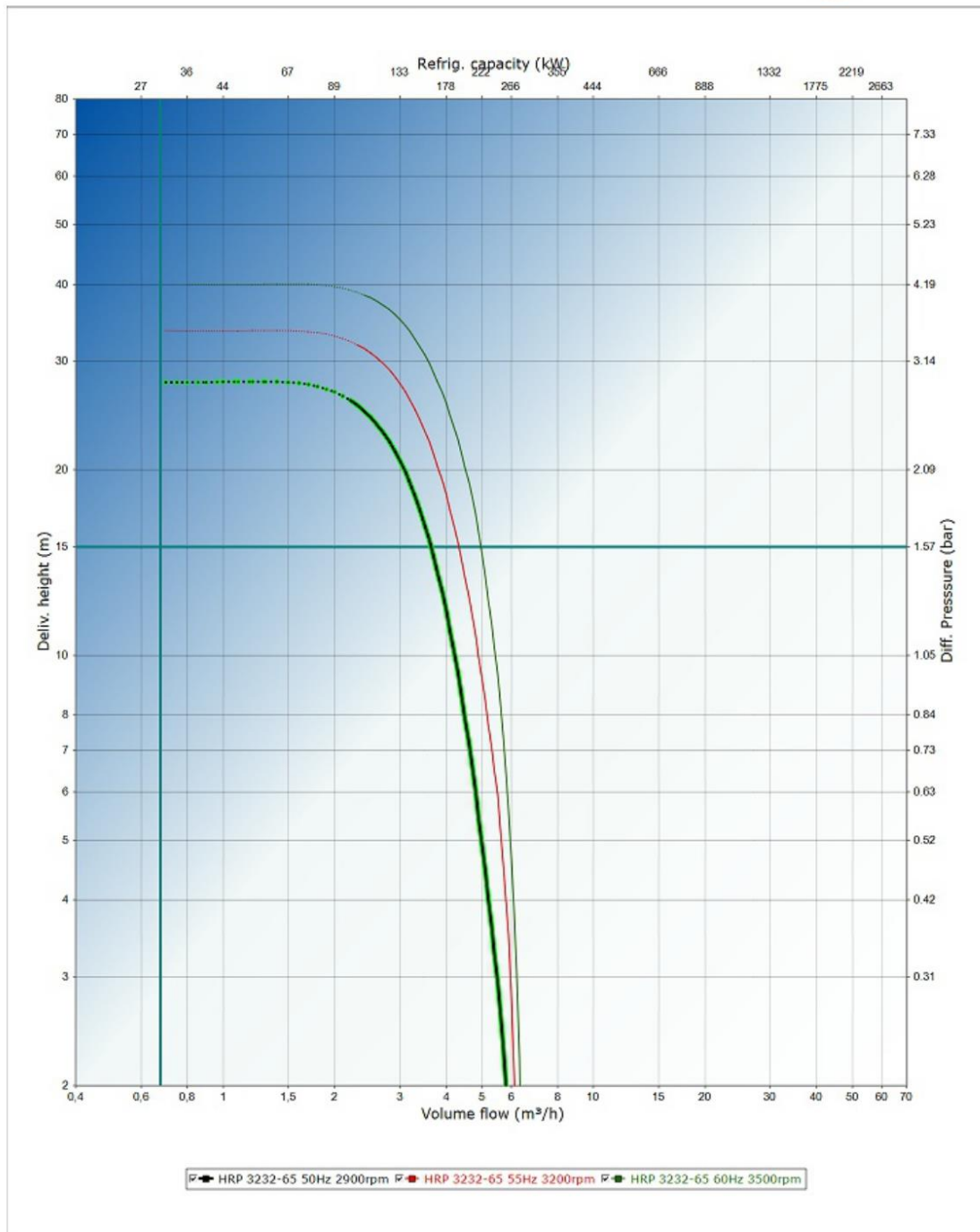


Please notice the limitations concerning warranty and liability

1

TH. Witt GmbH
Lukasstraße 32, 52070 Aachen, Germany
www.th-witt.com

Figura 63 - Dados técnicos da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.

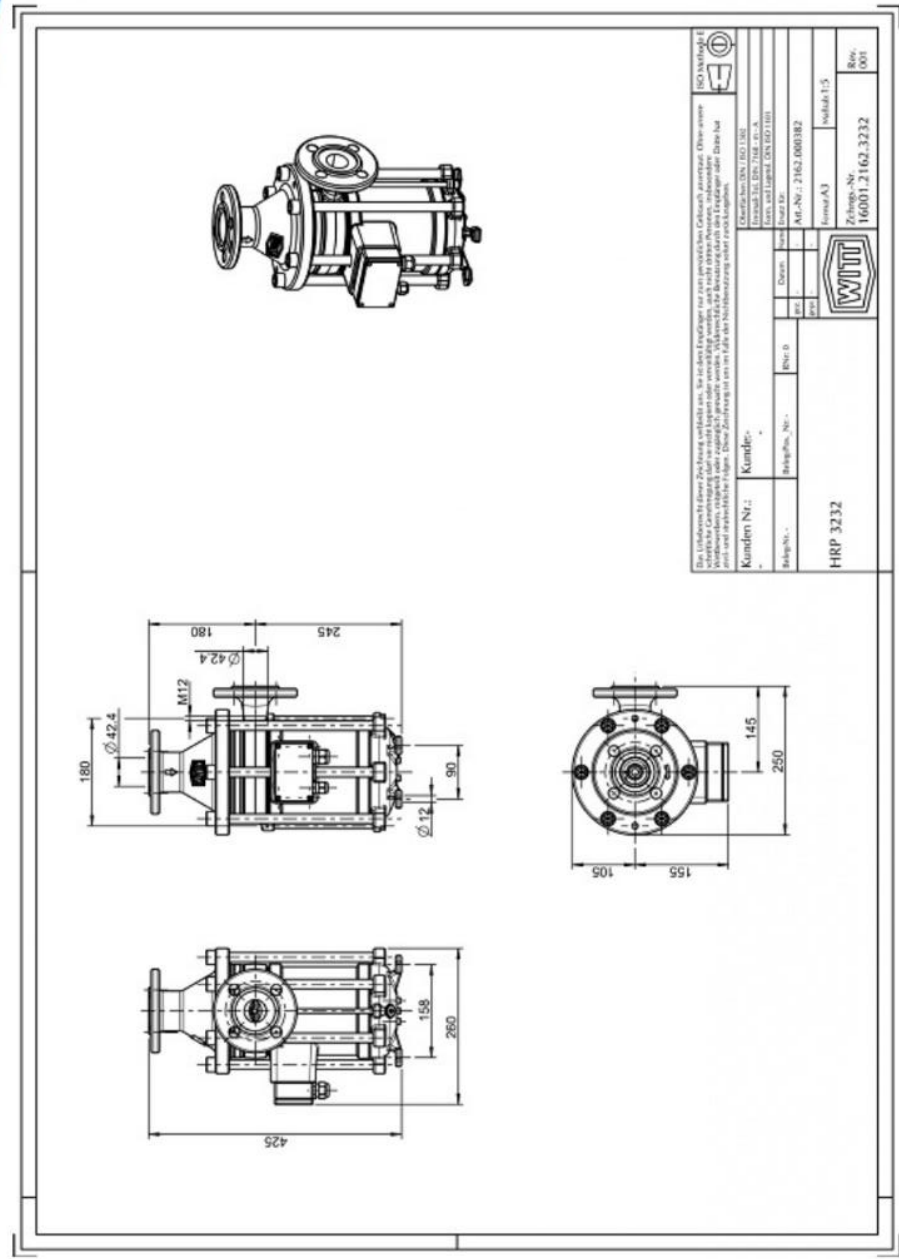


Please notice the limitations concerning warranty and liability

Figura 64 -Curva característica da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.



6.4.17.0



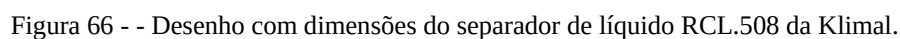
Please notice the limitations concerning warranty and liability

3

TH WITT GmbH
Lukasstraße 32, 52070 Aachen, Germany
www.th.witt.com



Figura 65 - Dimensões da bomba circuladora HRP 3232-65 da TH. Witt.



Anexo G: Cálculo de capacidade de depósitos horizontais em função da altura de enchimento

CAPACIDADE DE DEPOSITOS HORIZONTAIS EM FUNÇÃO DA ALTURA DE ENCHIMENTO

Depósito esférico

A capacidade de um depósito esférico cheio até à altura h e com o diâmetro interior d é calculada por:

$$V_k = C_k \cdot d^3$$

O valor C_k consta da tabela no verso.

Deposito cilíndrico

A tabela no verso contém os valores para a determinação do volume de depósitos cheios em parte, em função do enchimento relativo h/d e a forma dos fundos dos depósitos.

Primeiro calcula-se a capacidade do cilindro com o comprimento L e diâmetro interior d , cheio até à altura h

$$V_z = C_z \cdot d^2 \cdot L$$

A seguir subtrai-se o volume $C_i \cdot d^3$, fórmula pela qual a forma efectiva ($i = 3$ a 7) é inferior.

Portanto, o volume de um tal depósito até à altura h é:

$$V_h = C_z \cdot d^2 \cdot L - (C_i \cdot d^3)$$

$$(S = C_z \times d^2)$$

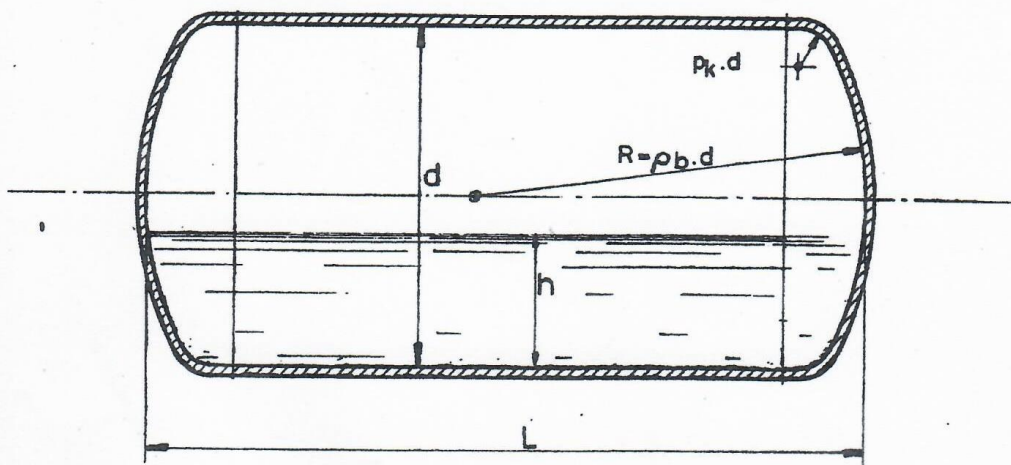


Figura 67 - Método de cálculo da capacidade do depósito em função do nível de enchimento

Tabela 28 - Coeficientes para o cálculo da capacidade do depósito em função do nível de enchimento

CAPACIDADE DE DEPÓSITOS EM FUNÇÃO DA ALTURA DE ENCHIMENTO									
Relação h/d	esférico Ck	cilindrico Cz	Função esférica a = 0,5 a = 0,1	Função cilíndrica a = 0,5 a = 0,1	Relação h/d	esférico Ck	cilindrico Cz	Função esférica a = 0,5 a = 0,1	Função cilíndrica a = 0,5 a = 0,1
0,01	0,00016	0,00134	0,00118	0,00089	0,51	0,2897	0,4027	0,1330	0,0702
0,02	0,00032	0,00267	0,00236	0,00178	0,52	0,2916	0,4127	0,1342	0,0714
0,03	0,00048	0,00400	0,00354	0,00267	0,53	0,2934	0,4227	0,1354	0,0725
0,04	0,00064	0,00533	0,00471	0,00354	0,54	0,2952	0,4327	0,1366	0,0737
0,05	0,00080	0,00666	0,00588	0,00441	0,55	0,2970	0,4427	0,1378	0,0749
0,06	0,00096	0,00800	0,00705	0,00529	0,56	0,3087	0,4525	0,1390	0,0760
0,07	0,00112	0,00933	0,00822	0,00617	0,57	0,3104	0,4624	0,1402	0,0772
0,08	0,00128	0,01066	0,00939	0,00705	0,58	0,3122	0,4723	0,1414	0,0784
0,09	0,00144	0,01200	0,01056	0,00793	0,59	0,3140	0,4822	0,1426	0,0796
0,10	0,00160	0,01333	0,01173	0,00881	0,60	0,3158	0,4920	0,1438	0,0808
0,11	0,00176	0,01466	0,01290	0,00969	0,61	0,3176	0,5018	0,1450	0,0820
0,12	0,00192	0,01600	0,01407	0,01056	0,62	0,3194	0,5115	0,1462	0,0832
0,13	0,00208	0,01733	0,01524	0,01144	0,63	0,3212	0,5212	0,1474	0,0844
0,14	0,00224	0,01866	0,01641	0,01231	0,64	0,3230	0,5310	0,1486	0,0856
0,15	0,00240	0,01999	0,01758	0,01319	0,65	0,3248	0,5408	0,1498	0,0868
0,16	0,00256	0,02133	0,01875	0,01407	0,66	0,3266	0,5506	0,1510	0,0880
0,17	0,00272	0,02266	0,01992	0,01494	0,67	0,3284	0,5604	0,1522	0,0892
0,18	0,00288	0,02400	0,02109	0,01581	0,68	0,3302	0,5702	0,1534	0,0904
0,19	0,00304	0,02533	0,02226	0,01669	0,69	0,3320	0,5800	0,1546	0,0916
0,20	0,00320	0,02666	0,02343	0,01756	0,70	0,3338	0,5898	0,1558	0,0928
0,21	0,00336	0,02800	0,02460	0,01844	0,71	0,3356	0,5996	0,1570	0,0940
0,22	0,00352	0,02933	0,02577	0,01931	0,72	0,3374	0,6094	0,1582	0,0952
0,23	0,00368	0,03066	0,02694	0,02019	0,73	0,3392	0,6192	0,1594	0,0964
0,24	0,00384	0,03200	0,02811	0,02106	0,74	0,3410	0,6290	0,1606	0,0976
0,25	0,00400	0,03333	0,02928	0,02194	0,75	0,3428	0,6388	0,1618	0,0988
0,26	0,00416	0,03466	0,03045	0,02281	0,76	0,3446	0,6486	0,1630	0,1000
0,27	0,00432	0,03600	0,03162	0,02369	0,77	0,3464	0,6584	0,1642	0,1012
0,28	0,00448	0,03733	0,03279	0,02456	0,78	0,3482	0,6682	0,1654	0,1024
0,29	0,00464	0,03866	0,03396	0,02544	0,79	0,3500	0,6780	0,1666	0,1036
0,30	0,00480	0,04000	0,03513	0,02631	0,80	0,3518	0,6878	0,1678	0,1048
0,31	0,00496	0,04133	0,03630	0,02719	0,81	0,3536	0,6976	0,1690	0,1060
0,32	0,00512	0,04266	0,03747	0,02806	0,82	0,3554	0,7074	0,1702	0,1072
0,33	0,00528	0,04400	0,03864	0,02894	0,83	0,3572	0,7172	0,1714	0,1084
0,34	0,00544	0,04533	0,03981	0,02981	0,84	0,3590	0,7270	0,1726	0,1096
0,35	0,00560	0,04666	0,04098	0,03069	0,85	0,3608	0,7368	0,1738	0,1108
0,36	0,00576	0,04800	0,04215	0,03156	0,86	0,3626	0,7466	0,1750	0,1120
0,37	0,00592	0,04933	0,04332	0,03244	0,87	0,3644	0,7564	0,1762	0,1132
0,38	0,00608	0,05066	0,04449	0,03331	0,88	0,3662	0,7662	0,1774	0,1144
0,39	0,00624	0,05200	0,04566	0,03419	0,89	0,3680	0,7760	0,1786	0,1156
0,40	0,00640	0,05333	0,04683	0,03506	0,90	0,3698	0,7858	0,1798	0,1168
0,41	0,00656	0,05466	0,04800	0,03594	0,91	0,3716	0,7956	0,1810	0,1180
0,42	0,00672	0,05600	0,04917	0,03681	0,92	0,3734	0,8054	0,1822	0,1192
0,43	0,00688	0,05733	0,05034	0,03769	0,93	0,3752	0,8152	0,1834	0,1204
0,44	0,00704	0,05866	0,05151	0,03856	0,94	0,3770	0,8250	0,1846	0,1216
0,45	0,00720	0,06000	0,05268	0,03944	0,95	0,3788	0,8348	0,1858	0,1228
0,46	0,00736	0,06133	0,05385	0,04031	0,96	0,3806	0,8446	0,1870	0,1240
0,47	0,00752	0,06266	0,05502	0,04119	0,97	0,3824	0,8544	0,1882	0,1252
0,48	0,00768	0,06400	0,05619	0,04206	0,98	0,3842	0,8642	0,1894	0,1264
0,49	0,00784	0,06533	0,05736	0,04294	0,99	0,3860	0,8740	0,1906	0,1276
0,50	0,00800	0,06666	0,05853	0,04381	1,00	0,3878	0,8838	0,1918	0,1288