



**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**“*Revamping*” de instalação frigorífica com  
aplicação de tecnologia avançada**

**SARA RAMOS ANDRADE DA SILVA MARTINS**

**(Licenciada em Engenharia Mecânica)**

**Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica**

**Orientador:**

**Eng.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos  
Santos**

**Júri:**

**Presidente: Doutor Eng.º João Manuel Ferreira Calado**

**Vogais:**

**Doutor Eng.º Luís Manuel Rodrigues Coelho**

**Eng.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos  
Santos**

**Outubro de 2017**



*A chave do sucesso é o foque que temos em não desperdiçar energia no que não traz resultados.*



## **Agradecimentos**

O presente Trabalho Final de Mestrado, não seria possível sem a colaboração e apoio de algumas pessoas.

Quero agradecer de uma maneira geral, à empresa Race, S.A., por me ter acolhido e por me ter proporcionado o estágio extracurricular e curricular. O caso de estudo realizado neste trabalho, não seria possível sem a cooperação da empresa. Agradeço a oportunidade e reconheço a importância para o meu desenvolvimento pessoal e profissional. Gostaria de prestar um agradecimento especial a toda a equipa do departamento *Comercial&Marketing*, nomeadamente:

Ao Eng.º José Alho.

À Eng.ª Ana Rita Duarte.

Ao Eng.º António Magalhães.

Ao Eng.º João Rebelo.

Ao meu orientador, Professor Francisco Manuel Gonçalves dos Santos.

Aos meus amigos de infância, Luís, Pedro, Rute e Joana.

Ao meu namorado Ricardo, pela motivação e apoio incansáveis.

Aos meus pais, pelo apoio incondicional, por tudo o que me proporcionaram, por aquilo que me transmitiram, e por tudo.



## Resumo

Os últimos anos têm-se caracterizado por uma crescente preocupação com as alterações climáticas e proteção do meio ambiente. As normas e os regulamentos são cada vez mais rigorosos sobre as emissões de gases de efeito estufa (GEE) e utilização de hidrofluorcarbonetos (HFC's). O Regulamento F-gas (2014), aplicado aos gases fluorados com efeito de estufa, impõe restrições de uso dos HFC's de 21% até ao final de 2030, (com base nos níveis de 2015). No Protocolo de Quioto (1997), a União Europeia assumiu o compromisso de reduzir 80 a 95% as emissões de GEE antes de 2050 (com base nos níveis de 1990). Estes fatores impulsionam o mercado da refrigeração, a desenvolver soluções com novas tecnologias, energeticamente mais eficientes e com menor impacto no meio ambiente.

Este trabalho foi realizado no âmbito de um estágio de natureza profissional na empresa Rase, S.A., como tal, foi possível o contacto com uma situação real. O caso de estudo deste trabalho remete a uma das instalações de refrigeração implementadas pela empresa, num supermercado. No setor da distribuição alimentar, destaca-se a utilização de uma solução, designada por “sistema híbrido”, que consiste num sistema em cascata, que utiliza dois fluidos frigoríficos distintos. Pretendeu-se analisar esta nova solução e verificar a sua viabilidade, usando R134a/R744, comparando com a solução tradicional existente no supermercado a R404A. Numa primeira fase, fez-se o *revamping* da instalação de refrigeração que se encontra implementada e operacional no supermercado em estudo. Conhecendo a tipificação da instalação existente, selecionaram-se os componentes principais da nova instalação e calculou-se a capacidade frigorífica total dos compressores do novo sistema de refrigeração, de forma a responder às necessidades frigoríficas da instalação existente (96 kW e 41,5 kW, para responder às necessidades de média e baixa temperatura, respetivamente). A análise comparada das duas soluções quanto ao impacto ambiental, foi possível através do cálculo do parâmetro climático TEWI. Relativamente à eficiência energética, foi necessária uma instalação implementada e operacional para ter uma referência-modelo da nova instalação. Assim, conseguiu-se uma previsão quanto aos dados dos consumos de energia elétrica.

**Palavras-chave:** Refrigeração Comercial; Sistema tradicional a R404A; Sistema em cascata a R134a/R744; Impacto ambiental; Eficiência energética



## Abstract

Recent years have seen concerns about climate change and environmental protection increasing. Standards and regulations are becoming stricter and stricter with regard to greenhouse gases (GHG) and the use of hydrofluorocarbons (HFCs). The F-gas Regulation (2014) for fluorinated greenhouse gases imposes restrictions on the use of HFCs, aimed at reducing them by 21% by the end of 2030 (based on levels in 2015). In the Kyoto Protocol (1997), the European Union undertook to reduce GHG emissions by 80 to 95% by 2050 (based on levels in 1990). These factors encouraged the refrigeration market to develop solutions using new technology that are more energy efficient and have less of an impact on the environment.

The work described in this thesis was carried out in the context of a professional internship at Rase, S.A. and, as such, it was possible to experience a real-life situation. The case study for this thesis is one of the company's refrigeration installations in a supermarket. Of note in the food distribution sector is the use of what is called a "hybrid system" solution. This solution consists of a cascade system that uses two different refrigerants. The aim was to analyse this new solution, which uses R134a/R744, and ascertain its viability, comparing it to the traditional solution used in the supermarket, R404A. First of all, the refrigeration installation used in the supermarket being studied was revamped. Based on the existing installation, the main components of the new installation were selected and the total refrigeration capacity of the compressors in the new refrigeration system was calculated, so that the refrigeration needs met by the existing installation could be duplicated (96 kW and 41.16 kW, to meet medium and low temperature needs, respectively). It was possible to make a comparative analysis of the two solutions as to their environmental impact by calculating the TEWI climate parameter. With regard to energy efficiency, it was necessary to have an installation implemented and operational in order to provide a reference model for the new installation, which made it possible to predict electricity consumption.

**Keywords:** Commercial refrigeration; Traditional R404A system; R134a/R744 cascade system; Environmental impact; Energy efficiency



## Abreviaturas e Acrónimos

ADENE	Agência para a Energia
AIRAH	<i>Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating</i>
AS	Auto Serviço
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
AVAC&R	Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração
AT	Atendimento
BT	Baixa Temperatura
CE	Comissão Europeia
CFC	Clorofluorcarbonetos
CN	Circuito de Negativos
COP	<i>Coefficient of Performance / Coeficiente de Desempenho / Eficiência Frigorífica</i>
CP	Circuito de Positivos
CQNUMC	Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança Climática
CTR	Calor Total Rejeitado
DX	Expansão Direta
EN	Norma Europeia
ENP	Estágio de Natureza Profissional
EUA	Estados Unidos da América
GEE	Gases de Efeito de Estufa
GFEE	Gases Fluorados com Efeito de Estufa
PAG/GWP	Potencial de Aquecimento Global/ <i>Global Warming Potential</i>
HFC	Hidrofluorcarboneto
I&DT	Investigação e Desenvolvimento Tecnológico
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
IPCC's	<i>First Assessment Report em Sundsvall</i>
LS	Livre Serviço
LULUCF	Emissões de alteração do uso do solo e florestas
MDL	Mecanismo de Desenvolvimento Limpo

MT	Média Temperatura
NP	Norma Portuguesa
OCP	Organismo de Certificação de Pessoas
ODP/PDO	<i>Ozone Depletion Potential</i> / Potencial de Destruição do Ozônio
Off	Desligado
On	Ligado
PFC	Perfluorocarbonetos
PNAC	Programa Nacional para as Alterações Climáticas
QEPiC	Quadro Estratégico para a Política Climática
RCE	Redução Certificada de Emissões
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i> / Impacto Total Equivalente sobre o Aquecimento Global
TFM	Trabalho Final de Mestrado
TMGF	Técnico de Manuseamento de Gases Fluorados
EU	União Europeia
UNFCCC	<i>United Nations Framework Convention on Climate Change</i> / Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima

# Índice

Lista de Figuras .....	xv
Lista de Tabelas .....	xvii
1. Introdução .....	1
1.1. Objetivos .....	2
1.2. Estrutura do Documento.....	3
2. Refrigeração Comercial.....	5
2.1. Enquadramento setorial.....	5
2.2. Eficiência Energética em Supermercados .....	6
2.3. Sistemas de Refrigeração utilizados em Supermercados .....	8
2.3.1. Sistemas Individualizados.....	10
2.3.2. Sistemas Centralizados .....	11
2.3.2.1. Sistema centralizado em cascata .....	12
2.4. Equipamentos expositores utilizados em supermercados .....	14
3. Fluidos Frigoríficos .....	17
3.1. Problemática associada .....	17
3.1.1. Calendarização sobre o Uso de Frigoríficos.....	18
3.1.2. Protocolos de Montreal e Quioto .....	19
3.2. Classificação.....	20
3.3. Critérios de seleção de Fluidos Frigoríficos .....	22
3.4. Programa Nacional para as Alterações Climáticas 2020/2030 (PNAC 2020/2030).....	22
3.4.1. Os Gases Fluorados mais utilizados em Portugal .....	24
3.5. Parâmetros Climáticos e o Efeito de Estufa .....	27
3.6. Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) .....	31
3.7. Regulamento F-gas.....	31

3.7.1.	Contenção e Confinamento dos Fluidos Frigoríficos .....	33
3.8.	Fluidos Naturais .....	34
3.8.1.	Resumo Histórico .....	34
3.8.2.	Comparação do impacto ambiental entre fluidos frigoríficos naturais e fluidos sintéticos .....	35
3.8.3.	Características e Aplicações com Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> ou R744) .....	37
3.8.4.	Sistema híbrido a R134a/R744 vs. sistema tradicional a R404A .....	42
4.	Caso de Estudo .....	45
4.1.	Enquadramento.....	45
4.2.	Tipificação da instalação frigorífica existente .....	45
4.2.1.	Expositores Frigoríficos.....	46
4.2.2.	Câmaras frigoríficas.....	49
4.2.3.	Centrais de produção de frio.....	50
4.2.4.	Compressores.....	51
4.2.5.	Condensadores .....	53
4.3.	Nova instalação frigorífica.....	53
4.3.1.	Descrição da nova instalação .....	54
4.3.2.	Evaporadores .....	55
4.3.3.	Tubagem .....	59
4.3.4.	Compressores.....	69
4.3.5.	Condensador .....	84
4.3.6.	Constituição das Centrais Frigoríficas .....	86
4.3.6.1.	Central de baixa temperatura.....	86
4.3.6.2.	Central de média temperatura .....	87
5.	Análise comparativa .....	89
5.1.	Consumo de energia elétrica .....	90
5.2.	Impacto ambiental .....	95

6. Conclusão e perspectivas de trabalho futuro.....	99
Referências Bibliográficas.....	103
Softwares Utilizados.....	109
Anexo A.....	111
Anexo B.....	112
Anexo C.....	113
Anexo D.....	114
Anexo E.....	115
Anexo F.....	116
Anexo G.....	117
Anexo H.....	118
Anexo I.....	119
Anexo J.....	120
Anexo L.....	121
Anexo M.....	122
Anexo N.....	123
Anexo O.....	124



## Lista de Figuras

Figura 1 – Distribuição do consumo médio de energia elétrica do supermercado nos EUA [9].	8
Figura 2 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor [12].	9
Figura 3 - Sistema centralizado de expansão direta [13].	11
Figura 4 – Diagrama do sistema em cascata e respetivo diagrama p-h [11].	12
Figura 5 - Sistema direto de refrigeração em cascata [13].	13
Figura 6 - Sistema indireto de refrigeração em cascata com CO <sub>2</sub> no estágio de baixa temperatura [9].	14
Figura 7 - Exemplo de expositor vertical [16].	14
Figura 8 - Exemplo de expositor horizontal com cortina de ar [16].	15
Figura 9 - Exemplo de expositor (vitrine) [16].	15
Figura 10 - Percentagem das emissões dos gases referidos no Protocolo de Quioto nos anos de 1990 e 2015 [21].	23
Figura 11 – Evolução das emissões nacionais de Gases de Efeito de Estufa (GEE) com e sem LULUCF [21].	24
Figura 12 - Metas do Regulamento F-Gas [26].	32
Figura 13 - Breve história dos fluidos frigorigénios ao longo dos anos [17].	35
Figura 14 – Diagrama pressão-temperatura comparando o comportamento do CO <sub>2</sub> , R134a e R717 [30].	38
Figura 15 - Diagrama de fases pressão-entalpia para o CO <sub>2</sub> [14].	39
Figura 16 - Densidade do R744 na fase Líquido e Vapor [30].	40
Figura 17 - Ciclo subcrítico com CO <sub>2</sub> . Adaptado de: [31].	41
Figura 18 - Ciclo transcrítico com CO <sub>2</sub> . Adaptado de: [31].	41
Figura 19 - Exemplo de Sistema Híbrido [32].	43
Figura 20 - Comparação dos valores do TEWI para diversos sistemas de refrigeração [32].	44
Figura 21 – Vista em perfil do evaporador modelo BXL/E com representação da localização das resistências elétricas [34].	57
Figura 22 - Linha de aspiração, subida vertical em dupla coluna [36].	60
Figura 23 - Dados de input introduzidos no software da Bitzer para seleção de compressores da central frigorífica a R744.	70

Figura 24 - Janela gerada pelo software da Bitzer, com os modelos de compressores mais adequados, para as condições introduzidas, do circuito de temperaturas negativas.....	71
Figura 25 - Modelo de compressor com inversor de frequência, selecionado através do software da Bitzer.....	72
Figura 26 - Software da Bitzer com o cálculo do Calor Total Rejeitado do compressor 2ESL-4K-40S, sem controlo de capacidade.....	74
Figura 27 - Software da Bitzer com o cálculo do Calor Total Rejeitado do compressor 2ESL-4K-40S, com controlo de capacidade.....	75
Figura 28 - Dados de input introduzidos no software da Bitzer para seleção de compressores da central frigorífica a R134a.....	78
Figura 29 - Janela gerada pelo software da Bitzer, com os modelos de compressores mais adequados, para as condições introduzidas, do circuito de temperaturas positivas.....	79
Figura 30 - Modelo de compressor com inversor de frequência, selecionado através do software da Bitzer.....	80
Figura 31 - Programa da Bitzer para seleção do modelo de compressor 4FE-25-40P, com regime de temperatura (-12,5/45°C).....	82
Figura 32 - Programa da Bitzer para seleção do modelo de compressor 4FE-25-40P, com regime de temperatura (-10/45°C).....	83
Figura 33 - Programa da Bitzer, para calcular o calor rejeitado para o condensador, do compressor modelo 6GE-30Y-40P.....	84
Figura 34 - Programa da Bitzer, para calcular o calor rejeitado para o condensador, do compressor modelo 4FE-25Y-40P.....	85
Figura 35 - Análise comparada do consumo de energia elétrica ao nível da central de baixa temperatura, das duas instalações em estudo (instalação existente a 404A e instalação nova a CO <sub>2</sub> /134a).....	91
Figura 36 - Análise comparada do consumo de energia elétrica ao nível da central de média temperatura, das duas instalações em estudo (instalação existente a 404A e instalação nova a CO <sub>2</sub> /134a).....	92
Figura 37 - Comparação dos valores do TEWI para as duas instalações.....	98

## Lista de Tabelas

Tabela 1 - Cronologia de acontecimentos sobre o uso de fluidos frigorigéneos. [1] .....	18
Tabela 2 - Grupos de segurança para Fluidos Frigorigéneos. [20].....	21
Tabela 3 – Consumo, em percentagem, de HFCs instalados em equipamentos em Portugal desde 1995 até 2015 [21].....	25
Tabela 4 – Características do gás fluorado R134a [19],.....	25
Tabela 5 - Características dos gases frigorigéneos mencionados no Protocolo de Quioto [19 e 25].....	28
Tabela 6 - Valores de GWP para um horizonte de 100 anos [24]. .....	29
Tabela 7 - Inspeções periódicas de deteção de fugas de GFEE [19].....	33
Tabela 8 - Classe de fluidos frigorigéneos e os seus potenciais impactos ambientais [28]. .....	36
Tabela 9 - Propriedades comparativas de quatro Fluidos Frigorigéneos. Adaptado: [1]. .....	38
Tabela 10 - Características dos Componentes para CO <sub>2</sub> [1].....	42
Tabela 11 - Características técnicas do supermercado. ....	45
Tabela 12 - Combinação de móveis frigoríficos para temperaturas positivas do supermercado.....	47
Tabela 13 - Combinação de móveis frigoríficos para temperaturas negativas do supermercado.....	48
Tabela 14 – Evaporadores e características das câmaras de média temperatura.....	49
Tabela 15 - Evaporadores e características das câmaras de baixa temperatura.....	50
Tabela 16 - Potência frigorífica total da instalação do supermercado.....	50
Tabela 17 - Características dos compressores das centrais produtoras de frio (MT e BT). .....	51
Tabela 18 - Patamares de carga de funcionamento da central de negativos.....	52
Tabela 19 - Características dos condensadores da instalação frigorífica do supermercado [33]. ....	53
Tabela 20 - Características técnicas da nova instalação do supermercado.....	54
Tabela 21 – Seleção de evaporadores para as câmaras de congelados da nova instalação. .....	56

Tabela 22 – Seleção de evaporadores para as câmaras de refrigerados da nova instalação. .....	56
Tabela 23 - Fator de correção para dados em DT <sub>m</sub> , do evaporador, modelo BXL [34].	58
Tabela 24 - Fator de correção dos fluidos Frigorigéneos [34].	59
Tabela 25 - Fator de correção do material das alhetas do compressor [34].	59
Tabela 26 – Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CP1.	64
Tabela 27 – Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CP1.	65
Tabela 28 - Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CP2.	66
Tabela 29 - Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CP2.	66
Tabela 30 - Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CN.	67
Tabela 31 - Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CN.	68
Tabela 32 - Necessidade frigorífica total para o circuito de temperatura negativa.	69
Tabela 33 - Necessidade frigorífica total para o circuito de temperatura positiva.	76
Tabela 34 - Características do condensador da nova instalação frigorífica, retiradas do programa CProselect da Centauro.	86
Tabela 35 - Análise comparada da capacidade frigorífica total dos compressores das instalações frigoríficas.	89
Tabela 36 - Consumos de energia elétrica anual, para as duas instalações em estudo.	92
Tabela 37 - Eficiência frigorífica da central de baixa temperatura das duas instalações em estudo.	94
Tabela 38 - Eficiência frigorífica da central de média temperatura das duas instalações em estudo.	94
Tabela 39 - Percentagem anual de fugas de fluido frigorigéneo, para sistemas ou equipamentos de AVAC&R [24].	96
Tabela 40 - Valores do impacto do aquecimento equivalente total para as duas instalações. .....	97



# Capítulo 1

## Introdução

O presente Trabalho Final de Mestrado foi realizado em ambiente de Estágio de Natureza Profissional (ENP) na empresa Race, S.A., visando a conclusão do Mestrado em Engenharia Mecânica, perfil de Energia, Refrigeração e Climatização, no Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

A Race, S.A. é uma empresa que se dedica à conceção, fabrico e execução de instalações industriais e comerciais de Refrigeração e de sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC). O ENP permitiu a integração numa equipa do Departamento Comercial, na área da Refrigeração. Foi possível o acompanhamento de remodelações e visita a diversos espaços comerciais que atuam no mercado da grande distribuição alimentar.

Ao analisar uma instalação de refrigeração de um espaço comercial, podem ser detetadas fragilidades e as remodelações efetuadas são com vista a resolver problemas de funcionamento das instalações de refrigeração. No entanto, este trabalho foca a tendência atual das remodelações, que vai para além do que foi referido anteriormente e que muitas vezes exigem remodelações mais completas.

Centrando a análise em perceber quais são as necessidades atuais dos clientes, donos de espaços comerciais do setor da refrigeração comercial, conclui-se que a grande preocupação surge com a constante evolução das imposições políticas ao nível das preocupações com o meio ambiente, que se reflete diretamente nas instalações de refrigeração dos seus espaços comerciais. De seguida, o consumo energético é também um fator de grande importância para estes clientes, sendo importante acompanhar a evolução tecnológica dos sistemas de refrigeração de forma a reduzir os custos com a fatura energética. As instalações de refrigeração têm de acompanhar a evolução

tecnológica no sentido de otimizar os sistemas existentes e reduzir o seu impacto no meio ambiente.

Parte das remodelações atuais, em espaços comerciais em que a empresa Race, S.A. opera, centra-se nas preocupações descritas anteriormente. Para se proceder ao *revamping* de uma instalação frigorífica, respondendo às necessidades encontradas no seu estado atual, é muito importante recolher toda a informação que permita ter a tipificação existente. Assim, a análise das melhores soluções de otimização a adotar torna-se clara.

Aproveitando a possibilidade das visitas e de fazer o acompanhamento de todo o processo de remodelação de instalações de refrigeração, foi possível analisar um processo de remodelação de uma instalação de refrigeração de um supermercado, sendo o Caso de Estudo neste Trabalho Final de Mestrado. Estes espaços comerciais têm geralmente as mesmas características pois fazem parte do Grupo Sonae, nomeadamente Continente Modelo. Este caso de estudo visa mostrar as remodelações típicas efetuadas ao nível de instalações de refrigeração, num espaço muito conhecido pelos consumidores.

Numa fase inicial foram analisados os pontos fundamentais que correspondem às causas que levam ao início do processo da remodelação. Posteriormente fez-se o *revamping* da instalação de refrigeração e analisaram-se as soluções a adotar para otimização do sistema existente, para se obter menor impacto do meio ambiente e melhoria de eficiência energética.

### **1.1. Objetivos**

Conhecendo a instalação de refrigeração do supermercado, apresentado no caso de estudo, reuniram-se as condições para a execução do *revamping* com a implementação de melhorias, com vista os seguintes objetivos:

- Melhorar o desempenho e aumentar a eficiência;
- Reduzir os custos de funcionamento (energia elétrica);
- Aplicar e cumprir normas e regulamentos, novos e emergentes;
- Reduzir o impacto no meio ambiente.

## 1.2. Estrutura do Documento

A dissertação consiste em 6 capítulos principais. Nesta fase, será apresentada uma breve descrição de cada um dos capítulos:

O capítulo 1 é uma introdução do trabalho realizado. Permite compreender o âmbito do trabalho, o significado do tema, a motivação do autor e os objetivos que se pretendem cumprir.

O capítulo 2 procura esclarecer o leitor de forma mais profunda a introdução e permite compreender a importância do setor onde se insere o tema do trabalho e a familiarização com os conceitos abordados nos capítulos seguintes. Apresenta o impacto da eficiência energética e os sistemas de refrigeração e equipamentos expositores utilizados no setor da refrigeração comercial, nomeadamente em supermercados.

O capítulo 3 é essencialmente dedicado aos fluidos frigorigéneos e à problemática ambiental associada. São apresentados os fluidos naturais e os motivos que levam à tendência da sua utilização em sistemas de refrigeração. É apresentada a aplicação-tipo designada “sistema híbrido”, e as vantagens da sua utilização em detrimento de soluções mais tradicionais, com apresentação de resultados de estudos efetuados no mercado. Justifica-se a opção tomada para proposta de melhoria que irá ser utilizada no capítulo 4.

O capítulo 4 apresenta o resultado do *revamping* feito pelo autor, a uma instalação frigorífica de um supermercado, executada pela empresa Race, S.A. (caso real no âmbito do ENP). Após apresentada a tipificação da instalação existente, prossegue-se o método de cálculo utilizado, para a implementação da nova solução de sistema de refrigeração em detrimento da solução existente. Para ser possível a análise no capítulo 5, a nova solução foi calculada para responder às necessidades frigoríficas e nas mesmas condições de funcionamento, da instalação anterior.

O capítulo 5 apresenta a análise comparada entre as duas instalações de refrigeração, demonstrando os resultados obtidos, nomeadamente ao nível do consumo de energia elétrica e impacto ambiental.

O capítulo 6 é a conclusão do trabalho, a reflexão dos resultados que se obtiveram com a implementação de um novo sistema de refrigeração e a apresentação das perspetivas de trabalho futuras.



# Capítulo 2

## 2. Refrigeração Comercial

### 2.1. Enquadramento setorial

A Refrigeração é o único meio de conservação dos alimentos em estado de fresco. As aplicações do frio destinam-se, em mais de 90%, ao setor alimentar, para arrefecimento e conservação de alimentos frescos [1].

A produção em série de equipamentos de refrigeração comercial em Portugal iniciou-se no final dos anos 70 e início dos anos 80 do século XX com o alvor da adesão à União Europeia (UE). Nesta altura eram poucas as empresas que se dedicavam ao fabrico *standard*, já que as séries produzidas eram reduzidas e destinavam-se a equipar “supermercados”, cuja dimensão era inferior a 200 m<sup>2</sup> (o equivalente aos nossos minimercados nos dias de hoje) [1].

O aumento da matéria-prima, dos salários, as exigências legais em matéria de formação, segurança e proteção ambiental, os investimentos em Investigação e Desenvolvimento Tecnológico (I&DT), e as novas conceções de arquitetura, espaço e decoração contribuíram para a mudança do paradigma: o fabrico *standard* e normalizado [2].

Dada a experiência de estágio de natureza profissional, foi possível ver na prática o paradigma atual. Cada cadeia de loja tem a sua especificidade, que se reflete na logística da exposição dos “móveis de frio” e no *design* do interior da loja, que se quer atrativo e apelativo para os consumidores. A normalização dos equipamentos frigoríficos facilita a produção em série, podendo ser efetuada mais rapidamente, o que permite responder às necessidades do setor da Grande Distribuição. O facto de se normalizar os equipamentos frigoríficos também traz vantagens para o cliente do que diz respeito ao custo inicial de uma instalação, que se fosse feita à medida, seria muito mais dispendiosa.

As novas soluções desenvolvidas com a I&DT nas empresas ligadas a este setor, satisfazem qualquer tipo de requisito por parte do cliente com unidades *plug and play* (ligar e usar). É notório que a aplicação de equipamentos *standard* facilitam o processo de remodelação das lojas, pois as lojas de uma cadeia de retalho tendem a acompanhar as modificações umas das outras e necessitam de remodelações para esse efeito. Pode ser uma alteração simples como a deslocação ou acrescento de um ou mais expositores frigoríficos, ou a construção de uma ou mais câmaras frigoríficas ou podem ser remodelações maiores, como a alteração da central de produção de frio. Estas remodelações podem ocorrer por exigência do cliente ou por imposições políticas, em regulamentos na UE ou nacionais que serão abordados mais à frente neste TFM.

Tendo em conta a observação do mercado, e avaliando as instalações mais recentes feitas pela empresa Race, S.A., é possível afirmar que a evolução tecnológica e os requisitos de desempenho energético e ambientais tenderão a promover o desenvolvimento de novas tecnologias.

A refrigeração comercial abrange projeto, instalação e manutenção de instalações refrigeradas do tipo usado pelas lojas comerciais, restaurantes, hotéis e locais de armazenamento, exposição, beneficiamento e distribuição de mercadorias perecíveis de todos os tipos [2].

## **2.2. Eficiência Energética em Supermercados**

Segundo a ISO 50001, a eficiência energética é o *rácio ou outra relação quantitativa entre um desempenho, serviço, bem ou energia e um consumo de energia*. Devem ser tidos em consideração uma série de indicadores para quantificar mudanças na eficiência energética. Em geral, a eficiência energética refere a utilização de menos energia para produzir a mesma quantidade de serviços ou de *output* útil. Por exemplo, no sector industrial, a eficiência energética pode ser medida pela quantidade de energia necessária para produzir uma tonelada de produto [3].

A eficiência energética tem ganho um papel importante na agenda política dos países mais desenvolvidos. A importância da eficiência energética como objetivo político está relacionado com os benefícios em atividades comerciais, competitividade industrial,

segurança energética, assim como benefícios ambientais, como a redução de emissões de CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono) [3].

Os supermercados e outros estabelecimentos comerciais correspondem à tipologia de edifícios de serviços, onde se constata os maiores consumos energéticos, neste caso basicamente elétrico. Nos supermercados, os três maiores consumidores de energia elétrica são a iluminação, a climatização e o sistema de refrigeração [4].

Alguns fatores que contribuem para o desperdício são, por exemplo, equipamentos subdimensionados ou superdimensionados, edificação antiga, inexistência de controlos automáticos, manutenção inadequada ou também funcionários sem formação e falta de sensibilização para o gerenciamento da energia. Portanto, é essencial que os controlos referentes a esses fatores sejam importantes para a redução do consumo de energia nessas edificações [5]. Toda a energia consumida nestes três setores varia conforme a localização da edificação e a eficiência dos aparelhos utilizados [4].

Nos dias atuais, o uso de sistemas de refrigeração é indispensável, como também a utilização de energia elétrica para o acionamento dos motores e equipamentos associados a estes sistemas. Se a exploração dos recursos naturais e a degradação ambiental não pode ser evitada, é essencial que se reduza ao máximo o consumo de energia [6]. Em alguns estabelecimentos, o consumo de energia por equipamentos de refrigeração e congelamento somam a maioria dos gastos com energia elétrica, e a baixa eficiência destes equipamentos pode aumentar o consumo de energia. Portanto, estes sistemas devem ser vistoriados, controlados e, quando necessário, devem ser substituídos por aparelhos mais eficientes [7].

Hoje em dia, a gestão de recursos energéticos é um dos principais desafios que sociedade enfrenta. Um dos caminhos passa pelo aumento da eficiência na utilização das energias e pela redução dos desperdícios. Para isso a aplicação de novas tecnologias, a otimização de equipamentos já existentes, ou mesmo alteração de pequenos hábitos, são tudo estratégias para a redução energética.

No sector alimentar, nomeadamente em espaços comerciais (supermercados ou hipermercados), os consumos de energia podem atingir valores bastante elevados, principalmente para armazenamento/conservação de produtos. O método de conservação mais utilizado recorre ao frio e conseqüentemente apresenta um peso muito significativo a nível energético, tornando-se assim um sector onde o aumento de eficiência pode ser

conseguido com alguma facilidade. Segundo a Adene (Agência para a Energia), a implementação de estratégias de otimização e controlo nos sistemas já existentes pode levar a melhorias energéticas até 30% [8].

Dados da autoridade energética dos E.U.A. ‘*U.S. Energy Information Administration*’ mostram que a refrigeração tem um peso de 57 por cento do consumo de eletricidade de um supermercado, como é possível observar na figura 1, cujos dados foram calculados com base em vários edifícios comerciais dos E.U.A, no ano 2003, demonstrando que o custo anual médio por metro quadrado para os supermercados é de aproximadamente \$5.31 equivalente a 4,46 euros para o consumo de energia elétrica [9].

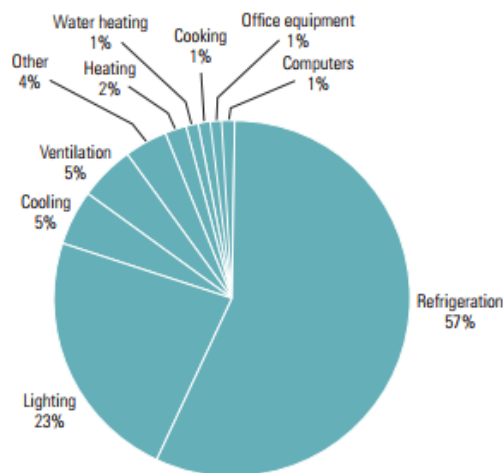


Figura 1 – Distribuição do consumo médio de energia elétrica do supermercado nos EUA [9].

### 2.3. Sistemas de Refrigeração utilizados em Supermercados

Nos supermercados, existem dois níveis principais de temperatura: a média temperatura (MT) para a conservação dos alimentos refrigerados, que varia entre 1°C e 14°C, e a baixa temperatura (BT) para os produtos congelados, que varia entre -12°C e -18°C [10]. Não existe um intervalo normalizado para classificar estes diferentes níveis de temperaturas. Depende do fabricante, que tem em conta a temperatura ambiente e a temperatura interna requerida para conservação do produto.

A temperatura de evaporação para um sistema a média temperatura varia entre -15°C e 5°C, e para um sistema a baixa temperatura o intervalo é de aproximadamente -30°C a -40°C. Entre outros fatores, as variações de temperatura dependem principalmente do sistema de refrigeração aplicado [10].

Os principais sistemas de refrigeração utilizados em supermercados são [10]:

1. Equipamentos autónomos;
2. Sistema individualizado;
3. Sistemas centralizados.

Este tipo de sistemas funciona com base no princípio de compressão de vapor. Num ciclo de refrigeração a vapor, como o apresentado na figura 2, é o fluido frigorigéneo que percorre todo o ciclo.

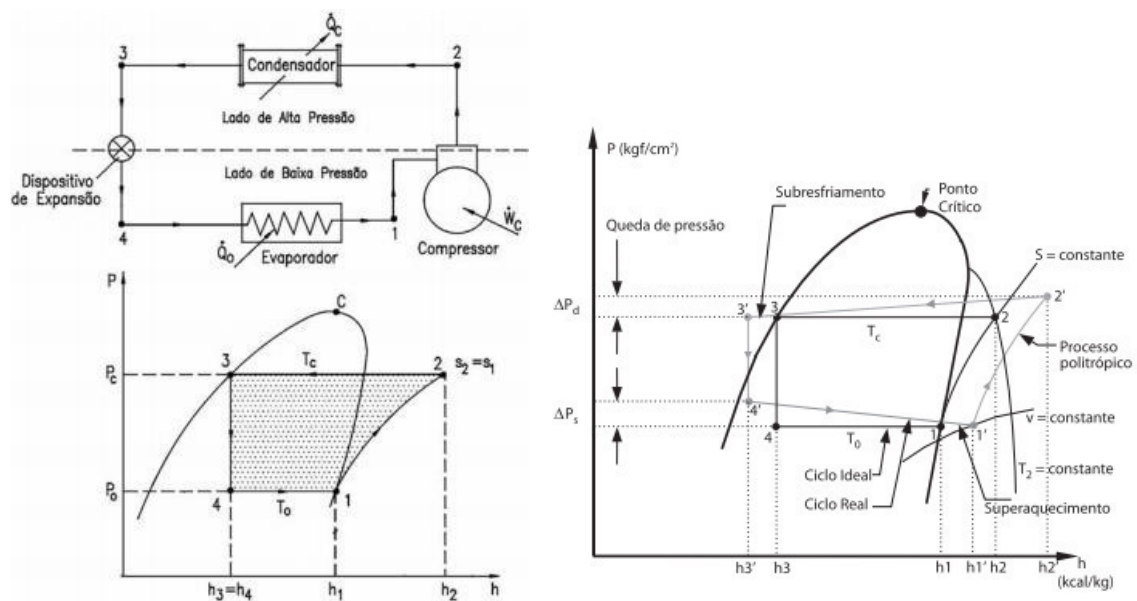


Figura 2 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor à esquerda e diferenças entre o ciclo teórico/ideal e o ciclo real à direita [12].

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respetivos equipamentos são [11]:

- Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a figura 2. O fluido frigorigéneo entra no compressor à pressão do evaporador ( $P_0$ ) e com título igual a 1 ( $x=1$ ). O fluido frigorigéneo é então comprimido até atingir a pressão de condensação ( $P_c$ ). Ao sair do compressor, está sobreaquecido à temperatura  $T_2$ , que é maior que a temperatura de condensação  $T_c$ ;
- Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do fluido frigorigéneo para o meio ambiente, a pressão constante. Neste processo

o fluido frigorigénio é arrefecido da temperatura  $T_2$  até a temperatura de condensação,  $T_c$ . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura  $T_3$ , que é igual à temperatura  $T_c$ ;

- Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação  $P_c$ , e o líquido saturado ( $x = 0$ ), até a pressão de evaporação ( $P_o$ ). O processo é irreversível e, portanto, a entropia do fluido frigorigénio na saída do dispositivo de expansão ( $s_4$ ) será maior que a entropia na sua entrada ( $s_3$ );
- Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante ( $P_o$ ) e conseqüentemente, à temperatura constante ( $T_o$ ), desde o estado de mistura (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ( $x = 1$ ). O calor transferido ao fluido frigorigénio no evaporador não modifica a sua temperatura, somente muda o título.

De uma forma simplificada este é o princípio básico do ciclo de refrigeração a vapor, mas é claro que, na prática, existem uma diversidade de componentes que integram o sistema para garantias de funcionamento e de melhoria de eficiência do próprio sistema [11].

### **2.3.1. Sistemas Individualizados**

O sistema de refrigeração mais tradicional nos supermercados é o sistema de expansão direta (DX). Este tipo de sistemas fornecem o arrefecimento a câmaras de refrigeração ou congelação em que a unidade condensadora pode ser montada à distância, no exterior. Algumas vezes, por motivos de redução de custos iniciais ou impossibilidade técnica a montagem à distância não é possível e por isso, a alternativa é a montagem do grupo condensador no painel de teto. Esta solução é semelhante ao sistema autónomo que utiliza unidades compactas que se traduzem em gamas pré-concebidas com requisitos específicos, perdendo algumas vantagens do sistema individualizado à distância, que permite dimensionar os componentes de cada linha consoante a necessidade térmica [2].

Com a necessidade de reduzir os consumos energéticos, principalmente, em empresas ou indústrias que possuam grandes sistemas de refrigeração com elevados consumos de energia, surge a necessidade de implementação de novas tecnologias que aumentem a sua

eficiência energética e reduzam desta forma os consumos assim como o impacto ambiental. O sistema centralizado em cascata é uma das soluções encontradas.

### 2.3.2. Sistemas Centralizados

Os sistemas centralizados consistem numa unidade central de refrigeração localizada num espaço designado “sala de máquinas”. Existem dois tipos de sistema centralizado: sistema direto e indireto. Num sistema direto, os *racks* de compressores na sala de máquinas são conectados aos evaporadores dos expositores frigoríficos e aos condensadores situados na cobertura do edifício, por tubos longos onde circula o fluido frigorígeno [10]. Um exemplo deste tipo de sistema é apresentado na figura 3. Num sistema indireto, a unidade central de refrigeração arrefece um fluido secundário que circula entre o evaporador na sala de máquinas e os expositores frigoríficos na área de vendas.

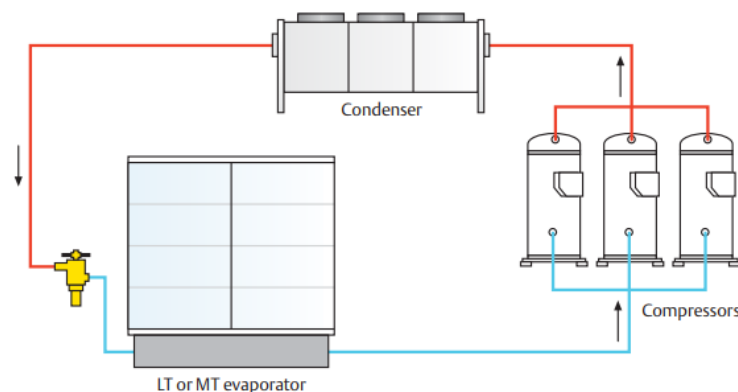


Figura 3 - Sistema centralizado de expansão direta [13].

O aumento da diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador, leva a um aumento da temperatura do fluido frigorígeno, podendo existir problemas de estabilidade química, uma diminuição do rendimento volumétrico do compressor e como consequência disso, uma redução da eficiência frigorífica [10].

O COP (coeficiente de desempenho) pode tomar valores superiores à unidade, sendo tanto maior quanto maior for a temperatura de evaporação e/ou se diminuir a temperatura de condensação [11]. Assim sendo, o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração, apresentado na figura 2, é dado por:

$$COP = \frac{\text{Energia Útil}}{\text{Energia Consumida}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

### 2.3.2.1. Sistema centralizado em cascata

Quando a diferença de temperaturas é elevada, tipicamente superior a 100°C, é aconselhável o uso de ciclos frigoríficos em cascata. Assim, problemas com pressões excessivas na condensação e pressões demasiado baixas na evaporação, ficam resolvidos. São sistemas unicamente destinados a obter baixas temperaturas no evaporador [11].

O sistema em cascata consiste em dois circuitos de refrigeração independentes, conforme apresentado na figura 4. O condensador num sistema em cascata interconecta os dois circuitos atuando como condensador do circuito de alta temperatura e evaporador do circuito de baixa temperatura.

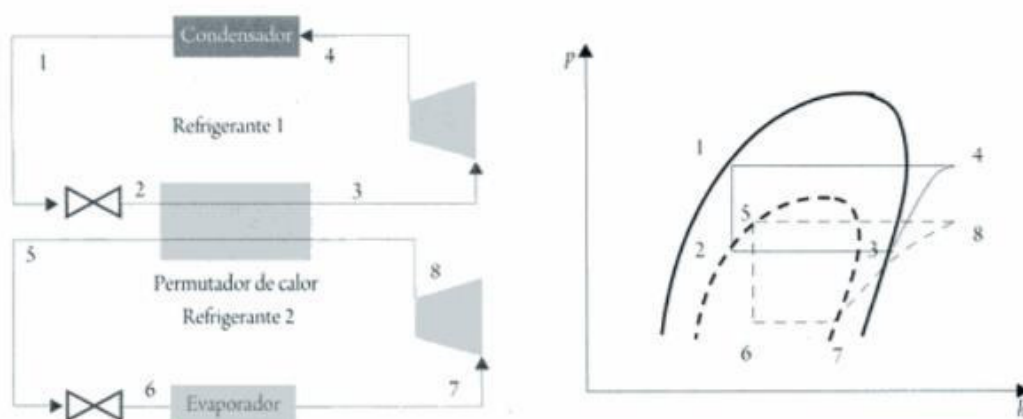


Figura 4 – Diagrama do sistema em cascata e respectivo diagrama p-h [11].

Neste tipo de configuração em cascata é comum o CO<sub>2</sub> ser utilizado como fluido frigorígeno no estágio de baixa pressão, com expansão direta para atender os equipamentos de baixa temperatura (câmaras frigoríficas, expositores ou ilhas de congelados) [14].

O circuito BT possui uma baixa temperatura de condensação, portanto R744 (CO<sub>2</sub>) pode ser aplicado no modo subcrítico sem pressões excessivas. Ciclos subcríticos são aqueles

que não superam a pressão correspondente ao ponto crítico (73,6 bar/ 31,1°C) para realizar o circuito frigorífico [14]. Já nos equipamentos de média temperatura (MT) algumas instalações utilizam o R134a que circula nos expositores e câmaras de produtos refrigerados, como apresentado na figura 5.

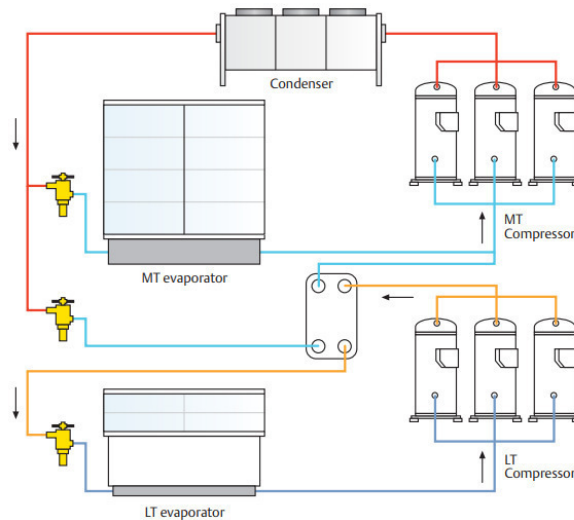


Figura 5 - Sistema direto de refrigeração em cascata [13].

A eficiência frigorífica do ciclo base utilizado para o sistema em cascata, apresentado na figura 4, é dado por [15]:

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{CO_2}(h_8 - h_7) + \dot{m}_{R134a}(h_4 - h_3)} \quad (2)$$

Sendo  $\dot{m}_{CO_2}$  o caudal mássico do fluido frigorígeno  $CO_2$  em kg/s,  $\dot{m}_{R134a}$  o caudal mássico do fluido R134a em kg/s,  $h_4$  a entalpia de entrada do evaporador do ciclo com  $CO_2$  em kJ/kg,  $h_1$  a entalpia de saída do mesmo evaporador em kJ/kg,  $h_2$  a entalpia de saída do compressor do ciclo de baixa temperatura em kJ/kg,  $h_6$  a entalpia de saída do compressor de alta temperatura em kJ/kg,  $h_5$  a entalpia de entrada do mesmo compressor em kJ/kg [15].

Em algumas instalações, maioritariamente instalações industriais, utiliza-se o  $CO_2$  ou propileno glicol como fluidos de transferência de calor (fluidos secundários), num circuito bombeado que circula nos expositores e câmaras de produtos refrigerados. No estágio de alta pressão pode ser utilizado o R134a ou o R717 com carga reduzida, atuando

somente no arrefecimento do condensador de CO<sub>2</sub>, na figura 6 tem-se um diagrama exemplificativo deste tipo de sistemas, designados de sistemas indiretos [9].

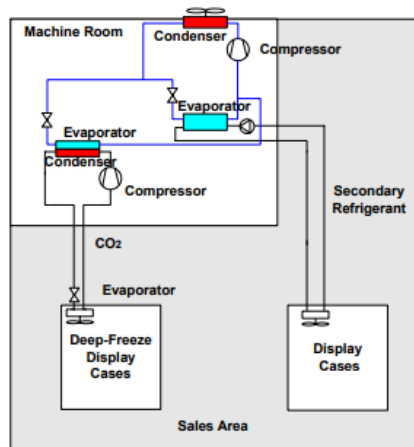


Figura 6 - Sistema indireto de refrigeração em cascata com CO<sub>2</sub> no estágio de baixa temperatura [9].

## 2.4. Equipamentos expositores utilizados em supermercados

Os equipamentos expositores dividem-se em três tipos principais, segundo o seu aspeto:

- Expositores verticais (murais), cuja característica principal é apresentar uma ampla área de exposição em modo *self-service* de produtos lácteos, talho e charcutaria, frutas e legumes, produtos congelados ou até mesmo, possuem características multifuncionais [16].



Figura 7 - Exemplo de expositor vertical [16].

Os expositores frigoríficos verticais abertos baseiam-se nas cortinas de ar para impedir que o ar ambiente a uma temperatura superior penetre no ambiente de temperatura mais reduzida, no interior do expositor. As cortinas de ar possuem um papel decisivo na interação térmica do balcão frigorífico com o ar na sua envolvente.

- Expositores horizontais (ilhas), esteticamente indicados para aproveitar os espaços livres destinados à exposição e conservação em frio de produtos frescos e produtos congelados. Possuem cortinas de ar, no entanto, possuem o princípio físico da gravidade dada a sua posição horizontal, que joga a favor da redução da carga total de arrefecimento [16].



Figura 8 - Exemplo de expositor horizontal com cortina de ar [16].

O ar refrigerado no interior do equipamento é mais denso que o ar ambiente exterior, pelo que a cortina de ar assenta sobre os produtos alimentares e mantêm-nos à devida temperatura de conservação [16].

O efeito da gravidade permite o uso de velocidades mais reduzidas e a espessura da cortina de ar é inferior, o que na realidade se traduz numa redução do consumo energético do equipamento face aos expositores verticais [16].

- Vitrines, indicadas para a exposição e conservação de produtos de pastelaria e bar, talho e charcutaria, peixaria, entre outros [16].

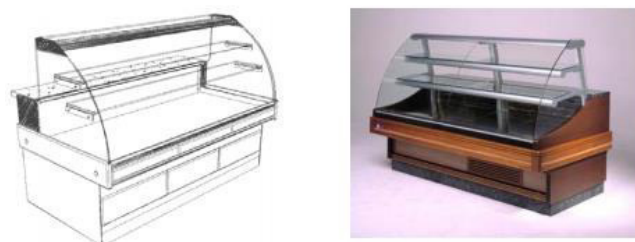


Figura 9 - Exemplo de expositor (vitrine) [16].

Este tipo de expositor geralmente é fechado e apresenta uma ampla área de visibilidade dos produtos que armazena.



# Capítulo 3

## 3. Fluidos Frigoríficos

### 3.1. Problemática associada

Com instalações relativamente simples e a possibilidade de se usar compressores herméticos e semi-herméticos, além de pequenas exigências quanto à segurança, os fluidos frigoríficos sintéticos (os CFC e os HCFC) têm ocupado uma posição de liderança nas últimas décadas em aplicações de refrigeração comercial para supermercados [17].

Entretanto, com o aumento das discussões referentes ao meio ambiente sobre a redução da Camada de Ozônio e o aumento do efeito estufa, o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e o amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) passam a ocupar uma posição de destaque [17].

Os fenômenos com impacto no meio ambiente, que correspondem aos modelos mais atuais no estudo da Climatologia são [1]:

- O aquecimento global médio da superfície terrestre;
- O aumento global de precipitação média anual;
- O arrefecimento estratosférico;
- A redução das reservas de gelo das calotas polares;
- O aquecimento superficial no inverno polar;
- Períodos de seca mais longos e persistentes;
- O aumento da intensidade e quantidade de precipitação;
- A elevação do nível médio dos oceanos e inundação de zonas costeiras.

Existem três medidas de minimização destes fenômenos, descritos anteriormente, que são diretamente aplicáveis aos fluidos frigoríficos [1]:

- A eliminação definitiva dos HCFC, em 2015, na Europa (2020, a nível mundial);

- A redução da emissão de gases com efeito de estufa, onde se incluem os HFC;
- Concertação e uniformização do mercado internacional, no sentido do cumprimento de normas e regulamentos aplicáveis ao manuseamento, utilização e transporte dos fluidos frigoríficos.

### 3.1.1. Calendarização sobre o Uso de Frigoríficos

À medida que o conhecimento e a tecnologia evoluíram, a utilização de fluidos frigoríficos sofreu uma mudança. Na tabela seguinte, são apresentadas datas importantes na história da refrigeração.

Tabela 1 - Cronologia de acontecimentos sobre o uso de fluidos frigoríficos. [1]

Tempo	Ano	Acontecimento
Futuro	???	Generalização dos fluidos naturais.
		Descoberta de "novos" fluidos frigoríficos.
	2020	Metas da Diretiva NZEB (20-20-20). Segunda etapa de redução dos HFC.
	2016	Primeira etapa de redução dos HFC de acordo com o Regulamento F-gas.
Atual	2015	Eliminação total dos HCFC regenerados (R22).
Passado	2014	Publicação do Regulamento (EU) n.º 517/2014, que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006 – F-gas. Etapas para redução dos HFC e outros GEE até 2030.
	2012	Início da certificação de técnicos TIM. Aplicação do HFO em AC automóvel.
	2011	Início da certificação dos técnicos no manuseamento de gases com efeito de estufa, TMGF.
	2010	Proibição total de utilização dos HCFC (R22). Apresentação do HFO como possível substituto do HFC (R134a).
	2008	Publicação do Regulamento Europeu (CE) n.º 303/2008 relativo à certificação mútua de empresas e pessoal que operam em equipamentos fixos de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor, que contêm determinados gases fluorados com efeito de estufa.
	2006	Publicação do Regulamento Europeu (CE) n.º 842/2006 relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa – Regulamento F-gas.
	2004	Limite do fabrico de bombas de calor com HCFC (R22).
	2000	Publicação do Regulamento Europeu (CE) n.º 2000/37 que estabelece as datas-limite relativas ao uso de HCFC (R22).
	1997	Protocolo de Quioto – plano para a redução das emissões dos gases de efeito de estufa (GEE).
	1995	Proibição de utilização dos CFC (R12).
	1992	Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima – Rio de Janeiro.
	1987	Protocolo de Montreal, sobre as substâncias que empobrecem a camada de ozono.
	1974	Teoria da destruição da camada de ozono (Molina/Rowland).
	1950	Aparecimento e utilização dos HCFC.
	1930-1940	Aparecimento e utilização dos vários CFC (R11, R12, R113 e R114).
	1880-1920	Aparecimento e utilização do amoníaco, propano e dióxido de carbono.
1834	Aparecimento do primeiro protótipo de sistema de refrigeração a funcionar com éter etílico. Não teve sucesso comercial.	

### 3.1.2. Protocolos de Montreal e Quioto

A necessidade de adoção de medidas de proteção do meio ambiente é um consenso universal e crescente. Dentro das ameaças à estabilidade do nosso planeta, destacam-se duas: a destruição da camada de ozônio e o aquecimento global, que motivaram acordos internacionais para controlar e estabilizar estes fenômenos em curso.

O Protocolo de Montreal (1987) foi o acontecimento mais significativo na história dos fluidos frigorigêneos. Nele foi aprovado a calendarização para a redução e eliminação dos CFC e HFC, uma vez que tinha sido cientificamente provado que aquelas substâncias empobreciam a camada de ozono [2].

Os regulamentos do Protocolo de Montreal sobre as Substâncias Destruídas da Camada de Ozono levaram à eliminação do consumo de Clorofluorcarbonos (CFCs) como fluidos frigorigênicos nos países industrializados. Além disso, os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) são apenas uma solução interina, com eliminação total em 2040 [17].

Outra preocupação ambiental relativa a esses fluidos frigorigênicos é o seu acentuado Potencial de Aquecimento Global (GWP), conhecido como “Efeito Estufa”, e isto também se aplica aos substitutos dos CFCs e HCFCs, os chamados hidrofluorcarbonos (HFCs). Por essa razão, são incluídos na lista das substâncias alvejadas pelo Protocolo de Quioto [17].

O Protocolo de Quioto é consequência de uma série de eventos iniciada com a *Toronto Conference on the Changing Atmosphere*, no Canadá (outubro de 1987), seguida pelo *First Assessment Report em Sundsvall* (IPCC's), Suécia (agosto de 1990) e que culminou com a Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança Climática (CQNUMC, ou UNFCCC em inglês) na ECO-92 no Rio de Janeiro, Brasil (Junho de 1992).

O Protocolo de Quioto pretende que os países industrializados reduzam as suas emissões dos Gases de Efeito de Estufa (GEE). Este plano pretende estimular os países em diversos aspectos económicos e promove ações básicas para a diminuição da emissão de gases como o uso de fontes de energia renovável, a reformulação no setor de transporte, a proteção das florestas e outros sumidouros de carbono, e a diminuição do uso do gás metano [3].

Tal situação levou ao aumento da utilização de “antigos refrigerantes”, os fluidos naturais, entre eles o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), amônia (NH<sub>3</sub>) e hidrocarbonetos (R600a, R290, R1270, etc.). Ultimamente foram desenvolvidas novas tecnologias e aplicações nos vários setores da refrigeração para tornar viável o uso desses fluidos frigorigênicos [17]. No capítulo 4 irá ser abordado mais aprofundadamente a temática dos fluidos naturais.

### 3.2. Classificação

Quanto à natureza, de acordo com a NP EN 378-1, pode classificar-se os fluidos como sendo naturais ou artificiais e também conhecidos como gases fluorados, em que as siglas significam o seguinte [18]:

- CFC: clorofluorcarbonetos que contêm cloro, flúor e carbono;
- HCFC: halocarbonetos que contêm hidrogéneo, cloro, flúor e carbono;
- HFC: halocarbonetos que contêm hidrogéneo, flúor e carbono;
- PFC: halocarbonetos totalmente fluorados que contêm flúor e carbono;
- HC: hidrocarbonetos que contêm apenas hidrogéneo e carbono.

De acordo com o regulamento (UE) n.º 517/2014, de 16 de abril de 2014, entende-se por gases fluorados com efeito de estufa, os hidrofluorcarbonetos, os perfluorcarbonetos, o hexafluoreto de enxofre e outros gases com efeito de estufa que contenham flúor, ou misturas que contenham qualquer dessas substâncias [19].

Quanto à segurança os fluidos frigorigênicos, segundo a classificação e segurança pela norma ASHRAE 34-2010, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, classificam-se de acordo com o apresentado na tabela 2 [20]:

- A significa a menos toxicidade e B a maior toxicidade;
- 1 significa que não existe propagação da chama; 2 baixa inflamabilidade e 3 inflamabilidade elevada.

Tabela 2 - Grupos de segurança para Fluidos Frigoríficos. [20]

<b>Grupos de segurança para Fluidos Frigoríficos</b>		
	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Alta inflamabilidade	A3	B3
Baixa inflamabilidade	A2	B2
Sem propagação de Chama	A2L <sup>(a)</sup>	B2L <sup>(a)</sup>
<sup>(a)</sup> A2L e B2L são aplicados a fluidos que possuem baixa inflamabilidade com velocidade de chama $\leq 10$ m/s		

Quanto à composição, os fluidos frigoríficos podem ser [2]:

- Substâncias puras: possuem um componente único e, portanto, quando entram em ebulição existe uma temperatura única para cada pressão;
- Misturas zeotrópicas: são misturas compostas por várias substâncias puras. O processo de mudança de fase não ocorre em temperatura e pressão constantes. Estas misturas comportam-se como uma mistura binária, em que a concentração da fase de vapor é distinta da fase líquida quando ambas se encontram em equilíbrio, a uma determinada pressão e temperatura;
- Misturas azeotrópicas: são misturas compostas por várias substâncias puras. Nas fases líquida e de vapor têm composições sempre diferentes, ou seja, numa mistura de duas substâncias puras estas não podem ser separadas por destilação. Assim, a mistura evapora e condensa como uma substância simples, mas com propriedades diferentes das de cada uma da sua composição.

Quanto ao circuito em que circulam, os fluidos frigoríficos podem ser classificados como [2]:

- Fluidos primários: apresentam mudança de fase durante a troca térmica e utilizam-se em circuitos de expansão direta. Exemplo: NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>, R134a e R404A;

- Fluidos secundários: não apresentam mudança de fase durante a troca térmica e utilizam-se em circuitos indiretos. Exemplos: água glicolada (água e glicol) e salmoura (água e sal dissolvido).

### 3.3. Critérios de seleção de Fluidos Frigoríficos

Não há um fluido frigorífico que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, para considerá-lo bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica, nem sempre é recomendado para ser utilizado noutra. O fluido ideal é aquele que reúne o maior número de boas qualidades possível, relativamente a um determinado fim.

O processo de seleção do fluido frigorífico para um ciclo de compressão de vapor é complexo, envolvendo a investigação de um grande número de parâmetros, incluindo [2]:

- Propriedades termodinâmicas e de transporte;
- Faixas de temperatura;
- Relações de pressão e temperatura;
- Requisitos para o processo de compressão;
- Compatibilidade com materiais e óleo;
- Aspectos de saúde, segurança e inflamabilidade;
- Parâmetros ambientais como o Potencial de Destruição da Camada do Ozono/ *Ozone Depletion Potential* (ODP) e Potencial de Aquecimento Global/ *Global Warming Potential* (PAG/GWP);
- Situação atual mundial e tendências;
- Preço da carga do fluido frigorífico;
- TEWI.

### 3.4. Programa Nacional para as Alterações Climáticas 2020/2030 (PNAC 2020/2030)

O PNAC identifica objetivos de política climática, estabelece linhas de orientação para políticas e medidas setoriais com base no potencial custo-eficaz de redução de emissões

e define metas sectoriais que consubstanciam os objetivos de redução de emissões nacionais decorrentes do Compromisso para o Crescimento Verde (CCV) e previstas no Quadro Estratégico para a Política Climática (QEPiC) [22].

O PNAC 2020/2030 tem como objetivos [22]:

- ✓ Promover a transição para uma economia de baixo carbono, gerando mais riqueza e emprego;
- ✓ Assegurar uma trajetória sustentável de redução das emissões de GEE de forma a alcançar uma meta de -18% a -23% em 2020 e de -30% a -40% em 2030, em relação a 2005, garantindo o cumprimento dos compromissos nacionais de mitigação e colocando Portugal em linha com os objetivos europeus e com o Acordo de Paris;
- ✓ Promover a integração dos objetivos de mitigação nas políticas setoriais (*mainstreaming*).

Como ilustrado na figura 10, os gases fluorados surgiram nos anos 90 em Portugal e, passado cerca de vinte e cinco anos, os seus consumos representam 4% das emissões totais dos GEE no país.

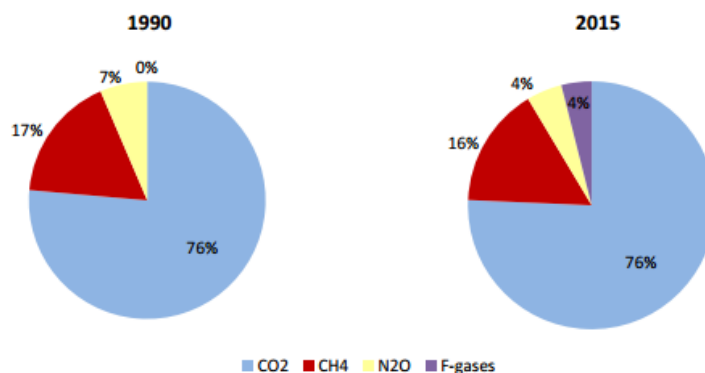


Figura 10 - Percentagem das emissões dos gases referidos no Protocolo de Quioto nos anos de 1990 e 2015 [21].

O gás com maior representatividade é o CO<sub>2</sub> com cerca de 76% do total das emissões nacionais, situação que está relacionada com a importância do setor energia e a predominância do uso de combustíveis fósseis.

O inventário de emissões de GEE contabiliza todas as emissões e sequestros de origem humana e contemplam o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), óxido nitroso (N<sub>2</sub>O), hidrofluorcarbonetos (HFC's), perfluorcarbonetos (PFC's), hexafluoreto de enxofre (SF<sub>6</sub>) e trifluoreto de azoto (NF<sub>3</sub>). Também são incluídos os GEE indiretos como o monóxido de carbono (CO), dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>), óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) e compostos orgânicos voláteis não metânicos (COVNM's) [21].

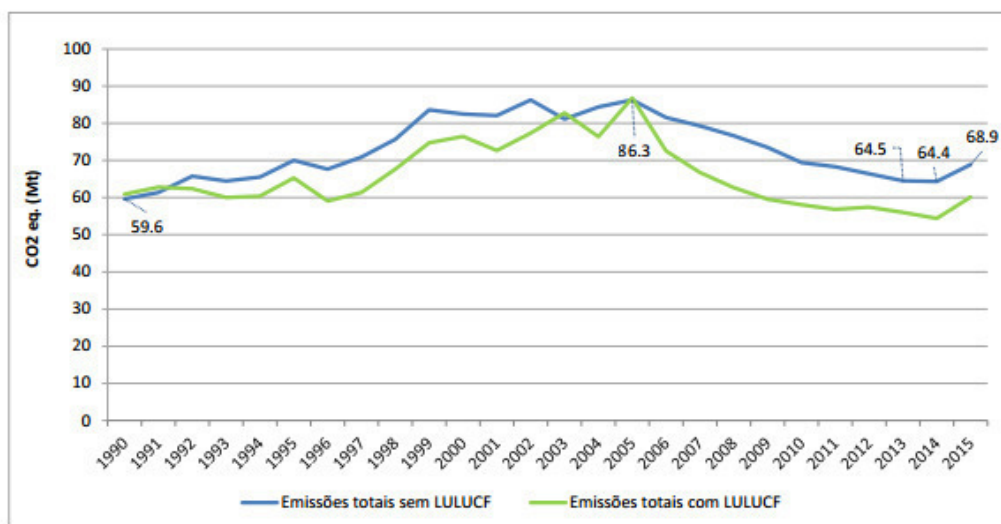


Figura 11 – Evolução das emissões nacionais de Gases de Efeito de Estufa (GEE) com e sem LULUCF [21].

De acordo com a mais recente atualização do Inventário Nacional de Emissões de 2017 (relativo ao ano 2015), as emissões de GEE, sem contabilização das emissões de alteração do uso do solo e florestas (LULUCF), são estimadas em cerca de 68,9 Mt CO<sub>2</sub>eq., representando um aumento de 15,7% face a 1990 e um crescimento de 7,1% relativamente a 2014 [21].

### 3.4.1. Os Gases Fluorados mais utilizados em Portugal

O desenvolvimento de novos estudos que visam um melhor desempenho de fluidos frigoríficos para os equipamentos de refrigeração e de ar condicionado fez com que, na última década, diversos novos fluidos fossem utilizados.

Através da tabela 3 é possível constatar que os gases fluorados R134a e o R404A, são os mais utilizados em Portugal.

Tabela 3 – Consumo, em percentagem, de HFCs instalados em equipamentos em Portugal desde 1995 até 2015 [21].

% of Fluid	Unit	1995	2000	2005	2010	2011	2012	2013	2014	2015
CFC-12	%	33.6	2.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
HCFC-22	%	66.4	42.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
R-404A	%	0.0	6.5	15.2	28.7	31.4	34.2	36.9	39.6	39.6
HFC-134A	%	0.0	48.2	84.8	57.8	52.4	47.0	41.6	36.2	36.2
R-407C	%	0.0	0.0	0.0	4.4	5.3	6.1	7.0	7.9	7.9
R-410A	%	0.0	0.0	0.0	3.5	4.2	4.9	5.5	6.2	6.2
R-422D	%	0.0	0.0	0.0	2.2	2.6	3.0	3.5	3.9	3.9
R-417A	%	0.0	0.0	0.0	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.5
R-422A	%	0.0	0.0	0.0	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	1.9
R-507A	%	0.0	0.0	0.0	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	1.8

Deste modo, ir-se-á a seguir referir algumas características desses dois gases fluorados para posteriormente serem apresentadas soluções alternativas ao seu uso, de forma a evitar os seus efeitos prejudiciais no planeta.

- R134a

O R134a é um HFC apropriado para ciclos com temperaturas de evaporação médias/altas de -12°C a +12°C [17].

No regulamento (UE) n.º 517/2014, anexo I, secção 1: hidrofluorcarbonetos (HFC), encontra-se a tabela 4, com algumas características do fluido frigorígeno 134a. Os valores do PAG, são dados com base no Quarto Relatório de Avaliação do Painel Intergovernamental sobre as Alterações Climáticas, salvo indicação em contrário.

Tabela 4 – Características do gás fluorado R134a [19],

Substância			PAG
Designação industrial	Denominação química (Denominação comum)	Fórmula química	
HFC-134 <sup>a</sup>	1,1,2,2-tetrafluoroetano	CHF <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1430

Os óleos sintéticos são os mais adequados em sistemas a R134a, no entanto este fluido absorve mais água que o R12, o que torna necessário a utilização de filtro secador no sistema.

A *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineering* (ASHRAE) estabelece a nomenclatura dos fluidos frigorigênicos e, para o caso do R134a, a letra “a” significa que a sua composição molecular é assimétrica, ou seja, as ligações químicas dos carbonos não são iguais.

- R404A

O sistema a R404A, não acarreta grandes cuidados de manutenção e, sendo um sistema menos complexo comparativamente aos sistemas com R134a, apresenta um menor investimento inicial.

O R404A trata-se de uma mistura de três tipos de HFCs, nomeadamente: 55% de R143a, 44% de R125 e 4% de R134a. As misturas de fluidos frigorigênicos são designadas por *blends*. A norma ASHRAE estabelece que todos os *blends* tenham a sua denominação começada por “R4”, como é o caso do R404A. A letra “A” em maiúsculo dá a informação da proporção que cada constituinte tem, pois caso ocorra uma eventual alteração das proporções dos seus constituintes o fluido terá uma correção com a letra seguinte, como se de um fluido novo se tratasse (ex: R410A e R410B) [23].

Este fluido é uma mistura não azeotrópica, o que implica que as pressões parciais de cada constituinte são diferentes e, por isso, o primeiro tipo de HFC que irá sair do sistema numa eventual fuga é o que possuir maior pressão. É importante o conhecimento das proporções da mistura, uma vez que a deteção da sua alteração indica que o sistema sofreu uma fuga e, conseqüentemente alterações das propriedades térmicas do R404A. Se essa fuga for de grande dimensão será necessário substituir o fluido na totalidade, porque a reposição de um dos componentes da mistura não restituirá as concentrações originais do fluido [23].

O R404A no estado gasoso é mais denso que o ar, pelo que pode se acumular em espaços confinados na instalação, especialmente quando estes são localizados ao nível ou abaixo do solo. Em termos ambientais, apresenta um ODP igual a zero o que significa que não contribui para o aumento do buraco de ozono, mas o seu GWP ronda os 3900 que, apesar

de aceitável quando comparado com um CFC, é um valor elevado e, por isso, contribui para o efeito de estufa [23].

Segundo as diretrizes do *Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating* (AIRAH) (2012), o valor de GWP do R404A é de 3922 [24].

### 3.5. Parâmetros Climáticos e o Efeito de Estufa

Como já foi referido anteriormente, os problemas ambientais face ao uso de fluidos frigorigéneos são uma preocupação constante. Assim, foi necessário definir parâmetros que caracterizam os fluidos frigorigéneos, alguns já foram mencionados anteriormente, no entanto neste subcapítulo pretende-se entender sua determinação.

- *ODP – Ozone Depletion Potential*

O Potencial de Destruição do Ozônio (PDO), é um índice baseado na referência do fluido frigorigéneo R11 (100%), por exemplo, o R22 possui um PDO = 0.05, ou seja, tem um potencial de destruição do ozônio de 5% comparado ao R11.

Apenas os CFC e HCFC possuíam OPD com valor positivo, porque possuíam cloro (Cl), daí a necessidade de eliminação e substituição por HFC. No entanto, o problema do aquecimento global do planeta permanece [2].

- *GWP – Global Warming Potential*

O Potencial de Aquecimento Global (PAG), é um índice que compara o efeito do aquecimento produzido pelos gases na atmosfera ao longo do tempo (normalmente 100 anos), em relação a quantidades semelhantes de CO<sub>2</sub> (em peso) [19].

Segundo o regulamento (UE) n.º 517/2014, uma tonelada de CO<sub>2</sub> equivalente corresponde a um crédito de carbono. O CO<sub>2</sub> equivalente é o resultado da multiplicação das toneladas emitidas do GEE pelo seu potencial de aquecimento global. O potencial de aquecimento global do CO<sub>2</sub> foi estipulado como índice 1 [19].

$$CO_{2eq} = T_{emitida} \times GWP \quad (3)$$

O potencial de aquecimento global do gás metano é 21 vezes superior ao potencial do CO<sub>2</sub>, pelo que o CO<sub>2</sub> equivalente do metano é igual a 21. Deste modo, uma tonelada de metano reduzida corresponde a 21 créditos de carbono [25]. O potencial dos GEE em relação ao CO<sub>2</sub> pode ser determinado através das seguintes relações:

Tabela 5 - Características dos gases frigorigêneos mencionados no Protocolo de Quioto [19 e 25].

GEE	Ton	CO <sub>2E</sub>	Potencial de Aquecimento Global - GWP	RCE
CO <sub>2</sub> -Dióxido de Carbono	1	1	1	1
CH <sub>4</sub> - Metano	1	21	21	21
N <sub>2</sub> O – Óxido nitroso	1	310	310	310
<b>Gases Fluorados</b>				
HFCs – Hidrofluorcarbonetos	1	97 ~ 12 000	97 ~ 12 000	97 ~ 12 000
PFCs – Perfluorcarbonetos	1	5700 ~ 11 900	5700 ~11 900	5700 ~11 900
SF <sub>6</sub> – Hexafluoreto de enxofre	1	22 200	22 200	22 200

Segundo o regulamento (UE) n.º 517/2014, o PAG de uma mistura é calculado como uma média ponderada, resultante da soma das frações de massa das substâncias individuais multiplicadas pelo seu PAG, salvo indicação em contrário, incluindo as substâncias que não são gases fluorados com efeito de estufa [19].

$$PAG(Mistura) = \sum(SubstânciaX \% \times PAG) + (SubstânciaY \% \times PAG) + \dots \quad (4)$$

$$+ (SubstânciaN \% \times PAG)$$

Em que,

% é a percentagem ponderal com tolerância de ± 1%.

Por exemplo, aplicando a equação (4) a uma mistura de gases constituída por 60% de éter dimetílico, 10% de HFC-152a e 30% de isobutano, tem-se [19]:

$$\sum(60\% \times 1) + (10\% \times 124) + (30\% \times 3) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow PAG_{total} = 13,9$$

No cálculo do PAG de misturas que contenham substâncias não fluoradas, utilizam-se os PAG indicados no anexo IV do Regulamento (UE) n.º 517/2014. Em relação às outras substâncias não constantes deste anexo aplica-se, por defeito, um valor de 0.

Os valores de GWP considerados pelo IPCC *Second Assessment Report* (1996), foram substituídos pelos valores através do IPCC *Fourth Assessment Report* (2007), por imposição por parte da *United Nations Framework Convention on Climate Change* (UNFCCC). Estes valores são apresentados na tabela seguinte:

Tabela 6 - Valores de GWP para um horizonte de 100 anos [24].

GWP values for selected refrigerants		
	AR2 1996	AR4 2007
CO <sub>2</sub>	1	1
HFC-32	650	675
HFC-134a	1,300	1,430
HFC-407A	1,770	2,107
HFC-407C	1,526	1,774
HFC-404A	3,260	3,922
HFC-410A	1,725	2,088
HFC-507	3,300	3,985
HFC-422D	2,232	2,729
HFC-427A	1,828	2,138

- TEWI – *Total Equivalent Warming Impact*

Alguns dos fatores de maior relevância na seleção de fluidos de trabalho é o comportamento no ciclo termodinâmico e também qual é o impacto desse fluido no meio ambiente. Em relação ao impacto no meio ambiente, surge o parâmetro TEWI.

De acordo com a NP EN 378, o TEWI é outra forma de avaliar o aquecimento global, combinando a contribuição direta das emissões do fluido frigorigéneo para a atmosfera com a contribuição indireta das emissões de dióxido de carbono e de outros gases resultantes da energia necessária para fazer funcionar o sistema de refrigeração, ao longo do seu ciclo de vida útil [18].

A proposta da norma NP EN 378 para determinação do TEWI, é dada pela equação (5) [18]:

$$TEWI = GWP \times L \times n + [GWP \times m \times (1 - \alpha_{recup.})] + n \times E_{anual} \times \beta \quad (5)$$

Onde:

$GWP \times L \times n$ , é o impacto das perdas por fugas de fluido frigorigéneo;

$GWP \times m \times (1 - \alpha_{recup.})$ , é o impacto causado por perdas da recuperação;

$n \times E_{anual} \times \beta$ , é o impacto do consumo de energia.

Em que:

TEWI, é o impacto do aquecimento equivalente total [kg (CO<sub>2</sub>)];

GWP, é o potencial de aquecimento global – relativo ao CO<sub>2</sub>;

$L$ , é a massa anual de fugas de fluido [kg/ano];

$n$ , é o número de anos de funcionamento do sistema;

$m$ , é a carga de fluido frigorigéneo do sistema (kg);

$\alpha_{recup.}$ , é o fator de recuperação/reciclagem (de 0 a 1);

$E_{anual}$ , é o consumo de energia [kWh/ano];

$\beta$ , é a emissão de CO<sub>2</sub> [kg/kWh].

Para determinação do GWP, deve consultar-se a NP EN 378-1. Quando o isolamento ou outros componentes do sistema de arrefecimento/aquecimento puderem vir a emitir gases com efeito de estufa, o valor de tais gases para o GWP deverá ser adicionado, sendo obtido pela equação (6) [18]:

$$GWP_i \times m_i + (1 - \alpha_i) \quad (6)$$

Em que:

$GWP_i$ , é o potencial de aquecimento global pelo isolamento – relativo ao CO<sub>2</sub>;

$m_i$ , é a carga de gás no sistema de isolamento (kg);

$\alpha_i$ , é a taxa de gás recuperado a partir do isolamento no final do ciclo de vida (de 0 a 1).

### 3.6. Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL)

O MDL possibilita que os países industrializados contribuam para a redução das emissões globais de gases do efeito estufa, sem necessariamente reduzi-las no seu território. Isto é possível através do financiamento de atividades redutoras de emissão de GEE em empresas e indústrias de outros países. Desta forma, o país que financiou a redução de emissões noutros países, pode contabilizá-las como se fossem reduções do seu próprio território, alcançando assim as suas metas estabelecidas no referido Protocolo de Quioto. Este investimento por parte dos países industrializados dá-se por meio de compra de Créditos de Carbono ou Redução Certificada de Emissões (RCE). Os créditos de carbono são negociados no mercado, especialmente em bolsas de valores. Por definição, um crédito de carbono está associado a uma redução de uma tonelada na emissão de carbono na atmosfera [21].

$$1T_{CO_2} = 1RCE \quad (7)$$

Acordos internacionais, como o Protocolo de Quioto, determinam a cota máxima de GEE que os países desenvolvidos podem emitir. Por sua vez, os países criam leis que restringem as emissões de GEE. Assim, aqueles países ou indústrias que não conseguem atingir as metas de reduções de emissões, tornam-se compradores de créditos de carbono. Por outro lado, as indústrias que conseguiram diminuir as suas emissões abaixo das cotas determinadas, podem vender, a preços de mercado, o excedente de "redução de emissão" ou "permissão de emissão" no mercado nacional ou internacional.

### 3.7. Regulamento F-gas

A boa prática da manutenção dos equipamentos de refrigeração é uma atitude que traz reflexos na eficiência energética e no desempenho dos equipamentos e instalações de refrigeração. Com a ocorrência de fugas de fluido frigorigéneo ocorrem sensíveis aumentos no consumo de energia elétrica, implicando em constantes reposições, que prejudicam as empresas no aspeto técnico, econômico e financeiro para além do meio ambiente quando se tratam de GEE.

Em Maio de 2006 foi publicado o Regulamento Europeu (CE) n.º 842, conhecido como Regulamento F-gas relativo ao uso de gases fluorados com efeito de estufa, que introduziu um conjunto de restrições, alterações e procedimentos no setor de Aquecimento, Ventilação, Ar-condicionado e Refrigeração (AVAC&R) [19].

Com base nos dados científicos e disponíveis para limitar a 2°C o aumento da temperatura por via das alterações climáticas a nível mundial e evitar efeitos indesejáveis no clima, os países desenvolvidos terão de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa entre 80% e 95 %, até 2050, em comparação com os níveis de 1990. Para responder a esta necessidade, nasce em Abril de 2014, o Regulamento (EU) n.º 517, uma nova versão que revoga a anterior, onde foram implementadas maiores restrições quanto à utilização destes gases embora os procedimentos e métodos de contenção e confinamento não tenham sofrido alterações [19]. Nele encontram-se quantificadas, valoradas e calendarizadas as metas de redução dos gases fluorados, com efeito de estufa até 2030 e que perfazem 21% relativas ao consumo médio verificado entre 2009 e 2012 e tomando como base de partida (100%) o ano de 2015, como ilustra a figura 12.

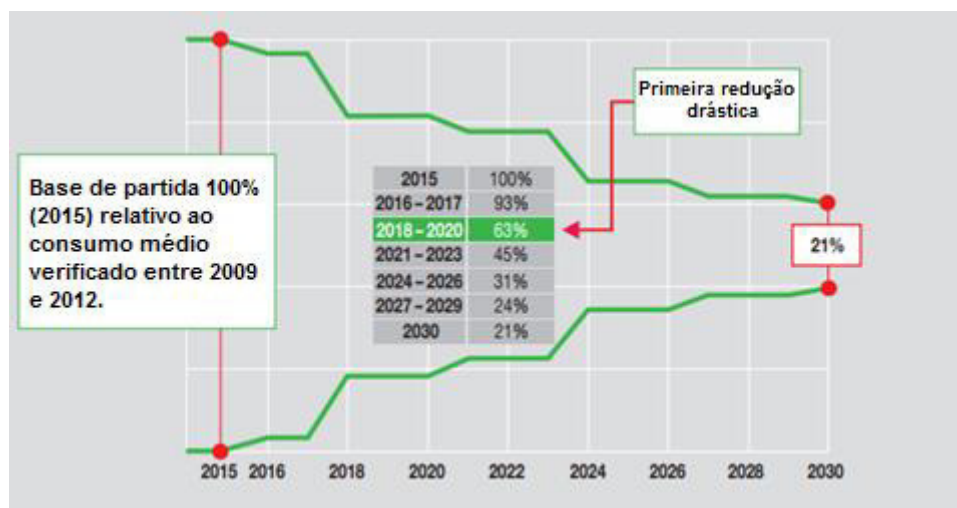


Figura 12 - Metas do Regulamento F-Gas [26].

Ao analisar a calendarização proposta pelo Regulamento F-gas, constata-se que no final de 2017 se poderá efetuar um primeiro balanço, mas a primeira redução drástica irá verificar-se no final de 2020.

A criação de programas de formação e certificação de técnicos e empresas, levou a que estes tenham uma maior capacidade técnica e organizativa para poderem aconselhar, de forma adequada, os proprietários de edifícios e gestores de ativos físicos, das suas responsabilidades enquanto detentores de edifícios que contenham equipamentos e sistemas com Gases Fluorados com Efeito de Estufa (GFEE), para que estes possam decidir qual a melhor estratégia de gestão da manutenção a adotar, conformando-se, assim, com os regulamentos europeus e as leis nacionais [27].

### 3.7.1. Contenção e Confinamento dos Fluídos Frigoríficos

O novo Regulamento (EU) n.º 517/2014 cria o novo art. 4º (Verificação para deteção de fugas) que, fruto da experiência dos reguladores e da evolução da investigação sobre os GFEE, define novos valores e fórmulas de cálculo para a periodicidade das mesmas, que podem-se considerar na manutenção preventiva sistemática e condicionada [19].

Para os equipamentos que contenham GFEE, a periodicidade das inspeções passa a depender de uma fórmula de cálculo que se baseia na quantidade de toneladas equivalente de CO<sub>2</sub> por cada circuito frigorífico, conforme tabela 7.

Tabela 7 - Inspeções periódicas de deteção de fugas de GFEE [19].

Até 5 Ton equiv. CO <sub>2</sub>	Periodicidade não obrigatória
>5 até 50 Ton equiv.	12 em 12 meses
>50 até 500 Ton equiv.	6 em 6 meses
>500 Ton equiv. CO <sub>2</sub>	3 em 3 meses

Qualquer intervenção só pode ser efetuada por um Técnico de Manuseamento de Gases Fluorados (TMGF), em conformidade com as disposições normalizadas para a deteção de fugas que contenham gases fluorados, descritas no regulamento (CE) n.º 1516/2007, de 19 de Dezembro. Caso contrário, a certificação do técnico pode ser anulada pelo Organismo de Certificação de Pessoas (OCP) [19].

## 3.8. Fluidos Naturais

### 3.8.1. Resumo Histórico

A aplicação do dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) em sistemas de refrigeração não é recente. Em 1867, Thaddeus Lowe desenvolveu experiências militares com balões de CO<sub>2</sub>, e a ele se deve o projeto de uma máquina de gelo com CO<sub>2</sub> e o desenvolvimento do primeiro sistema de refrigeração marítima para o transporte de carne congelada [1].

De acordo com a figura 13, até 1930, o CO<sub>2</sub> era a escolha preferida para a indústria de transporte porque não era tóxico nem inflamável, enquanto o amoníaco (R717) era mais comum nas aplicações industriais. No final daquela década, o CO<sub>2</sub> foi perdendo cota de mercado, até ser considerado “extinto” no início da década de 60 com o surgimento dos fluidos frigorigêneos designados como freons. A comercialização dos CFC e HCFC, fabricados pelas indústrias *DuPont*, baseado nos “refrigerantes seguros”, iniciou-se com o R12 e mais tarde com o R22 e R502 para aplicações comerciais. Embora as aplicações que utilizavam o R744 tenham diminuído, o R717 permaneceu, sendo a escolha preferida para sistemas industriais como se pode constatar na figura 13 [17].

Em 1988, o Professor Gustav Lorentzen, do *Norwegian Institute of Technology* (NIT), situado em Trondheim, projetou o conceito para um novo caminho mais simples e eficiente de regular os sistemas a CO<sub>2</sub>, quando desenvolveu e apresentou o moderno ciclo termodinâmico transcrito. Esta ideia tornou-se no ponto de viragem na reinvenção da tecnologia de arrefecimento com o CO<sub>2</sub> [1].

Até ao final dos anos 90, a nível mundial, surgiram várias aplicações comerciais e industriais utilizando CO<sub>2</sub>, como fluido frigorigêneo. Nos vários setores da refrigeração, eram utilizados sistemas com ciclos subcríticos, em cascata com outro fluido frigorigêneo e em sistemas com ciclos transcritos para sistemas de ar condicionado, setor automóvel e bombas de calor [1].

Na década de 1990, focalizou a concentração nas vantagens oferecidas pela utilização do CO<sub>2</sub>, devido aos seus valores de ODP = 0 e GWP = 1 e, conseqüentemente, restringiu a utilização de CFC e HFC complementada com as restrições de carga do amoníaco em sistemas de grande capacidade [1].

Com as questões ambientais e climáticas que incentivaram o aparecimento dos acordos estabelecidos nos protocolos de Montreal (1987) e de Quioto (1997) e à medida que a legislação europeia e internacional se torna mais exigente, a quantidade de fluido frigorígeno disponível permitido diminui, tornando-se cada vez mais urgente encontrar soluções adequadas, ambientalmente seguras e energeticamente eficientes.

O desenvolvimento tecnológico recente e os novos conceitos tecnológicos potenciaram o renascimento do CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno natural.

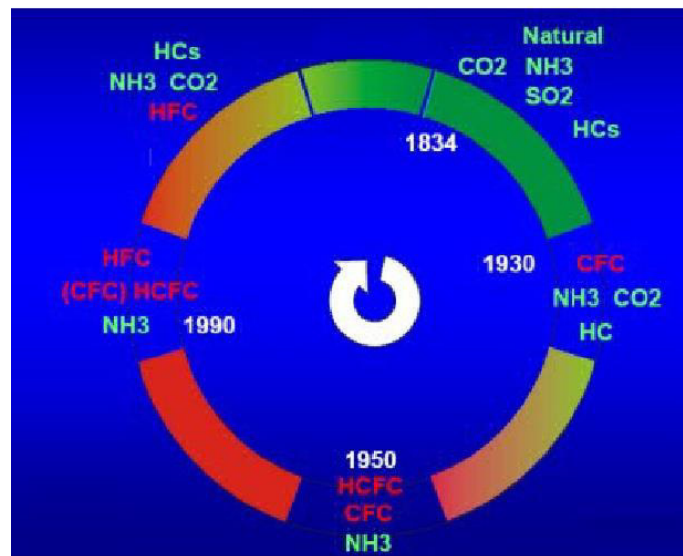


Figura 13 - Breve história dos fluidos frigorígenos ao longo dos anos [17].

### 3.8.2. Comparação do impacto ambiental entre fluidos frigorígenos naturais e fluidos sintéticos

Os fluidos naturais apresentam-se como uma alternativa promissora para o setor da refrigeração comercial nos supermercados, pois além de minimizarem os impactos ambientais, também podem gerar um menor consumo de energia, com diversos fatores positivos e relevantes, quando comparados aos fluidos sintéticos.

Os fluidos frigorígenos naturais, como os hidrocarbonetos (HC), o amoníaco (NH<sub>3</sub>) e o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), têm sido alternativas viáveis para a substituição dos fluidos

ditos “sintéticos”, como os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) e os hidrofluorcarbonetos (HFC). Estes possuem valores de ODP e de GWP muito inferiores aos “fluidos sintéticos”.

Note-se que enquanto o CO<sub>2</sub> tem GWP igual a 1, o R134a tem um GWP igual a 1300. Isto significa que em termos de efeito de estufa a emissão de 1 grama de HFC R134a equivale à emissão de 1300 gramas de CO<sub>2</sub> em 100 anos [2].

A tabela 8 seguinte apresenta os valores de ODP e GWP de vários fluidos frigorigéneos (sintéticos e naturais).

Tabela 8 - Classe de fluidos frigorigéneos e os seus potenciais impactos ambientais [28].

<b>Classe</b>	<b>Sigla</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP 100 anos</b>	<b>Vida na atmosfera (anos)</b>	<b>Exemplo</b>
Clorofluorcarbonetos Saturados	CFC	0,6-1	4750-14400	45-1700	R11 e R12
Hidroclorofluorcarbonetos Saturados	HCFC	0,02-0,11	77-2310	1,3-17,9	R22-R141b
Hidrofluorcarbonetos Saturados	HFC	0	124-14800	1,4-270	R134a e R404A
Fluidos Naturais	-	0	0-20	-	R744-R290

Dado que o fluido frigorigéneo com menos impacto prejudicial para o ambiente é aquele que tem valores reduzidos de GWP e ODP nulo, é fácil analisar através da tabela 8 os melhores candidatos para uma possível aplicação. O R134a é um HFC com 0 (zero) de ODP e GWP de 1430, enquanto o R744 possui ODP nulo e GWP de 1. O ODP do R404A é nulo e o GWP é 3922. Logo, pode observar-se que o valor de ODP para os fluidos R134a/R744 utilizados num sistema em cascata são nulos, e se comparados os valores de GWP do R134a com o R404A, o GWP do R404A é 64% superior, aproximadamente.

### 3.8.3. Características e Aplicações com Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub> ou R744)

- Vantagens

O dióxido de carbono é um fluido frigorigéneo 100% natural, a sua concentração na atmosfera é de aproximadamente 0,04% em volume, é uma fonte disponível na atmosfera, com baixo custo de aquisição. O Potencial de Destruição da Camada de Ozono (PDO) é zero e seu Potencial de Aquecimento Global é de apenas um (GWP=1), servindo de referência para os outros fluidos frigorigéneos. O R744 tem classe de segurança A1 (não inflamável e não é tóxico), contudo pode causar sufocamento em concentrações elevadas [29].

O CO<sub>2</sub> possui alta capacidade volumétrica de refrigeração, que chega a ser de 5 a 8 vezes maior que a do R22, dependendo das condições de aplicação, permitindo a utilização de compressores, componentes e tubulações de tamanhos reduzidos. Possui ótimas características para transferência de calor, além de ser estável quimicamente e termodinamicamente [29].

- Desvantagens

O CO<sub>2</sub> apresenta desvantagens como a necessidade de funcionamento a elevadas pressões, bem como níveis reduzidos de eficiência quando usado em sistemas convencionais que não sejam do tipo estágio em cascata.

A sua intrínseca alta pressão de trabalho, que é muito mais elevada que os restantes fluidos frigorigéneos naturais e sintéticos, impõe maiores exigências no que diz respeito à segurança do sistema e dos componentes, principalmente quanto à necessidade de utilização de válvulas de segurança ao redor do sistema. Normalmente, para a aplicação subcrítica, as pressões deverão ser limitadas em 25 bar no lado de baixa pressão e 40 bar na alta [17].

Em caso de fugas, o CO<sub>2</sub> em determinadas concentrações pode-se tornar perigoso, por ser inodoro e possuir maior densidade que o ar. Nesses casos é recomendada a instalação de sensores para o controlo e monitorização de fugas.

- Propriedades e Características

O fluido R744 tem uma baixa temperatura de ponto crítico, o que provoca perdas de eficiência quando é aplicado nas temperaturas típicas de ar interior e exterior, sobretudo em situações de altas temperaturas. Observando a figura 14 é possível comparar as relações pressão-temperatura do CO<sub>2</sub> com outros fluidos frigorigéneos utilizados muitas vezes em sistemas subcríticos em cascata, onde os mais comuns são o R717 e o R134a.

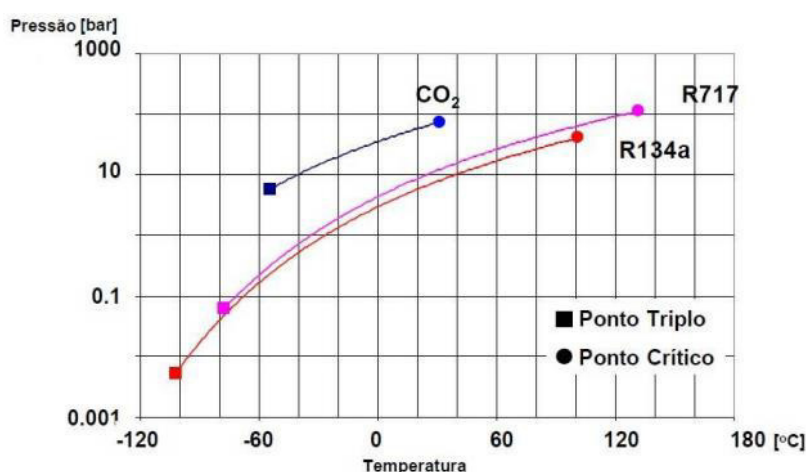


Figura 14 – Diagrama pressão-temperatura comparando o comportamento do CO<sub>2</sub>, R134a e R717 [30].

Analisando a figura 14 nota-se que o CO<sub>2</sub> tem temperatura muito baixa e pressão intermédia do ponto crítico comparativamente aos restantes fluidos frigorigéneos, tem uma gama de temperaturas de funcionamento mais estreita, pressão muito mais elevada do ponto triplo e pressões de funcionamento mais elevadas para uma determinada temperatura.

Na tabela 9 encontra-se resumido, algumas propriedades do CO<sub>2</sub> comparadas com os fluidos frigorigéneos anteriores.

Tabela 9 - Propriedades comparativas de quatro Fluidos Frigorigéneos. Adaptado: [1].

Propriedades de Fluidos Frigorigéneos					
Designação	Uni.	R134a	R404A	R717 (NH <sub>3</sub> )	R744 (CO <sub>2</sub> )
Fluido natural		Não	Não	Sim	Sim
Inflamável ou Explosivo		Não	Não	(Sim)	Não

Propriedades de Fluidos Frigoríficos					
Designação	Uni.	R134a	R404A	R717 (NH <sub>3</sub> )	R744 (CO <sub>2</sub> )
Toxicidade		Não	Não	Sim	Não
Potencial de Destruição Ozono	ODP	0	0	0	0
Potencial de Aquecimento Global	GWP	1430	3922	-	1
Ponto crítico	bar	40,7	37,3	113	73,6
	°C	101,2	72	132,4	31,1
Ponto triplo	bar	0,004	0,0028	0,06	5,18
	°C	-103	-100	-77,7	-56,6

Na figura 15 observa-se o diagrama de fases temperatura-pressão para o CO<sub>2</sub> puro.

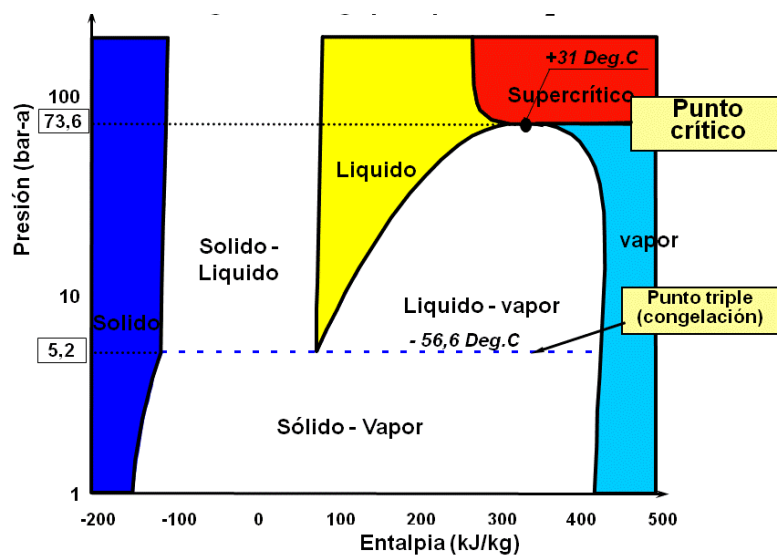


Figura 15 - Diagrama de fases pressão-entalpia para o CO<sub>2</sub> [14].

Analisando o diagrama de fases da figura 15, sabe-se que as áreas entre as curvas definem os limites da temperatura e pressão em que as fases podem existir nos diferentes estados: sólido, líquido, vapor e transcrito. Os dois pontos marcados resultantes das intersecções dessas linhas, indicam a pressão e temperaturas correspondentes em que duas diferentes fases podem coexistir em equilíbrio.

À pressão atmosférica, o CO<sub>2</sub>, pode existir apenas do estado sólido e vapor. Esta pressão abaixo de -78,4°C é designada por “gelo seco” – estado sólido; acima desta temperatura, sublima diretamente para a fase de vapor [1].

O CO<sub>2</sub> atinge o seu ponto triplo a 5,2 bar e -56,6°C, em que é possível encontrar as fases sólida, líquida e de vapor, coexistindo em equilíbrio. O seu ponto crítico dá-se quando atinge a temperatura de 31,1°C à pressão de 73,6 bar (ver figura 15) e é na presença destas condições que a massa específica (densidade) dos estados líquidos e de vapor é igual, como se pode ver na figura 16.

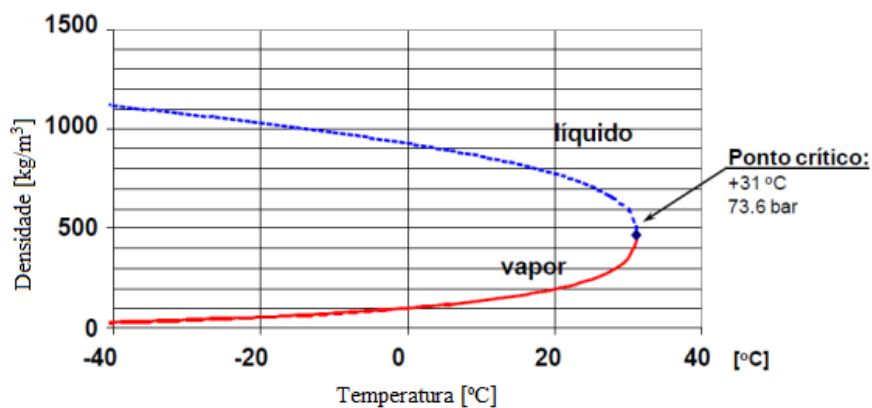


Figura 16 - Densidade do R744 na fase Líquido e Vapor [30].

Consequentemente, a distinção entre as duas fases desaparece (líquido e vapor), e a esta nova dá-se o nome de estado transcrito.

- Ciclos que usam o CO<sub>2</sub> como fluido frigorífero

O ciclo de refrigeração clássico que todos nós estamos familiarizados é o subcrítico, ou seja, toda a gama de temperaturas e pressões estão abaixo do ponto crítico e acima do ponto triplo. Um sistema de simples estágio subcrítico de CO<sub>2</sub> é simples, mas também possui desvantagens devido à sua gama limitada de temperatura e alta pressão (figura 17).

Sistemas transcritos de CO<sub>2</sub> são atualmente apenas de interesse para aplicações pequenas e comerciais, por exemplo, ar condicionado móvel, bombas de calor pequenas e refrigeração de supermercados, mas não para sistemas industriais [31].

A atual tendência da refrigeração comercial passa pelos projetos e pela instalação de sistemas de refrigeração operando em cascata, funcionando com o CO<sub>2</sub> em regime transcrito para MT e subcrítico para BT [31]. Ambos são apresentados nas figuras 17 e 18.

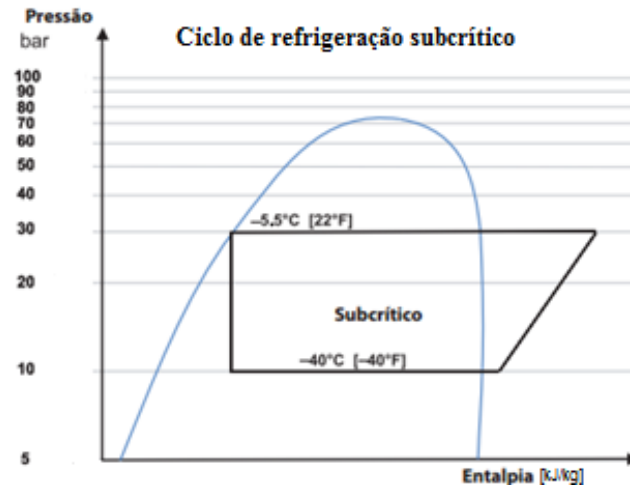


Figura 17 - Ciclo subcrítico com CO<sub>2</sub>. Adaptado de: [31].

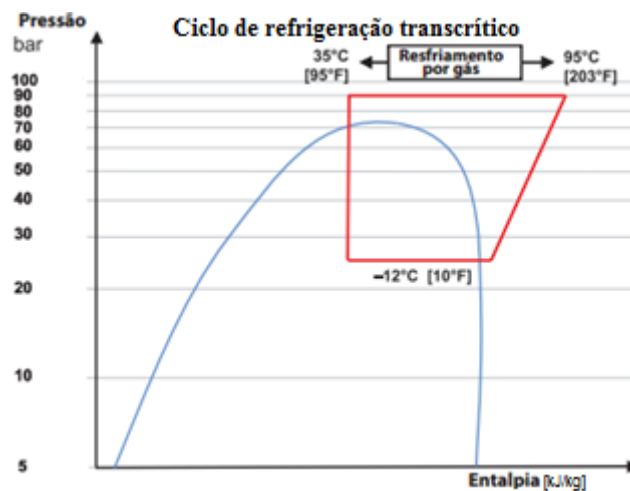


Figura 18 - Ciclo transcrito com CO<sub>2</sub>. Adaptado de: [31].

O fabrico de componentes para operar com CO<sub>2</sub> são um desafio para os projetistas como encontrar componentes de um fabricante fiável para suportar pressões elevadas.

Na tabela 10, é apresentado o panorama resumido, sobre o fabrico dos componentes e materiais para cada aplicação com CO<sub>2</sub>, em função do ciclo de funcionamento.

Tabela 10 - Características dos Componentes para CO<sub>2</sub> [1].

Ciclo	Posição no circuito	Pressão Máx. Serviço	Temperatura		Componentes	
			Máx. Serviço	Mín. Serviço		
Transcrítico		<b>bar</b>	<b>°C</b>	<b>°C</b>	<b>Mat</b>	<b>Designação</b>
	Linha de descarga	140	160	N/A	<b>Aço ao carbono</b>	Separador de óleo, silenciador, válvulas
	Saída do arrefecedor de gás (gas cooler)	140	60	N/A		Filtro, depósitos de líquido, visor de líquido, válvulas
	Linha de aspiração	40	30	N/A		Separador de líquido, filtros de aspiração, válvulas
Subcrítico	Linha de descarga	52	150	0	<b>Aço Inox</b>	Separador de óleo, eliminador de vibrações, silenciador, válvulas
	Linha de líquido	52	0	-20		Filtro de depósitos de líquido, visor de líquido, filtro de impurezas, válvulas
	Linha de aspiração	28	-20	-50		Separador de líquido, filtro de aspiração, eliminador de vibrações

### 3.8.4. Sistema híbrido a R134a/R744 vs. sistema tradicional a R404A

O sistema designado na literatura por “sistema híbrido”, consiste num sistema em cascata, que utiliza dois fluidos frigorigéneos distintos, genericamente composto por um circuito de BT com R744 e por um circuito de MT com outro fluido frigorigéneo (NH<sub>3</sub> ou HFC). Neste circuito, para além do arrefecimento direto ou indireto, todos os equipamentos que funcionam a MT, têm como função principal arrefecer o condensador do circuito que mantém o CO<sub>2</sub> nas condições subcríticas [32].

Um exemplo de um sistema híbrido é apresentado na figura seguinte:

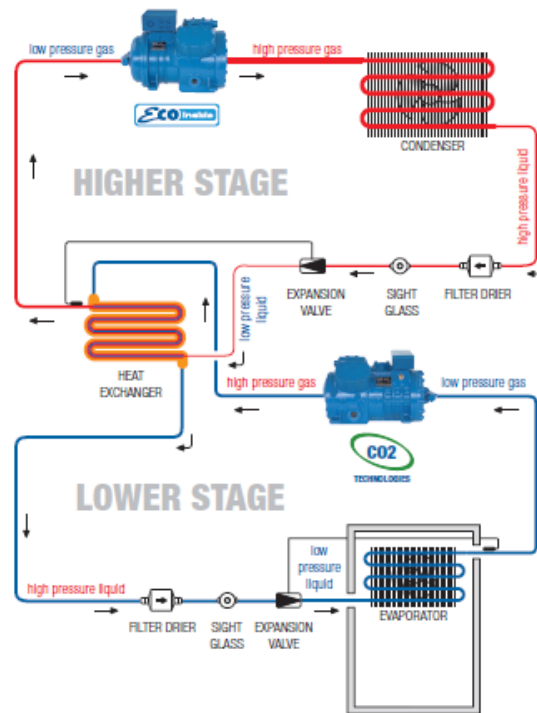


Figura 19 - Exemplo de Sistema Híbrido [32].

Dada a problemática associada ao uso dos fluidos frigoríficos, nomeadamente as normas e regulamentos que são cada vez mais rigorosos sobre as emissões de GEE e utilização dos HFC, o mercado da refrigeração tende a desenvolver novos produtos e novas tecnologias, mais eficientes e com menor impacto no meio ambiente, cuja medição pode ser avaliada pelo TEWI.

Os supermercados da Europa e Oceânia (Austrália) utilizavam o R404A para sistemas de média e baixa temperaturas de evaporação. Porém, durante o terceiro IPCC (Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas) foi comprovado o elevado valor de GWP do R404A (GWP=3922). O método utilizado que gerou tal resultado foi o TEWI que considera as influências ambientais direta e indiretamente dos fluidos frigoríficos [32].

Existem dois planos distintos para diminuir o TEWI dos sistemas de refrigeração. O primeiro refere-se à utilização de fluidos frigoríficos com baixo valor de GWP, como é o caso do R134a (GWP = 1430) ou CO<sub>2</sub> (GWP = 1), alternativas aplicadas nos supermercados da Europa e Austrália. O segundo é o uso de compressores e componentes energeticamente eficientes a fim de obter um menor consumo de energia [32].

O fabricante *Frascold*, no sistema designado de *Hybrid System Eco/CO<sub>2</sub>*, utiliza compressores semi-herméticos no cálculo do TEWI num horizonte temporal de 10 anos, demonstrando que, num sistema híbrido a R134a/R744, consegue-se uma redução de 33% do total das emissões quando comparado com um sistema tradicional a R404A. No gráfico da figura 20, apresenta-se a comparação dos valores do TEWI num horizonte temporal de 10 anos, usando diferentes tipos de sistemas de refrigeração, com destaque ao sistema híbrido a R134a/R744.

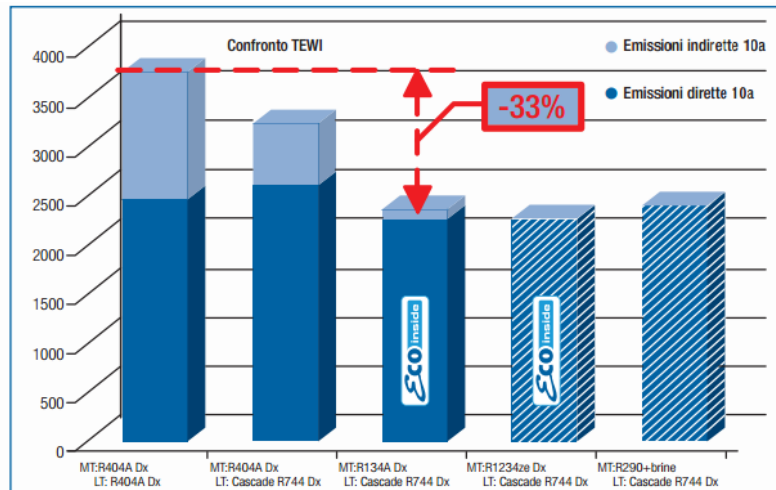


Figura 20 - Comparação dos valores do TEWI para diversos sistemas de refrigeração [32].

De acordo o fabricante *Frascold*, este sistema, idêntico ao apresentado na figura 19, apresenta vantagens como [32]:

- ✓ Otimização dos compressores para aplicações específicas;
- ✓ Redução do risco de fugas de HFC;
- ✓ Baixa carga de HFC;
- ✓ Recurso ao fluido frigorigéneo natural (R744);
- ✓ Baixa queda de pressão nos circuitos de baixa pressão;
- ✓ Utilização de um ciclo subcrítico de CO<sub>2</sub> longamente testado em aplicações reais.

Estudos da *Danfoss* revelam uma redução em 35% no consumo de energia, com a aplicação e substituição dos equipamentos existentes por sistemas funcionando com CO<sub>2</sub> em supermercados, aquando da sua remodelação e revitalização [31].

# Capítulo 4

## 4. Caso de Estudo

### 4.1. Enquadramento

Dentro do departamento comercial da Rase S.A., foi possível analisar a tendência atual das remodelações dos espaços comerciais da grande distribuição, centrada nas instalações frigoríficas. Como já foi abordado no capítulo 3 e que se pôde constatar com as visitas às lojas, parte da evolução e tendência na construção de instalações frigoríficas, é impulsionada por regulamentos relacionados maioritariamente, com a preocupação e preservação do meio ambiente. Foi neste contexto que, após algumas visitas, se selecionou um supermercado para o caso de estudo. Esta loja carecia de implementação de um sistema de refrigeração mais recente. Outro requisito para a seleção desta loja, foram as dimensões e necessidades frigoríficas médias.

Após a seleção da loja, procedeu-se ao *revamping* de toda a instalação frigorífica, fazendo o levantamento de possíveis melhorias e das necessidades frigoríficas da loja. Foi feita a recolha de toda a informação necessária para proceder à análise com vista uma otimização da instalação frigorífica.

### 4.2. Tipificação da instalação frigorífica existente

Tabela 11 - Características técnicas do supermercado.

<b>Temperatura ambiente</b>	25°C
<b>Humidade relativa</b>	60%
<b>Fluido frigorígeno da instalação</b>	R404A

O supermercado a utilizar no caso de estudo, tem 1800 m<sup>2</sup> de área de superfície de venda.

No anexo A é apresentada a planta do supermercado, onde é possível observar que o sistema de refrigeração será distribuído em duas localizações principais, a sala de vendas e a zona de câmaras frigoríficas.

A sala de máquinas é apresentada em pormenor no anexo B, está localizada no primeiro piso do supermercado e onde estão implementadas as duas centrais produtoras de frio, para conservação dos produtos refrigerados e congelados, cujo fluido de trabalho é o R404A. Dentro desta sala também estão implementados, o quadro elétrico da instalação frigorífica, controlos de segurança e depósitos de líquido. Os condensadores a utilizados estão implementados na cobertura do edifício do supermercado e as suas características são descritas mais à frente.

O supermercado dispõe de um conjunto de 9 módulos de móveis frigoríficos de média temperatura (MT), e 3 módulos de móveis de baixa temperatura (BT), localizados na sala de vendas do supermercado. No que diz respeito à zona de câmaras frigoríficas do supermercado, existem 6 câmaras para produtos refrigerados e 2 câmaras para produtos congelados.

Existe uma câmara designada por *Blockit*, que possui uma unidade *plug-in* e que tem na sua constituição o evaporador, o compressor, o dispositivo de expansão e o condensador dentro da mesma unidade. Ou seja, é um circuito frigorífico completo e ajustado às necessidades da própria câmara, não sendo necessária ter ligação à central de produção de frio (sistema centralizado), não sendo um consumidor da central produtora de frio não deve ser contabilizado na análise deste trabalho. Por fim, existe uma máquina de gelo para satisfazer todas as necessidades de produção de frio, dentro da câmara de peixe, que tem ligação à central de BT, cujo o seu funcionamento é pontual, nomeadamente duas vezes por dia.

#### **4.2.1. Expositores Frigoríficos**

Cada módulo é constituído por um determinado número de móveis, com dimensões específicas. Na tabela 12 são apresentadas as dimensões, em metros, dos móveis que constituem cada módulo, o tipo de móvel (muais ou vitrines) e a respetiva potência frigorífica e regime de temperatura de funcionamento. Identificou-se o fabricante dos

móveis frigoríficos sendo da *KOXKA*. Visto que a análise que será feita, não requer a alteração destes móveis, os mesmos vão manter-se consoante o *layout* do supermercado no anexo A, sendo relevante apenas o valor de potência frigorífica dos evaporadores incorporados.

Tabela 12 - Combinação de móveis frigoríficos para temperaturas positivas do supermercado.

Módulos de temperaturas positivas				
Módulos	Modelo dos Móveis	Dimensões (comprimento) [m]	Regime de temperatura [°C]	Potência frigorífica [kW]
Mural Aves	M62A0	2,5	0°C/+2°C	6,75
	M62A0	2,5	0°C/+2°C	
Mural Talho	M62A0	3,75	-1°C/+1°C	10,12
	M62A0	3,75	-1°C/+1°C	
Vitrina Charcutaria (AT)	V1VC1	3,75	+2°C/+4°C	2,19
	V1VC1	2,5	+2°C/+4°C	
Vitrina Charcutaria (AS)	V1AC1	2,5	+2°C/+4°C	0,73
Vitrina Pastelaria (AT)	AMARANTE	0,94	+2°C/+4°C	0,35
Vitrina Pastelaria (LS)	AMPHI II 11	2,5	+2°C/+4°C	1,43
Mural Migas Bacalhau	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	2,14
Mural Frutas/Legumes	M62MF2	3,75	-1°C/+1°C	6,55
	M62MF2	2,5	-1°C/+1°C	
	M61M1	1,875	-1°C/+1°C	2,14
Mural Charcutaria (LS)	M62M1	2,5	+2°C/+4°C	10
	M62M1	2,5	+2°C/+4°C	
	M62M1	3,75	+2°C/+4°C	
	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	2,14
	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	2,14
Mural Laticínios/Iogurtes	M62M1	2,5	+2°C/+4°C	11,4
	M62M1	3,75	+2°C/+4°C	

Módulos de temperaturas positivas				
Módulos	Modelo dos Móveis	Dimensões (comprimento) [m]	Regime de temperatura [°C]	Potência frigorífica [kW]
	M62M1	3,75	+2°C/+4°C	2,14
	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	
Mural Margarinas	M62M1	2,5	+2°C/+4°C	11,4
	M62M1	2,5	+2°C/+4°C	
	M62M1	3,75	+2°C/+4°C	
	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	2,14
	M61M1	1,875	+2°C/+4°C	2,14
			<b>TOTAL (kW)</b>	<b>76</b>

Na tabela 13 são apresentados os móveis para conservação dos produtos congelados.

Tabela 13 - Combinação de móveis frigoríficos para temperaturas negativas do supermercado.

Módulos de temperaturas negativas					
Módulos	Modelo dos Móveis	Dimensões (comprimento) [m]	Regime de temperatura [°C]	Potência frigorífica [kW]	
Ilha Peixe Congelado	G3A6	2,5	-21°C/-25°C	2,56	
	G3A6	2,5	-21°C/-25°C		
Ilha Congelados I	G7M6	3,75	-21°C/-25°C	5,12	
	G7M6	3,75	-21°C/-25°C		
	G7M6	2,5	-21°C/-25°C		
	Ilha Congelados II	G7M6	3,75	-21°C/-25°C	5,12
		G7M6	3,75	-21°C/-25°C	
		G7M6	2,5	-21°C/-25°C	5,12
		G7M6	3,75	-21°C/-25°C	
Ilha Congelados I	G7M6-C	2,285	-21°C/-25°C	1,2	
	G7M6-C	2,285	-21°C/-25°C	1,2	

Módulos de temperaturas negativas				
Módulos	Modelo dos Móveis	Dimensões (comprimento) [m]	Regime de temperatura [°C]	Potência frigorífica [kW]
	G7M6	3,75	-21°C/-25°C	
	G7M6	2,5	-21°C/-25°C	
	G7M6-C	2,285	-21°C/-25°C	1,2
	G7M6-C	2,285	-21°C/-25°C	1,2
Máquina de Gelo	RVE700			3,81
			<b>TOTAL [kW]</b>	<b>31,7</b>

#### 4.2.2. Câmaras frigoríficas

As características mais importantes das câmaras de refrigerados assim como os modelos existentes dos evaporados e as necessidades de arrefecimento, são apresentados na tabela 14. Tal como na situação anterior, o valor relevante para a análise que será feita, é o da potência frigorífica dos evaporados.

Tabela 14 – Evaporadores e características das câmaras de média temperatura.

Câmaras de média temperatura					
Designação	Dimensões [m] (LxCxH)	Temperatura interior [°C]	Modelo do Evaporador	Potência frigorífica [kW]	Obs.
Câmara Talho	4,8x4,0x2,43	-1°C/+1°C	CB/G40	5,35	
Câmara Laticínios	4,0x3,6x2,43	+2°C/+4°C	CB102	4,13	
Câmara Charcutaria	3,6x3,2x2,43	+2°C/+4°C	CB102	3,82	
Câmara Aves	3,2x2,0x2,43	0/+2°C	CB/G20	2,4	
Câmara Peixe	3,2x2,0x2,43	+2°C/+4°C	12DCV/G2	2,27	2 uni.
Preparação Charcutaria	4,8x2,4x2,43	+10°C/+12°C	ERC12/4816	2	
				<b>TOTAL [kW]</b>	<b>20</b>

As características das câmaras de congelados são apresentadas na tabela 15.

Tabela 15 - Evaporadores e características das câmaras de baixa temperatura.

Câmaras de baixa temperatura					
Designação	Dimensões [m] (LxCxH)	Temperatura interior [°C]	Modelo do Evaporador	Potência frigorífica [kW]	Obs.
Câmara Congelados	6,0x4,0x2,43	-18°C/-20°C	DD/G746	5,41	
Câmara Congelados Padaria	4,8x3,6x2,43	-18°C/-20°C	DD/G736	4,37	
<b>TOTAL [kW]</b>				<b>9,8</b>	

No anexo C apresenta-se a planta com a localização dos evaporadores no interior das câmaras frigoríficas.

#### 4.2.3. Centrais de produção de frio

A loja dispõe de duas centrais frigoríficas independentes de expansão direta, uma a funcionar para médias temperaturas e outra para baixas temperaturas. A capacidade total dos compressores da instalação é de 108 kW para médias temperaturas e de 47,67 kW para baixas temperaturas.

Tabela 16 - Potência frigorífica total da instalação do supermercado.

Centrais de produção de frio		
	Necessidade frigorífica [kW]	Potência Total [kW]
Central MT	96	108
Central BT	41,5	47,67

#### 4.2.4. Compressores

Para se satisfazerem as necessidades frigoríficas, a central de compressão deve ter uma potência igual ou superior à potência de arrefecimento requerida pelos evaporadores que se encontram instalados nos móveis de frio e nas câmaras frigoríficas.

Tanto os compressores MT como os de BT são da marca *Bitzer*. Na central de negativos são utilizados três compressores do modelo 6H-25.2Y. Na central de positivos utilizam-se também três compressores, um do modelo 4G-30.2Y e dois do modelo 4H-25.2Y.

As características mais relevantes dos compressores são apresentadas na tabela 17.

Os compressores da central de negativos encontram-se ligados diretamente à rede de distribuição, logo funcionam em regime *On/Off* à frequência da rede que é de 50 Hz. Podem funcionar com toda a sua capacidade (100%) ou então a 66% da sua capacidade total. Na tabela seguinte apresentam-se as características destes compressores para os diferentes níveis de compressão:

Tabela 17 - Características dos compressores das centrais produtoras de frio (MT e BT).

<b>Tipo</b>	<b>Média temperatura</b>		<b>Baixa Temperatura</b>	
<b>Modelo</b>	4H-25.2Y	4G-30.2Y	6H-25.2Y	
Capacidade	100%	100%	66%	100%
Temperatura de evaporação (°C)	-12	-12	-35	-35
Temperatura de condensação (°C)	+45	+45	+45	+45
Potência frigorífica (kW)	34,2	39,6	10,49	15,89
Potência absorvida (kW)	16,3	19,05	9,77	13,50
Potência de condensação (kW)	50,5	58,6	20,3	29,4
Eficiência Frigorífica	2,10	2,08	1,07	1,18
Nº de compressores	2	1	3	

Os compressores da central de positivos têm uma potência frigorífica de 108 kW, ligeiramente superior à necessidade frigorífica da instalação de 96 kW como seria espectável, o que quer dizer que a central de compressão de positivos se encontra devidamente dimensionada.

Na tabela 18 pode-se observar os diferentes patamares de compressão da central de negativos. A central tem cerca de seis patamares. No total são 3 compressores e cada um deles ou se encontra desligado, ou a funcionar a 66% da sua capacidade, ou a funcionar com 100% da sua capacidade.

Tabela 18 - Patamares de carga de funcionamento da central de negativos.

<b>Nº de compressores em funcionamento</b>	<b>Capacidade</b>	<b>Potência Absorvida [kW]</b>	<b>Potência de arrefecimento [kW]</b>
0	0%	0	0
1	66%	9,77	10,49
	100%	13,50	15,89
2	166%	23,27	26,38
	200%	27	31,78
3	266%	36,77	42,27
	300%	40,5	47,67
<b>Total</b>	300%	40,5	47,67

Os três compressores da central de negativos, a funcionar a 100% da sua capacidade fornecem uma potência de 47,67 kW à instalação frigorífica. Este valor é superior à necessidade frigorífica (41,5 kW), como seria espectável, o que quer dizer que a central de compressão de baixa temperatura se encontra devidamente dimensionada.

As centrais não estão sempre a trabalhar à sua potência máxima, pelo contrário, é expectável que esse valor só seja atingido na fase de arranque da central, momento a partir do qual a central entra no seu regime normal de funcionamento (-35°C/+45°C), ou em dias em que aconteçam picos de calor em que a temperatura ambiente atinge valores mais elevados.

No anexo D são apresentadas características mais detalhadas acerca dos compressores utilizados nesta instalação frigorífica.

#### 4.2.5. Condensadores

Os condensadores existentes são do fornecedor *Centauro*. Para o regime de média temperatura o modelo existente é o ACI/M-10388 e para as necessidades frigoríficas da instalação de baixa temperatura, o condensador é o ACI/M-06232.

Na tabela 19, são apresentadas as características mais relevantes dos modelos de condensador. No anexo E são apresentados os condensadores, como as suas características de construção e montagem.

Os condensadores foram dimensionados para suportar a fase de arranque da instalação.

Tabela 19 - Características dos condensadores da instalação frigorífica do supermercado [33].

<b>Tipo</b>	<b>Médias temperaturas</b>	<b>Baixas temperaturas</b>
<b>Modelo</b>	ACI/M-10388	ACI/M-06232
Calor [kW]	251,75	151,05
Temperatura Ambiente [°C]	35	35
Temperatura de condensação [°C]	45	45
Nº de ventiladores × diâmetro (mm)	10×630	6×630

#### 4.3. Nova instalação frigorífica

Neste subcapítulo é apresentada a sugestão para a remodelação do supermercado existente. A remodelação tem como objetivo a adoção de soluções técnicas de otimização nomeadamente com a implementação de uma instalação de refrigeração com um sistema diferente.

É efetuado todo o cálculo necessário para uma instalação frigorífica mais eficiente, com o objetivo de fazer uma análise comparada do antes e após a remodelação.

### 4.3.1. Descrição da nova instalação

Dado o estudo efetuado e descrito no capítulo 3 deste trabalho, selecionou-se para a central de baixa temperatura, o fluido refrigerante R744A (CO<sub>2</sub>). Como referido anteriormente, todos os fluidos naturais apresentam um ODP de zero. O valor de GWP do R744 é de 1.

Para a central de média temperatura, o fluido refrigerante utilizado é o R134a. Comparativamente com o R404A, utilizado na instalação frigorífica do supermercado, o R134a apresenta melhorias significativas no que diz respeito ao potencial de aquecimento global (GWP), passando-se de um índice de 3900 para 1430.

Instalação frigorífica com sistema em cascata, dado o estudo efetuado no capítulo 3, é esperado que tenha menor impacto no ambiente e menores consumos de energia elétrica.

Tabela 20 - Características técnicas da nova instalação do supermercado.

<b>Temperatura ambiente</b>	25°C
<b>Humidade relativa</b>	60%
<b>Fluido refrigerante da instalação para média temperatura</b>	R134a
<b>Fluido refrigerante da instalação para baixa temperatura</b>	R744A (CO <sub>2</sub> )

Para o cálculo da nova instalação, com as características técnicas apresentadas na tabela a cima e para posteriormente ser possível analisar as vantagens desta quando comparada com a anterior, é necessário ter uma base de cálculo.

Para esta nova instalação, são feitas as seguintes considerações:

- As necessidades frigoríficas são as apresentadas na instalação anterior (96 kW para média temperatura e 41,5 kW para baixa temperatura);
- O *layout* do equipamento frigorífico e câmaras frigoríficas mantém-se o mesmo (anexo A).

- Os móveis frigoríficos são os mesmos, pois não se alteram as necessidades de arrefecimento desta nova instalação, embora se tenha em consideração que os mesmos teriam de ser substituídos ou os seus evaporadores teriam de ser alterados para ser possível o seu funcionamento com um fluido de trabalho diferente (R134a e CO<sub>2</sub>).
- No circuito de baixa temperatura, situada na câmara de peixe, existe uma máquina de gelo. Considera-se que se faz a substituição da máquina de gelo existente, por outra que utilize o fluido de trabalho CO<sub>2</sub>. A potência frigorífica é a mesma, no valor de 3,81 kW.

#### 4.3.2. Evaporadores

As potências de arrefecimento dos móveis são a potência de arrefecimento que os evaporadores que se encontram lá instalados são capazes de oferecer e que são dimensionados pelos fabricantes de forma a garantir o arrefecimento do respetivo móvel, em qualquer altura do ano, de acordo com a amplitude térmica, com o tipo de perdas a que se encontra sujeito, entre outros fatores.

No caso das câmaras, o processo é diferente, cada câmara tem um ou mais evaporadores e estes diferem consoante as necessidades frigoríficas, do volume da câmara, do tipo de produto a armazenar, de acordo com a área da porta de acesso ao interior, o isolamento térmico das câmaras frigoríficas, entre outros fatores. Neste caso, são os projetistas que selecionam o evaporador que irá ser instalado. No caso particular das câmaras de trabalho/preparação os evaporadores existentes têm um baixo nível sonoro e ventilação reduzida, para proporcionar um melhor conforto e bem-estar aos operários que desempenharem funções no interior das câmaras. No caso particular de câmaras para peixe, os evaporadores são do tipo estáticos.

Para a nova instalação, têm de ser selecionados novos evaporadores, pois o fluido de trabalho é diferente.

Em relação aos parâmetros de seleção, usaram-se os seguintes:

- A necessidade frigorífica das câmaras de congelados e refrigerados são as mesmas da instalação antiga;

- Características geométricas das câmaras e dimensão dos evaporadores, permitindo uma circulação adequada do ar e tendo em conta a necessidade de acesso por parte dos operadores, para montagem dos equipamentos e execução dos serviços de manutenção.

Os evaporadores para as câmaras de congelados e refrigerados são da marca *Centauro* e os modelos selecionados, as potências necessárias de arrefecimento, bem como outras características relevantes, podem ser consultadas na tabela 21 e 22, respetivamente.

Tabela 21 – Seleção de evaporadores para as câmaras de congelados da nova instalação.

Câmaras de baixa temperatura						
Designação	Dimensões [m] (LxCxH)	Temperatura interior [°C]	Potência necessária [kW]	Modelo Evaporador	Potência instalada [kW]	Resistência elétrica
Câmara Congelados	6,0x4,0x2,43	-18°C/-20°C	5,41	BXL/E430/76	7,64	sim
Câmara Congelados Padaria	4,8x3,6x2,43	-18°C/-20°C	4,37	BXL/E330/57	5,72	sim
<b>TOTAL</b>			<b>9,8</b>		<b>13,36</b>	
			<b>[kW]</b>			

Tabela 22 – Seleção de evaporadores para as câmaras de refrigerados da nova instalação.

Câmaras de média temperatura						
Designação	Dimensões [m] (LxCxH)	Temperatura interior [°C]	Potência frigorífica [kW]	Modelo Evaporador	Potência instalada [kW]	Resistência elétrica
Câmara Talho	4,8x4,0x2,43	-1°C/+1°C	5,35	MT4E2/9	8,9	sim
Câmara Laticínios	4,0x3,6x2,43	+2°C/+4°C	4,13	BXN330/74	7,38	não

Câmaras de média temperatura						
Designação	Dimensões [m] (L×C×H)	Temperatura interior [°C]	Potência frigorífica [kW]	Modelo Evaporador	Potência instalada [kW]	Resistência elétrica
Câmara Charcutaria	3,6×3,2×2,43	+2°C/+4°C	3,82	BXN425/64	6,36	não
Câmara Aves	3,2×2,0×2,43	0°C/+2°C	2,4	MT4E1/5	4,91	sim
Câmara Peixe	3,2×2,0×2,43	+2°C/+4°C	2,27	18ECT23V	2,342	sim
Laboratório Charcutaria	4,8×2,4×2,43	+10°C/+12°C	2	ERK406/346	3,73	não
<b>TOTAL</b> [kW]			<b>20</b>		<b>33,7</b>	

Os evaporadores selecionados para temperaturas negativas, serão de descongelação elétrica. Há outros modelos para temperaturas positivas, com valor igual ou próximo de zero, que também necessitam de descongelação nos evaporadores, e também se utiliza a descongelação elétrica neste caso.

Nas tabelas 21 e 22, estão representados os modelos que apresentam descongelação elétrica. A descongelação é obtida através do calor libertado pelas resistências elétricas colocadas no interior da bateria e tabuleiro do evaporador.

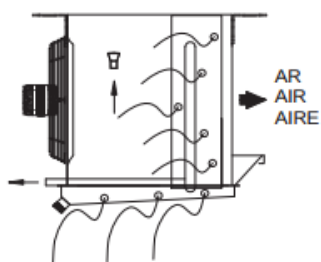


Figura 21 – Vista em perfil do evaporador modelo BXL/E com representação da localização das resistências elétricas [34].

Dada a necessidade frigorífica das câmaras, calculou-se a capacidade frigorífica das câmaras corrigida para seleção dos evaporadores, tendo em conta os fatores de correção relacionados com o tipo de fluido frigorigéneo, do material das alhetas, temperatura da câmara, entre outros.

Para calcular a capacidade corrigida dos evaporadores ( $Q_{Sm}$ ), utilizou-se a seguinte expressão [34]:

$$Q_{Sm} = \frac{Q_{0m}}{RCm \times FC1_{MP} \times FC2} \quad (8)$$

Em que,

$Q_{Sm}$ , é a capacidade corrigida para seleção dos evaporadores [kW];

$Q_{0m}$ , é a capacidade necessária de arrefecimento [kW];

$RCm$ , é o fator de correção para dados em DTm;

$FC1_{MP}$ , é o fator de correção do fluido frigorífero (ponto médio);

$FC2$ , é o fator de correção do material das alhetas.

Para calcular o  $RCm$  deve-se ter em conta dois fatores, o TC (temperatura da câmara) e o TDm. O TDm que é o diferencial de temperatura médio (entre o diferencial de temperatura à entrada do evaporador em bolbo seco e o diferencial de temperatura à saída do evaporador em bolbo seco) que define a capacidade do evaporador.

Para as câmaras de refrigerados, o fornecedor aconselha um DTm de correção de 6°C e para as câmaras de refrigerados 5°C. É aconselhado pelo fornecedor, a utilização de um valor de DTm igual a 9°C para dimensionar evaporadores, no caso em que o fluido de trabalho seja o CO<sub>2</sub>. Na tabela 23 retira-se o valor  $RCm$ , para o exemplo do modelo BXL [34].

Tabela 23 - Fator de correção para dados em DTm, do evaporador, modelo BXL [34].

RCm		DTm [K]						
		10	9	8	7	6	5	4
TC [°C]	+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707	0,588
	+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665	0,539
	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609	0,490
	-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539	0,434
	-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490	0,393
	-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476	0,385
	-34					0,561	0,471	0,381

Para determinar o fator  $FC1_{MP}$ , utiliza-se a tabela 24. No caso do fluido de trabalho ser o CO<sub>2</sub>, o fornecedor aconselha a utilização deste fator de valor igual a 1.

Tabela 24 - Fator de correção dos fluidos Frigorígenos [34].

$FC_{1,FP}$	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	0,94	1,01	0,95	0,99

Para determinar o fator  $FC2$ , utiliza-se a tabela 25. O material selecionado para construção dos evaporadores é o alumínio.

Tabela 25 - Fator de correção do material das alhetas do compressor [34].

$FC2$	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
	1,00	0,97	1,03

No anexo F são apresentadas as características e fatores de correção (valores de  $RC_m$ ), dos modelos de evaporadores apresentados nas tabelas 21 e 22, retiradas do Catálogo Técnico da Centauro (2016).

### 4.3.3. Tubagem

No anexo G e H estão apresentados, respetivamente, os traçados da tubagem realizados em *software Autocad*, para os circuitos de média e baixa temperatura, para a nova instalação. A conceção e o projeto das linhas de tubagem, nos circuitos de refrigeração, requerem um dimensionamento com equilíbrio entre o custo inicial, a perda de carga e a confiabilidade do sistema. O custo inicial é fortemente afetado pelo diâmetro e *layout* das tubagens, pelo que o sobredimensionamento ou o subdimensionamento têm impacto negativo nos custos e funcionamento da instalação. Uma vez que as tubagens dos sistemas fazem circulação de óleo, e que este passa através do compressor para o circuito de refrigeração e regressa ao compressor, devem ser garantidas as velocidades mínimas nas tubagens, de forma a que o óleo retorne, de um modo eficiente, ao cárter dos compressores, em condições de carga parcial e total. Na linha de aspiração, o fluido frigorígeno no estado de vapor e o óleo lubrificante no estado líquido, estão praticamente separados. Assim, o percurso de óleo de volta ao compressor é em função da velocidade

e da densidade do fluido frigorífero na linha de sucção. A linha de líquido é menos crítica porque o fluido frigorífero encontra-se no estado líquido e o óleo também, logo são totalmente miscíveis nesta condição [36].

Determinou-se praticamente que a velocidade mínima necessária para transportar o óleo em linhas horizontais de aspiração é da ordem de 2,6 m/s. Quando a linha de aspiração é vertical com o fluido ascendendo, são necessárias velocidades maiores para o transporte ascendente do óleo. A velocidade mínima em linhas verticais de aspiração, com fluxo ascendente, é de 5,0 m/s. As linhas de fluxo ascendente devem ser verificadas para capacidades mínimas com carga parcial e a velocidade determinada para essas condições. Se a velocidade com carga mínima descer abaixo dos 5,0 m/s, será necessário usar uma linha dupla, conforme se pode ver na figura 22 [35]. A velocidade máxima recomendada para a linha de aspiração é de 20 m/s [36].

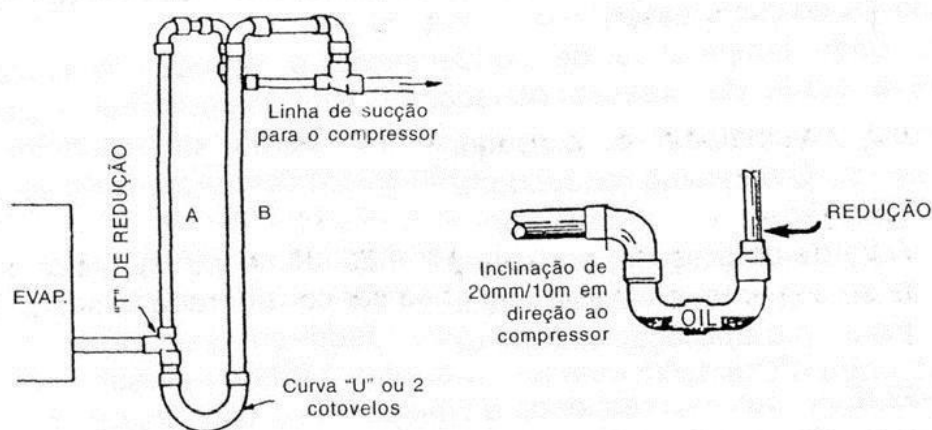


Figura 22 - Linha de aspiração, subida vertical em dupla coluna [36].

Ao dimensionar a linha de líquido, deve-se ter em conta a velocidade. A boa prática indica que se deve manter a velocidade de escoamento na ordem de 1,5 m/s. Este limite foi estabelecido devido à possibilidade de golpes de líquido, vibração e ruídos resultantes da ação de válvulas de solenóide ou outras válvulas de ação rápida [35].

No anexo G e H estão representadas em pormenor, todas as linhas de aspiração com coluna simples e dupla (para o circuito de média temperatura e baixa temperatura), necessárias para o bom funcionamento da instalação de refrigeração.

Para a realização do cálculo do diâmetro dos diversos troços de tubagem, foi utilizado o programa *Coolselector*, desenvolvido pela empresa *Danfoss*. Neste caso, o programa foi utilizado especificamente para o cálculo dos diâmetros necessários de cada troço de tubagem, das diversas linhas onde circula o fluido frigorigéneo e o óleo, a fim de simplificar os cálculos.

Os dados de *input* para o programa são:

- ✓ Definir a linha que se pretende dimensionar (aspiração ou líquido);
- ✓ Tipo de fluido frigorigéneo;
- ✓ Material utilizado para a tubagem, o cobre (no programa definido como “tubo de cobre ANSI”).
- ✓ Carga térmica (kW) a ser transferida em cada troço de tubagem;
- ✓ Temperatura de condensação e evaporação;
- ✓ Comprimento do troço (tendo em conta o comprimento equivalente), em metros;

Tendo em conta as considerações introduzidas, o programa calcula a perda de carga em pressão, a perda de carga térmica e a velocidade de escoamento no interior de cada troço de tubagem, selecionando um valor para o diâmetro de cada troço, considerado o mais adequado.

Vai explicar-se o procedimento efetuado, para o circuito de média temperatura CP1, dado que para os restantes o procedimento é exatamente o mesmo. Os cálculos referentes aos restantes circuitos (CP2 e CN) encontram-se no anexo I.

- **Circuito de média temperatura**

O primeiro passo foi numerar os diferentes troços de tubagem de jusante a montante, ou seja, a começar nos consumidores (jusante) e a continuar a montante da instalação, ou seja, no sentido da central. A designação atribuída a cada troço é apresentada no anexo G.

O circuito de média temperatura foi dividido em dois circuitos menores, o CP1 e o CP2, tal como identificado no traçado de tubagem (anexo G), pois possui um número elevado

de consumidores e a perda de carga total seria demasiado elevada para um só circuito e consequentemente o diâmetro das tubagens iria ser superior fazendo aumentar o custo (€) da instalação. Tendo dois circuitos independentes, consegue-se uma instalação com maior fiabilidade.

A próxima etapa passa por determinar a potência frigorífica a ser transmitida em cada troço de tubagem assinalado.

Segundo o anexo G, para o CP1, tem-se:

$$\dot{Q}_O = \dot{Q}_M + \dot{Q}_P \quad (9)$$

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_O + \dot{Q}_N \quad (10)$$

$$\dot{Q}_M = \dot{Q}_L + \dot{Q}_C \quad (11)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_I + \dot{Q}_J \quad (12)$$

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_H + \dot{Q}_G + \dot{Q}_F \quad (33)$$

$$\dot{Q}_F = \dot{Q}_D + \dot{Q}_E \quad (14)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B \quad (15)$$

Em que, de forma geral:

$\dot{Q}_i$ , é a potência frigorífica a ser transmitida no troço de tubagem “i” em [kW].

Consultando o subcapítulo 4.2.1. designado por "expositores frigoríficos" e o 4.2.3. "câmaras frigoríficas", retiram-se diretamente os valores para os troços descritos de seguida:

$$\dot{Q}_A = 4,13 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = 5,35 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_D = 11,4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_G = \dot{Q}_J = 2,14 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_H = 6,55 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_O = 10,12 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_N = 6,75 \text{ kW}$$

Dados diretamente os valores apresentados anteriormente, e aplicando as equações desde a (9) até à (15), tem-se o resultado das potências frigoríficas para os restantes troços:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_C = 4,13 + 5,35 = 9,48 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_F = 11,4 + 2,14 = 13,54 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_I = 6,55 + 2,14 + 13,54 = 22,23 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_L = 22,23 + 2,14 = 24,37 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_M = 24,37 + 9,48 = 33,85 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_P = 10,12 + 6,75 = 16,87 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_Q = 16,87 + 33,85 = 50,72 \text{ [kW]} \end{array} \right.$$

Tendo a potência frigorífica a transmitir em cada troço de tubagem o próximo passo é determinar o comprimento de cada troço de tubagem.

O comprimento equivalente de cada troço, trata-se da soma do comprimento das partes horizontais e retas da tubagem, com o comprimento equivalente total de todos os componentes instalados nesse troço. Esses componentes podem ser válvulas, curvas, derivações em “T”, entre outros.

Neste trabalho final de mestrado, dado o contexto real que se pretende com a integração no estágio de natureza profissional, teve-se acesso a algumas regras da arte da empresa, para projetar elementos da instalação de refrigeração.

Recorrendo aos desenhos técnicos realizados no *software Autocad* (anexo G), retiram-se os valores para o comprimento reto e horizontal de cada troço, apresentados na tabela 26. Para o cálculo do comprimento equivalente de cada troço, ao valor anterior, soma-se um fator percentual, que corresponde a uma regra da arte da empresa. O comprimento medido apresentado na tabela 26, foi multiplicado por esse fator para ser introduzido no programa de cálculo de diâmetros da tubagem, contabilizando assim todos os componentes

necessários. Alguns troços, como vem representado no anexo G, têm uma subida/descida da tubagem. Para esses, somou-se outro fator, para além do anteriormente designado.

Assim sendo, o valor do comprimento equivalente, que serve de *input* no programa de cálculo, para cada troço de tubagem, é dado por:

$$L_{EQUIVALENTE} = L_{MEDIDO} + L_{COMPONENTES} + L_{SUBIDAS/DESCIDAS} [m] \quad (16)$$

Onde:

$L_{equivalente}$ , é o comprimento total do troço de tubagem, que serve de *input* para o programa de cálculo, [m];

$L_{medido}$ , é o comprimento medido do troço de tubagem em reta e horizontal, recorrendo ao *software Autocad* [m];

$L_{componentes}$ , é o comprimento equivalente aos componentes presentes no troço de tubagem [m];

$L_{subidas/descidas}$ , é o comprimento equivalente às subidas/descidas dos troços de tubagem [m];

Na tabela seguinte, tem-se o valor do comprimento medido e equivalente para cada um dos troços de tubagem do CP1:

Tabela 26 – Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CP1.

Troço de tubagem	Comprimento medido [m]	Comprimento equivalente [m]
A	6,81	8,17
B	2,24	2,68
C	3,86	4,64
D	2,83	6,39
E	2,84	6,41
F	8,85	10,62
G	1,88	5,26
H	1,95	5,34
I	6,91	8,29
J	1,65	4,98
L	10,9	13,1

Troço de tubagem	Comprimento medido [m]	Comprimento equivalente [m]
M	6,91	8,3
N	3,43	7,12
O	3,46	7,15
P	5,2	6,24
Q	6,22	7,5
Total	75,94	112,18

O cálculo do diâmetro das linhas de líquido e de aspiração para os diferentes troços passa por aplicar o mesmo raciocínio, descrito anteriormente.

Tendo em consideração que o comprimento equivalente é o mesmo para as duas linhas, na tabela 27 tem-se a seguinte seleção de diâmetros para as linhas de líquido e aspiração:

Tabela 27 – Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CP1.

Troço	Diâmetro da linha de líquido ["""]	Diâmetro da linha de aspiração ["""]
A	3/8	3 /4
B	5/16	7 /8
C	3/8	11 /8
D	1 /2	13 /8
E	1 /4	5 /8
F	1 /2	13 /8
G	1 /4	5 /8
H	3/8	11 /8
I	5/8	15 /8
J	1 /4	5 /8
L	5/8	21 /8
M	3 /4	21 /8
N	3/8	11 /8
O	3/8	13 /8
P	1 /2	15 /8
Q	7/8	25 /8

Para o CP2, seguiu-se o mesmo procedimento descrito anteriormente. Serão apresentados apenas os resultados obtidos.

Na tabela seguinte, tem-se o valor do comprimento medido e equivalente para cada um dos troços de tubagem do CP2:

Tabela 28 - Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CP2.

Troço de tubagem	Comprimento medido [m]	Comprimento equivalente [m]
A	3,64	4,37
B	2,92	3,5
C	0,35	0,42
D	4,65	5,6
E	0,12	0,14
F	3,49	7,19
G	2,2	5,63
H	5,6	9,71
I	2,72	3,26
J	0,35	0,42
L	3,52	4,22
M	4,67	5,6
N	6,7	8,02
O	1,66	1,99
P	15,26	21,31
Q	4,67	5,6
R	1,12	1,35
S	5,43	6,52
T	14,9	20,88
U	0,15	0,19
V	1,41	1,69
X	26,1	34,3
Total	111,63	151,91

Na tabela seguinte, tem-se o valor do diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada um dos troços de tubagem do CP2:

Tabela 29 - Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CP2.

Troço	Diâmetro da linha de líquido ["]	Diâmetro da linha de aspiração ["]
A	3 / 8	3 / 4
B	3 / 8	1 / 2
C	3 / 8	3 / 8
D	3 / 8	1 / 2
E	3 / 8	5 / 8
F	3 / 8	3 / 4
G	3 / 8	3 / 8
H	3 / 8	7 / 8
I	3 / 8	11 / 8
J	3 / 8	5 / 8
L	1 / 2	13 / 8

Troço	Diâmetro da linha de líquido ["]	Diâmetro da linha de aspiração ["]
M	3 / 8	5 / 8
N	3 / 8	5 / 8
O	1 / 2	13 / 8
P	1 / 2	15 / 8
Q	3 / 8	5 / 8
R	3 / 8	11 / 8
S	3 / 8	5 / 8
T	3 / 4	21 / 8
U	5 / 16	7 / 8
V	3 / 4	21 / 8
X	7 / 8	25 / 8

- **Circuito de baixa temperatura**

O procedimento para o cálculo dos diâmetros de cada troço de tubagem, do circuito de baixa temperatura, foi o mesmo usado para o circuito de média temperatura. Por este motivo, serão apenas apresentados os resultados. O cálculo efetuado é apresentado no anexo I.

O traçado da tubagem para este circuito é apresentado no anexo H, assim como a designação atribuída a cada troço. Na tabela seguinte, tem-se o valor do comprimento medido e equivalente para cada um dos troços de tubagem do CN:

Tabela 30 - Comprimento medido e comprimento equivalente, para cada troço de tubagem do CN.

Troço de tubagem	Comprimento medido [m]	Comprimento equivalente [m]
A	12,4	14,85
B	3	3,6
C	5,7	6,8
D	6,3	10,6
E	6	7,2
F	3,6	4,4
G	3	3,9
H	3,3	4
I	2,6	3,2
J	1	1,25
L	3,3	4
M	34	44

Troço de tubagem	Comprimento medido [m]	Comprimento equivalente [m]
N	7	8,3
O	4,8	5,8
P	5,7	9,8
Total	101,7	131,7

Na tabela seguinte, tem-se o valor do diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada um dos troços de tubagem do CN:

Tabela 31 - Diâmetro das linhas de líquido e aspiração, para cada troço de tubagem do CN.

Troço	Diâmetro da linha de líquido ["]	Diâmetro da linha de aspiração ["]
A	3 / 8	3 / 8
B	3 / 8	3 / 8
C	3 / 8	1 / 2
D	3 / 8	3 / 8
E	3 / 8	1 / 2
F	3 / 8	1 / 2
G	3 / 8	1 / 2
H	3 / 8	5 / 8
I	3 / 8	1 / 2
J	1 / 2	3 / 4
L	3 / 8	1 / 2
M	1 / 2	7 / 8
N	5 / 8	7 / 8
O	3 / 8	3 / 8
P	5 / 8	11 / 8

A perda de carga de cada troço foi calculada pelo *software* da *Danfoss*. No anexo J é possível visualizar os relatórios gerados pelo *software* com os valores de perda de carga, entre outras características, para cada um dos circuitos da tubagem.

A perda de carga total para o circuito de média temperatura, é de 3,854 bar (2,75 bar para a linha de líquido e 1,104 bar para a linha de aspiração). Para o circuito de baixa temperatura a perda de carga calculada é de 4,794 bar (1,559 para a linha de líquido e 3,235 para a linha de aspiração).

#### 4.3.4. Compressores

- **Circuito de baixa temperatura - R744 (CO<sub>2</sub>)**

As necessidades frigoríficas totais para o circuito de negativos (CO<sub>2</sub>), é de 41,5 kW, como se pode verificar na tabela seguinte.

Tabela 32 - Necessidade frigorífica total para o circuito de temperatura negativa.

<b>Potência total necessária nas câmaras de congelados</b>	9,8 kW
<b>Potência total dos expositores de congelados</b>	27,89 kW
<b>Potência da máquina de gelo</b>	3,81 kW
<b>Potência necessária total para o circuito de baixa temperatura</b>	41,5 kW

Foram seleccionados 3 compressores para dar resposta a esta necessidade de arrefecimento. Em termos de consumos energéticos é muito mais vantajoso poder ter potências de compressão. Isto significa que os compressores vão adequar a sua potência à necessidade requerida, ao longo do tempo. Para maior otimização, optou-se por um dos compressores ter um variador de frequência. Este será o primeiro a entrar em funcionamento e prestará o melhor desempenho mostrando-se mais eficiente que os restantes.

Os compressores seleccionados são semi-herméticos da linha *Ecoline* da *Bitzer*. Para seleccionar estes compressores, recorre-se ao *software* da marca, disponível *online* no *site* oficial da *Bitzer*. A potência frigorífica de cada compressor deve ter valor igual ou superior, ao valor da necessidade frigorífica total, dividindo pelo número de compressores.

Para o caso em estudo, a potência frigorífica para cada compressor é calculada de seguida:

$$\frac{41,5}{3} \cong 13,84[kW] \quad (47)$$

Recorrendo ao *software* para a seleção destes compressores, os dados de *input* introduzidos, são os apresentados na figura 23. As condições de operação são dadas automaticamente pelo programa.

The screenshot displays the BITZER Software interface with the following input data:

- Menu: Projeto, Modo, Opções, Janela
- Compressor Type: Semi-Herméticos Pistões
- Modo: Refrigeração e Ar Condicionado
- Refrigerante: R744 (CO2)
- Temperatura de referência: Ponto de Orvalho
- Tipo do compressor: subcritico
- Série: Padrão
- Modo de operação: subcritico
- Motor versão: todos
- Seleção compressor:
  - Capac. Frigorífica: 13,84 kW
  - Compressor modelo: [Empty]
  - Incluir modelos antigos
- Ponto de operação:
  - Temp. Evaporação SST: -37 °C
  - Temp. Condensação SDT: -7 °C
- Condições de operação:
  - Sub resfriamento líquido: 0 K
  - Superaquecimento do gás: 10 K
  - Superaquecimento útil: 100 %
- Controle de capacidade:
  - Sem
  - Inversor de: 60 Hz

Figura 23 - Dados de *input* introduzidos no *software* da *Bitzer* para seleção de compressores da central frigorífica a R744.

O programa gera automaticamente os melhores modelos de compressores para as condições introduzidas.

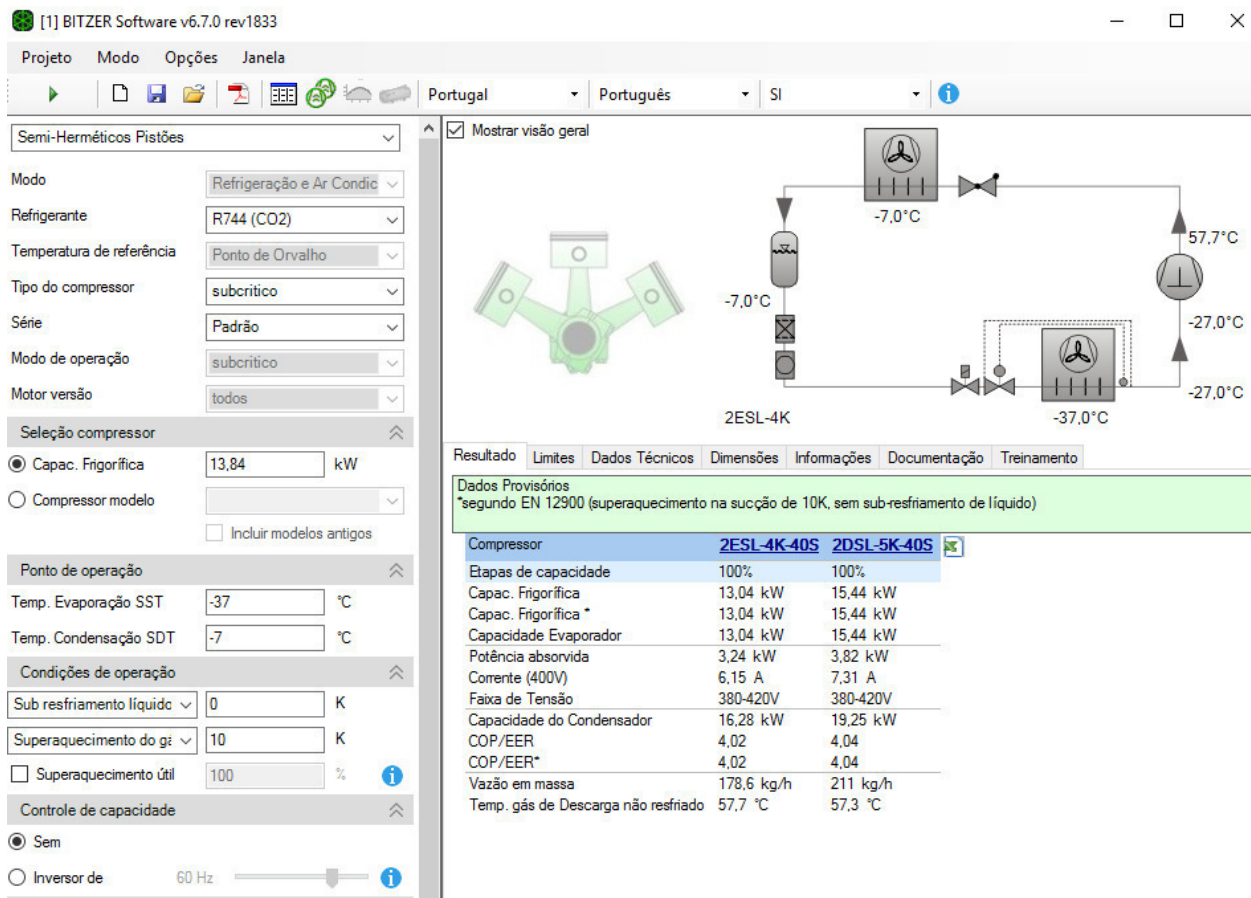


Figura 24 - Janela gerada pelo software da *Bitzer*, com os modelos de compressores mais adequados, para as condições introduzidas, do circuito de temperaturas negativas.

Como se pode ver, programa faz a sugestão de dois modelos de compressor. Um que tem uma potência frigorífica superior à necessária, outro que tem uma potência ligeiramente inferior à que é necessária. A escolha não é feita de forma imediata, há outro fator a ter em conta. Como já foi explicado anteriormente, definiu-se que um dos compressores que se vai implementar, vai ter controlo de capacidade, consequentemente, vai possuir uma potência frigorífica superior à apresentada na figura 24.

Para seleccionar o compressor mais adequado, começa-se por escolher o compressor do modelo 2ESL-4K-40S, com menor valor de capacidade frigorífica em relação à necessária. De seguida, determina-se qual a capacidade frigorífica deste compressor quando tem controlo de capacidade. No programa, basta clicar na opção de inversor de

frequência e colocar uma frequência de alimentação de 60 Hz (o programa por defeito apresenta 70 Hz).

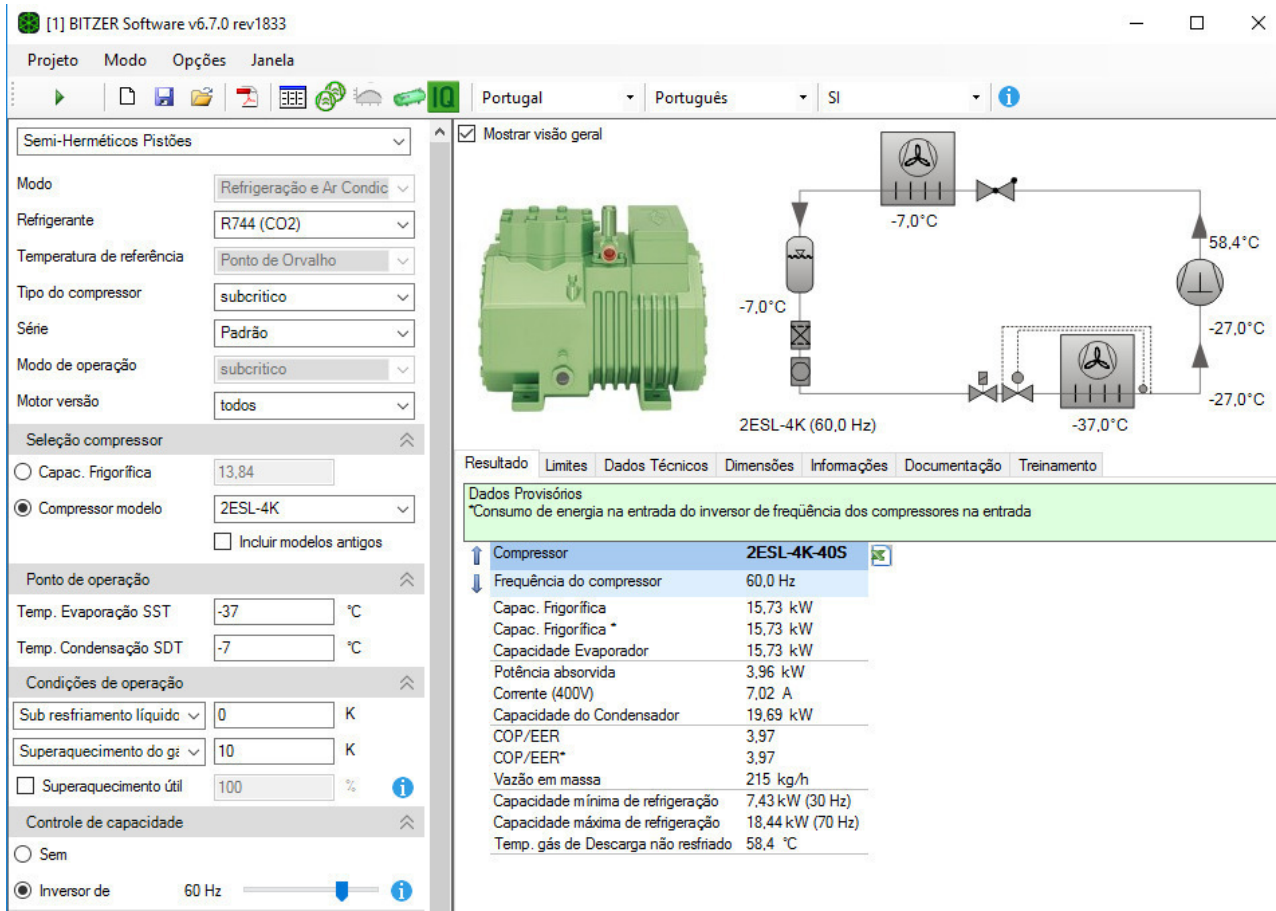


Figura 25 - Modelo de compressor com inversor de frequência, selecionado através do software da Bitzer.

Como se pode verificar através da figura 25, a capacidade frigorífica do compressor que antes tinha valor igual a 13,04 [kW] passou para 15,73 [kW].

Opta-se então por selecionar um compressor do modelo 2ESL-4K-40S com inversor de frequência e os outros dois compressores do mesmo modelo, embora sem controlo de capacidade.

Para se determinar a capacidade frigorífica total para os três compressores, tem-se:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 13,04 \times 2 + 15,73 = 41,81 \text{ [kW]}$$

Verifica-se que os compressores estão bem dimensionados dado que se cumpre a seguinte condição:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 41,81 > 41,5 [kW]$$

Tem-se, portanto, uma diferença entre a calculada e a potência necessária, de aproximadamente 0,74%.

Fizeram-se outras duas simulações no programa, para outros regimes de funcionamento do compressor selecionado, para ver como reage. Obteve-se o seguinte:

- ✓ Para o regime de temperatura de (-37/-9°C) a potência frigorífica calculada é de 43,25 kW, com uma diferença de 4% em relação à potência frigorífica necessária;
- ✓ Para o regime de temperatura de (-37 / -5 °C), a potência frigorífica calculada é de 40,37 kW, com uma diferença de -2,8% em relação à potência frigorífica necessária.

Numa das simulações a diferença calculada apresenta valores negativos pois, para estas condições de funcionamento, a potência frigorífica total dos compressores é inferior à necessária, o que poderia indicar que os compressores estariam mal selecionados e o sistema subdimensionado. Contudo, há fatores que tornam este valor admissível. A máquina de gelo que tem uma potência frigorífica de 3,81 kW, representa aproximadamente 9,2% da necessidade frigorífica total necessária, e só funciona geralmente 2 a 3 vezes por dia. O sistema de refrigeração é dimensionado para a situação crítica em que todos os consumidores de energia trabalham à sua carga máxima, o que na realidade não acontece. Assim, é também admissível admitirem-se diferenças negativas.

Conclui-se que a seleção dos compressores foi efetuada com sucesso, tendo sido calculada a situação mais crítica de funcionamento dos compressores para o regime de temperaturas (-37/-5 °C), que é admissível.

- **Calor rejeitado pela central de baixa temperatura**

Tendo os compressores seleccionados a próxima etapa é calcular o CTR (Calor Total de Rejeição) dos compressores seleccionados.

Mais uma vez, o programa da *Bitzer* dá esta informação. Para explicar o procedimento efetuado utilizou-se o regime de funcionamento de (-30/-3°C), apesar de terem sido feitas outras simulações para outros regimes de temperatura. O CTR do compressor com controlo de capacidade é diferente do CTR dos compressores sem controlo de capacidade, portanto tem de se calcular o CTR para as duas situações.

O CTR do compressor sem controlo de capacidade é o apresentado na figura seguinte:

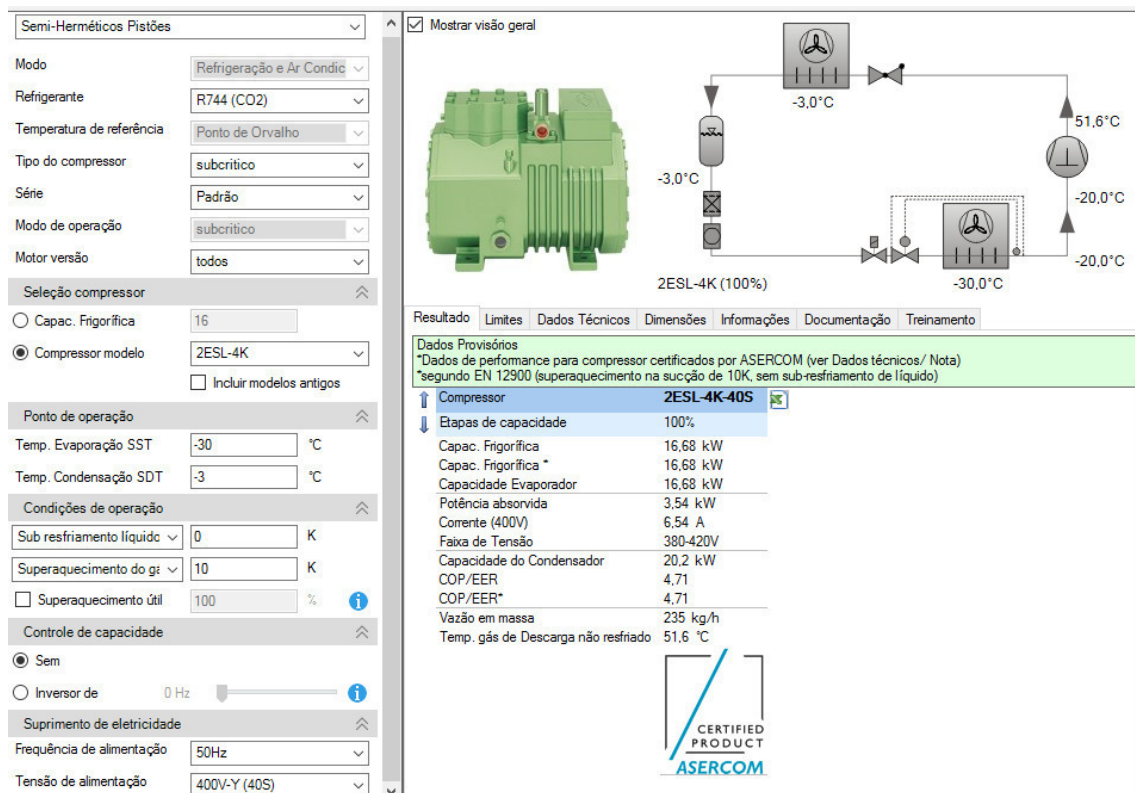


Figura 26 - Software da *Bitzer* com o cálculo do Calor Total Rejeitado do compressor 2ESL-4K-40S, sem controlo de capacidade.

O CTR do compressor com controlo de capacidade é o apresentado na figura seguinte:

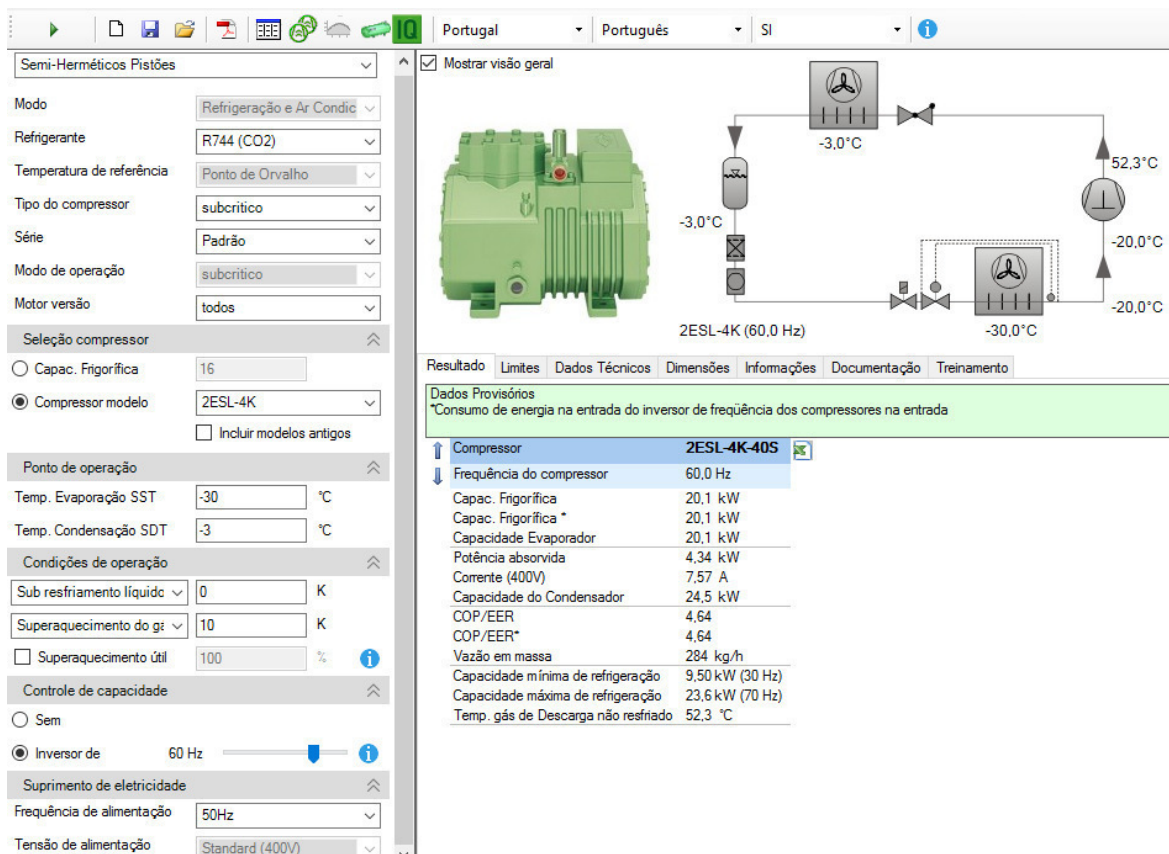


Figura 27 - Software da Bitzer com o cálculo do Calor Total Rejeitado do compressor 2ESL-4K-40S, com controlo de capacidade.

Tendo em conta esta informação, o calor total rejeitado pelos compressores seleccionados é dado por:

$$CTR_{(-30/-3^{\circ}\text{C})} = 20,2 \times 2 + 24,5 = 64,9 \text{ [kW]}$$

Este valor calculado, igual a 64,9 kW, é o calor que vai ser dissipado no permutador de calor CO<sub>2</sub>/R134a que depois será absorvido no circuito de positivos e posteriormente libertado num condensador. O permutador de calor CO<sub>2</sub>/R134a funciona como um condensador no circuito de negativos e um evaporador do circuito de positivos.

Através do programa da Bitzer fizeram-se simulações para outros dois regimes de temperaturas:

- ✓ Para o regime (-35/-5°C) o calor total rejeitado pelos compressores seleccionados tem valor igual a 55,26 kW.;

- ✓ Para o regime (-35/-9°C) o calor total rejeitado pelos compressores selecionados tem valor igual a 57,28 kW.

Para posteriormente se selecionarem os compressores do circuito de média temperatura, será necessário saber o valor de CTR dos compressores do circuito de baixa temperatura. Optou-se pelo regime de temperaturas (-35/-9°C), com CTR igual a 57,28 kW, por ser o valor intermédio do resultado das simulações. Será este o valor a ser contabilizado, mais à frente no trabalho.

- **Circuito de média temperatura – R134a**

As necessidades frigoríficas totais para o circuito de positivos (R134a), é de 96 kW, como se pode verificar na tabela seguinte.

Tabela 33 - Necessidade frigorífica total para o circuito de temperatura positiva.

<b>Potência total necessária nas câmaras de produtos refrigerados</b>	20 kW
<b>Potência total dos móveis de produtos refrigerados</b>	76 kW
<b>Potência necessária para o circuito de média temperatura</b>	96 kW
<b>Calor Total Rejeitado pelo circuito de baixa temperatura</b>	57,28 kW
<b>Potência necessária total para o circuito de média temperatura + CTR do circuito de baixa temperatura</b>	<b>153,28 kW</b>

O procedimento de seleção dos compressores para o circuito de positivos é igual ao do circuito de negativos, com a diferença de que como as potências envolvidas são maiores, selecionaram-se 4 em vez de 3 compressores.

As grandes diferenças prendem-se com as temperaturas de evaporação, condensação e o fluido frigorigéneo. Os compressores do circuito de positivos vão ter de possuir potência

refrigerante suficiente para alimentar o circuito de positivos mais o CTR dos compressores do circuito de negativos.

A potência frigorífica total do circuito de média temperatura é dado por:

$$\dot{Q}_{compressor(CP)} = \frac{\dot{Q}_{total(CP)} + \dot{Q}_{CTR(CN)}}{n} \quad (58)$$

Sendo que:

$\dot{Q}_{compressor(CP)}$ , é a capacidade frigorífica de cada compressor do circuito de temperatura positiva;

$\dot{Q}_{total(CP)}$ , é a capacidade frigorífica total do circuito de temperatura positiva;

$\dot{Q}_{CTR(CN)}$ , é o calor total rejeitado pelos compressores do circuito de temperatura negativa;

$n$ , é o número de compressores do circuito de temperatura positiva.

Substituindo os valores na equação 16, tem-se:

$$\dot{Q}_{compressor(CP)} = \frac{96 + 57,28}{4} = 38,32 \text{ kW}$$

Chega-se à conclusão que cada compressor deverá ter uma potência frigorífica de 38,32 kW.

Para selecionar os compressores deste circuito, recorre-se novamente ao programa da *Bitzer*. Selecionam-se os compressores mais adequados, sendo que os dados de *input* são diferentes dos anteriores e são apresentados na figura seguinte:

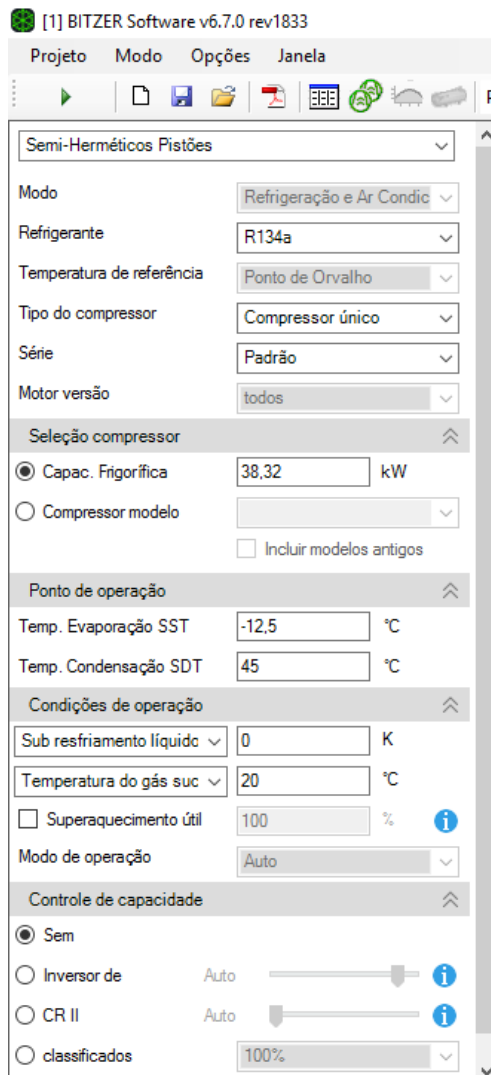


Figura 28 - Dados de input introduzidos no software da *Bitzer* para seleção de compressores da central frigorífica a R134a.

Os modelos de compressores gerados segundo o programa, para as condições apresentadas anteriormente, são apresentados na figura seguinte:

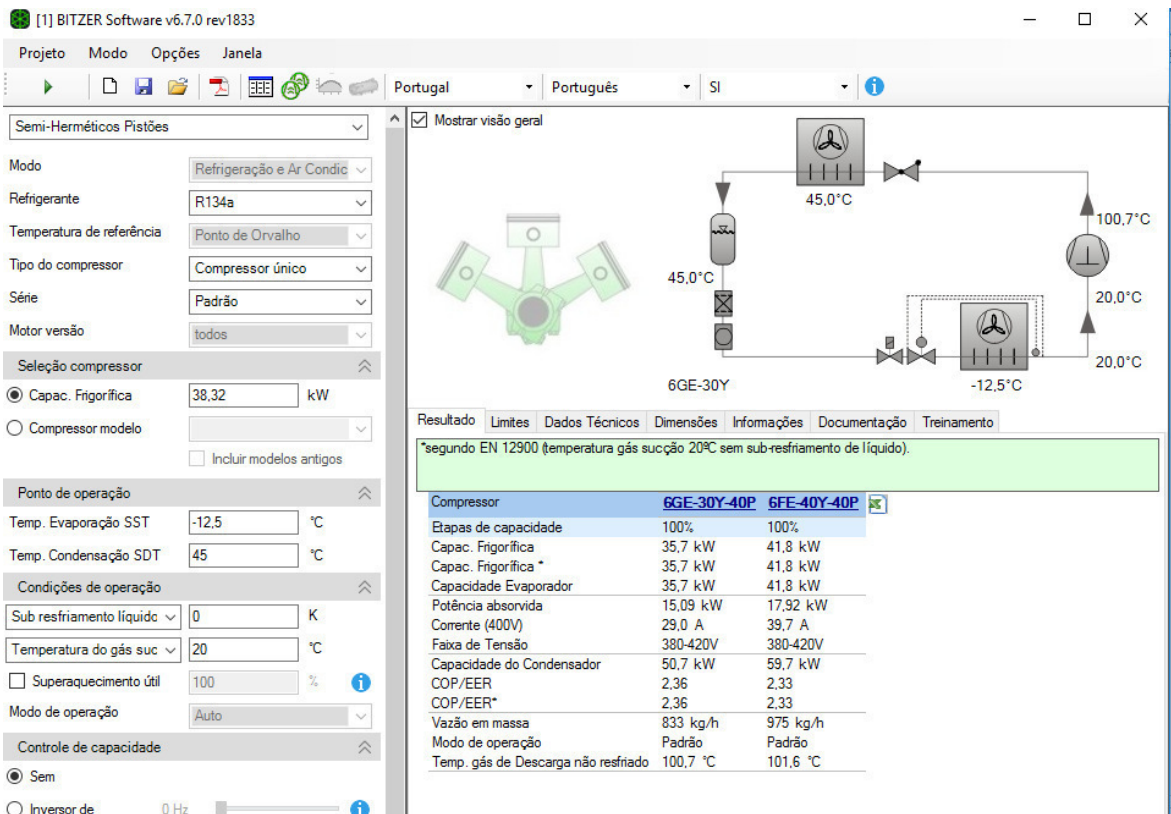


Figura 29 - Janela gerada pelo software da Bitzer, com os modelos de compressores mais adequados, para as condições introduzidas, do circuito de temperaturas positivas.

São selecionados 3 compressores do modelo 6GE-30Y-40P com uma capacidade frigorífica de 35,7 kW cada, sem controlo da capacidade.

De seguida, segundo o procedimento efetuado para o circuito de baixa temperatura, recorre-se ao programa da *Bitzer* e opta-se pelo compressor modelo 6GE-30Y-40P, com controlo de capacidade. Na figura seguinte são apresentadas as características deste modelo de compressor.

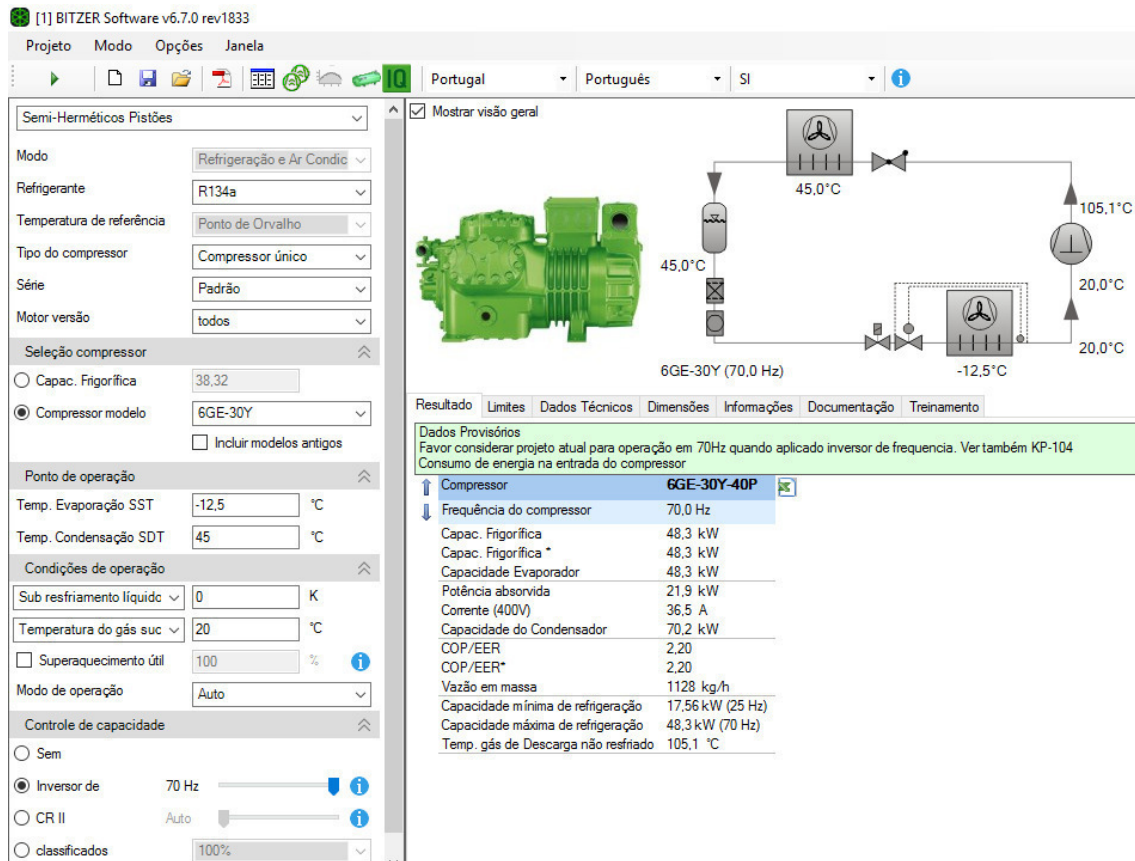


Figura 30 - Modelo de compressor com inversor de frequência, selecionado através do software da *Bitzer*.

Em suma, foram selecionados 3 compressores do modelo 6GE-30Y-40P sem controlo de capacidade e 1 compressor também do modelo 6GE-30Y-40P, mas com controlador de capacidade através de um inversor de frequência (programa aconselha utilizar valor igual a 70 Hz, como é apresentado na figura 30).

Para se determinar a capacidade frigorífica total para os quatro compressores, tem-se:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 35,7 \times 3 + 48,3 = 155,4 \text{ [kW]}$$

Verifica-se que os compressores cumprem a seguinte condição:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 155,4 > 153,28 \text{ [kW]}$$

A diferença entre a potência frigorífica necessária e a calculada é de 1,38%.

Realizando uma nova simulação, segundo o mesmo procedimento, para um regime diferente de temperaturas (-10/+45°C), obteve-se um valor de 174,6 kW para a capacidade frigorífica total dos compressores.

A diferença calculada para esta última situação é de 13,91%.

Introduzindo um fator de simultaneidade de valor confidencial dado ser informação da arte da empresa, multiplicando-o pela capacidade frigorífica total necessária de valor 153,28 kW, obtiveram-se novos valores percentuais para a diferença entre a potência frigorífica necessária e a calculada.

A introdução deste fator, permite fazer um estudo mais realista, porque se sabe que nem todas as cargas térmicas consideradas num projeto deste tipo, vão ter sempre o seu valor máximo, estes valores oscilam ao longo do tempo.

Verifica-se, para a situação com fator de simultaneidade, que a diferença entre a potência frigorífica calculada e a potência necessária aumenta em ambos os regimes e atinge valores considerados não admissíveis. Conclui-se que desta forma, a central frigorífica ficaria sobredimensionada.

De forma a obter valores mais favoráveis, sem sobredimensionar o sistema, recorre-se novamente ao programa da *Bitzer* para fazer nova seleção.

Em suma, são mantidos os 2 compressores do modelo 6GE-30Y-40P sem controlo de capacidade. Selecionaram-se 2 compressores com controlo de capacidade do modelo 4FE-25Y-40P. Na figura seguinte apresenta-se as características deste modelo de compressor:

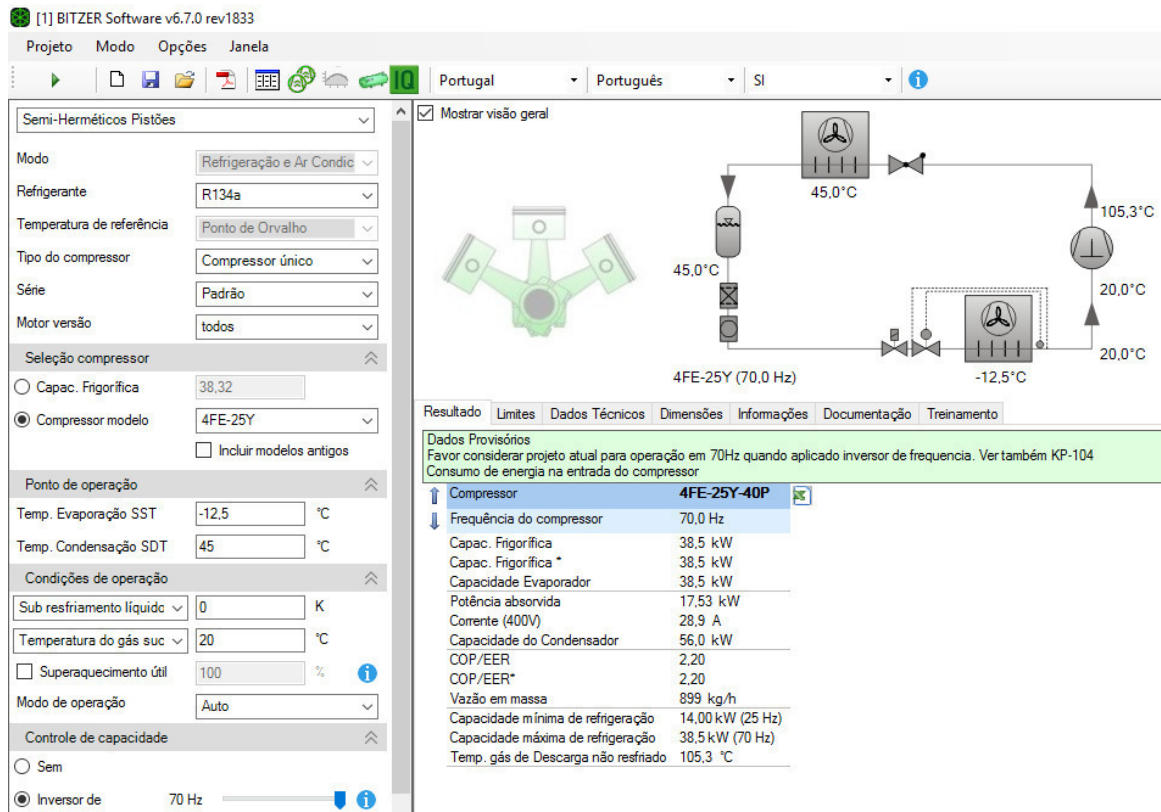


Figura 31 - Programa da *Bitzer* para seleção do modelo de compressor 4FE-25-40P, com regime de temperatura (-12,5/45°C).

Para se determinar a capacidade frigorífica total para os quatro compressores, tem-se:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 35,7 \times 2 + 38,5 \times 2 = 148,4 \text{ [kW]}$$

Verifica-se que os compressores não cumprem a seguinte condição:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 148,4 < 153,28 \text{ [kW]}$$

A diferença entre a potência frigorífica necessária e a calculada, para o regime de temperaturas (-12,5/45°C), é de -3,18%. Como já foi justificado anteriormente, no caso do circuito de baixa temperatura, o valor -3,18% é admissível.

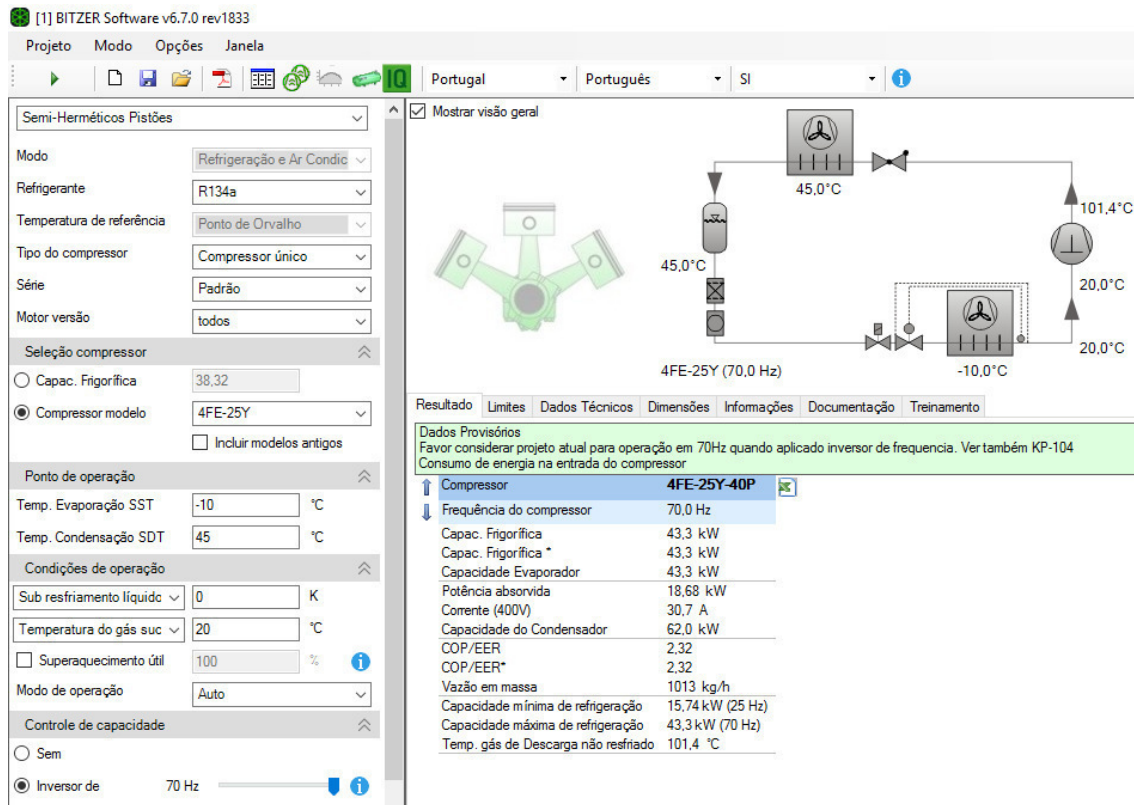


Figura 32 - Programa da *Bitzer* para seleção do modelo de compressor 4FE-25-40P, com regime de temperatura (-10/45°C).

Para se determinar a capacidade frigorífica total para os quatro compressores, tem-se:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 40,1 \times 2 + 43,3 \times 2 = 166,8 \text{ [kW]}$$

Verifica-se que os compressores cumprem a seguinte condição:

$$\dot{Q}_{T(\text{compressores})} = 166,8 > 153,28 \text{ [kW]}$$

A diferença entre a potência frigorífica necessária e a calculada, para o regime de temperaturas (-10/45°C), é de 8,82%.

Após aplicar o fator de simultaneidade, conseguem-se diferenças entre a potência frigorífica necessária e a calculada, muito mais favoráveis.

A situação mais crítica de funcionamento, acontece no regime de temperatura (-12,5/45°C), com uma diferença de -3,18%, sem aplicação do fator de simultaneidade, com uma potência frigorífica de 148,4 kW.

Conclui-se que os compressores foram selecionados corretamente, para a potência necessária de 153,28 kW.

### 4.3.5. Condensador

Falta determinar é o CTR dos compressores do circuito de média temperatura para posteriormente se fazer a seleção do condensador. Para o cálculo do CTR considera-se um regime de funcionamento de  $(-2,5/+45^{\circ}\text{C})$ , que corresponde ao período de tempo em que a central frigorífica se encontra em fase de “arranque”, sendo a situação inicial de funcionamento, o momento mais crítico no que toca ao calor que é necessário dissipar.

Para se obter o calor rejeitado pelos compressores selecionados, tendo os modelos de compressores selecionados, basta recorrer novamente ao programa da *Bitzer*, para ver as suas características dentro do regime de temperatura  $(-2,5/45^{\circ}\text{C})$ , dentro das quais se retira o valor do calor rejeitado pelos mesmos. Os valores calculados para os dois modelos de compressores em causa, são apresentados nas figuras seguintes:

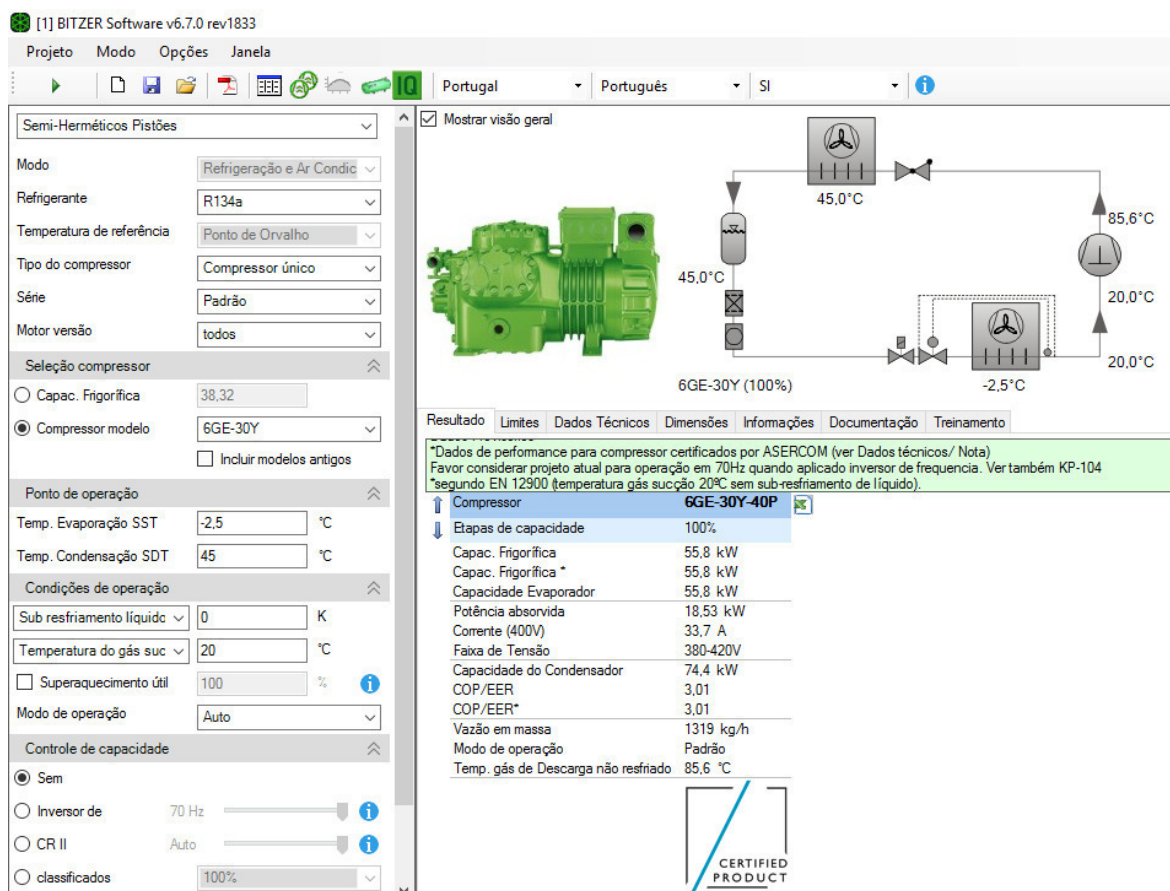


Figura 33 - Programa da *Bitzer*, para calcular o calor rejeitado para o condensador, do compressor modelo 6GE-30Y-40P.

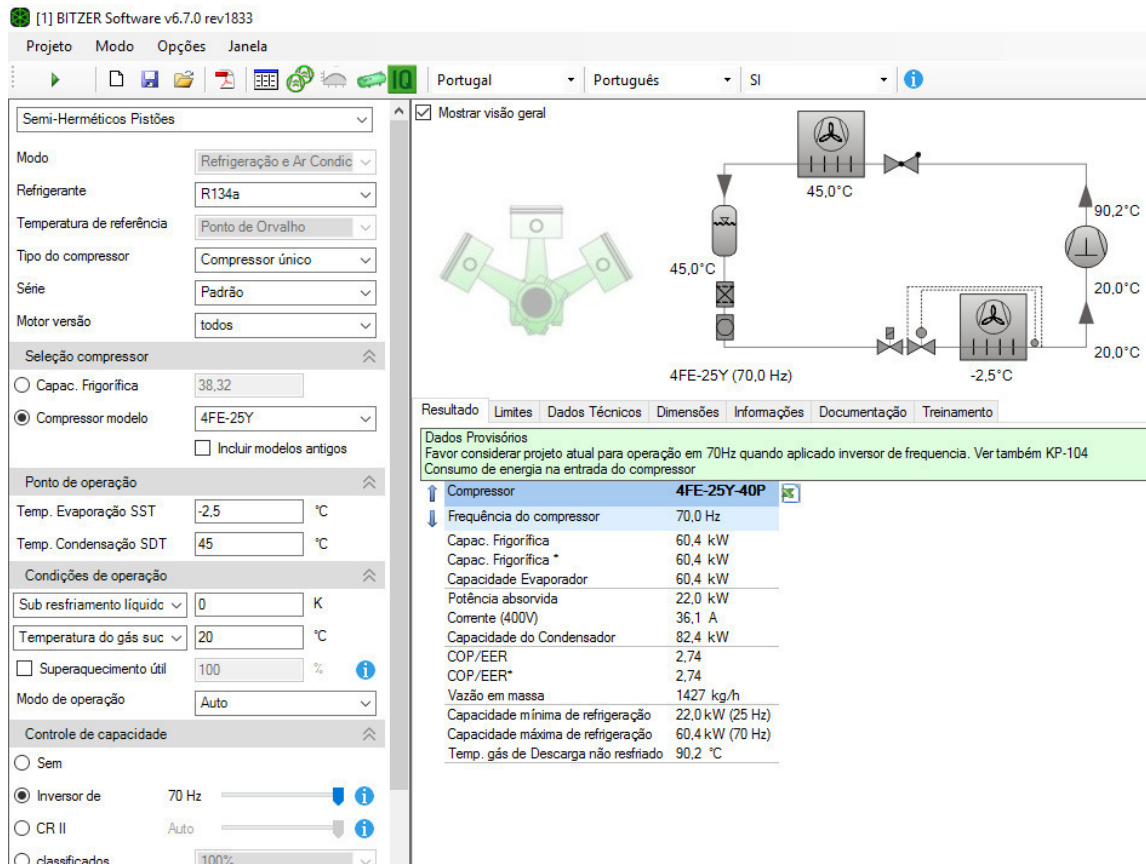


Figura 34 - Programa da *Bitzer*, para calcular o calor rejeitado para o condensador, do compressor modelo 4FE-25Y-40P.

A potência total do condensador é dada por:

$$\dot{Q}_{T(\text{condensador})} = 74,4 \times 2 + 82,4 \times 2 = 313,6 \text{ [kW]}$$

O condensador é selecionado através do *software CProSelect* da *Centauro*. No anexo L são apresentadas as características deste equipamento.

São introduzidos os seguintes dados *input* no programa:

- ✓ Potência requerida para o condensador de 313,6 kW;
- ✓ Temperatura ambiente de 35°C;
- ✓ Diferença de temperatura de 10°C;
- ✓ Ruído máximo de 45 dB;
- ✓ Altitude de 300 metros (o programa apenas permite selecionar 0 metros ou em intervalos de 300 metros);
- ✓ Material das alhetas: alumínio.

Na tabela 34, encontram-se resumidas algumas das características do condensador selecionado:

Tabela 34 - Características do condensador da nova instalação frigorífica, retiradas do programa *CProselect* da *Centauro*.

<b>ACPD/R - 880/658T</b>	
Pot. nom. (DT=15°C) [kW]	518.28
Potência corrigida [kW]	318.12
DT Funcionamento [°C]	9.86
Espaçamento [mm]	2.1
Superfície [m²]	2045.40
N.º ventiladores [N.ºxØ]	8x800
Rotação [rpm]	670
Caudal de ar [m³/h]	112800
Ruído [dB(A)]*	47

#### 4.3.6. Constituição das Centrais Frigoríficas

As duas centrais frigoríficas são equipadas com compressores da marca *Bitzer* do tipo alternativo semi-hermético.

##### 4.3.6.1. Central de baixa temperatura

<b>Quantidade (compressores)</b>	3
<b>Fabricante</b>	<i>Bitzer</i>
<b>Modelo</b>	2ESL-4K-40S (1 com variação de velocidade)
<b>Tipo</b>	Semi-hermético
<b>Compressão</b>	Simples estágio
<b>Capacidade frigorífica total dos compressores (-37/-7°C)</b>	41,81 kW
<b>Fluido frigorígeno</b>	R744 (CO2)

#### 4.3.6.2. Central de média temperatura

<b>Quantidade (compressores)</b>	2+2
<b>Fabricante</b>	<i>Bitzer</i>
<b>Modelo</b>	6GE-30-40P
<b>Modelo</b>	4FE-25Y-40P (com variação de velocidade)
<b>Tipo</b>	Semi-hermético
<b>Compressão</b>	Simples estágio
<b>Capacidade frigorífica total dos compressores (-12.5/+45°C).</b>	148,4 kW
<b>Fluido frigorígeno</b>	134a



# Capítulo 5

## 5. Análise comparativa

Neste capítulo faz-se uma análise dos pontos críticos que permitem comparar as duas instalações frigoríficas, a instalação existente e a proposta de melhoria, apresentadas no caso de estudo. As diferentes configurações são analisadas, verificando os resultados passíveis de comparação para posteriormente se concluir acerca da viabilidade da nova instalação, com foque no desempenho energético e impacto ambiental.

Tabela 35 - Análise comparada da capacidade frigorífica total dos compressores das instalações frigoríficas.

	Instalação existente			Instalação nova			
Sistema de refrigeração	Individualizado			Cascata			
Fluido de trabalho	404A			CO <sub>2</sub> /134a			
Quantidade de compressores (Central MT)	3			4			
Eficiência Frigorífica de cada compressor (Central MT)	2,1	2,1	2,08	2,2	2,2	2,36	2,36
Capacidade frigorífica total dos compressores (Central MT)	108 kW			148,4 kW			
Quantidade de compressores (Central BT)	3			3			
Eficiência Frigorífica de cada compressor (Central BT)	1,18	1,18	1,18	4,02	4,02	3,97	
Capacidade frigorífica total dos compressores (Central BT)	47,67 kW			41,81 kW			
<b>Capacidade frigorífica total dos compressores da instalação</b>	<b>155,67 kW</b>			<b>190,21 kW</b>			

A capacidade frigorífica total dos compressores instalados na sala de máquinas, para os circuitos de média e baixa temperatura, é de 190,21 kW na nova instalação e de 155,67 kW na instalação existente, necessária para garantir a produção de frio exigida pelos equipamentos de frio comercial implantados na unidade comercial.

Existe uma diferença na capacidade frigorífica total dos compressores, entre as duas instalações, de valor igual a 34,54 kW. Estima-se que esta diferença possa ser justificada pela existência do elemento permutador de calor do sistema do tipo cascata.

A central frigorífica de MT, apresenta um valor de potência frigorífica superior na nova instalação. A diferença de temperatura necessária para impulsionar a transferência de calor através do permutador de calor do sistema em cascata, representa uma ligeira perda de eficiência energética em comparação com o sistema a 404A.

### **5.1. Consumo de energia elétrica**

A instalação mais eficiente em termos energéticos será a que consome menos energia elétrica, durante o mesmo período de tempo, para dar resposta ao mesmo nível de produção de frio exigida pelos equipamentos de frio comercial implantados na unidade comercial. Assim, para ser possível fazer a análise de consumos energéticos, teve-se em conta as seguintes etapas:

1. Ter acesso aos dados de consumo energético reais, da instalação existente. Fez-se a recolha de dados, para um período anual de funcionamento da instalação, através de um sistema de supervisão e monitorização utilizado para as instalações frigoríficas da empresa Race, S.A.. Este sistema gera os dados divididos entre a central de média temperatura e a central de baixa temperatura. No anexo M são apresentados estes dados, registados em intervalos de 15 minutos, durante um ano de funcionamento da instalação (correspondente a 96 medições de consumo energético por dia).
2. Fez-se o tratamento dos dados de consumo energético recolhidos, para ser possível uma análise gráfica desses consumos num período anual, tendo início em Setembro de 2016.
3. Foi possível ter acesso aos dados de consumo de energia elétrica de uma instalação frigorífica bastante semelhante à instalação que é, a proposta de melhoria neste

trabalho. Considera-se esta opção viável de forma a permitir realizar a análise comparada, sendo que a componente técnica, tecnológica e dimensional da instalação que irá ser utilizada como referência-modelo para o previsível consumo de energia da nova instalação frigorífica, é bastante semelhante à instalação nova em estudo no “*Case-study*” da TFM. No anexo O, é apresentado o diagrama frigorífico da instalação que é utilizada como referência-modelo.

4. Fez-se novamente o tratamento dos dados de consumos de energia elétrica da instalação referência-modelo, apresentados no anexo M, para o mesmo período de tempo.
5. Geraram-se os gráficos através do *software Excel*, obtendo os consumos de energia elétrica comparados das duas instalações, divididos para as centrais de média temperatura e centrais de baixa temperatura.

A figura 35, apresenta os consumos de energia elétrica das centrais de média temperatura, para as duas instalações em estudo.

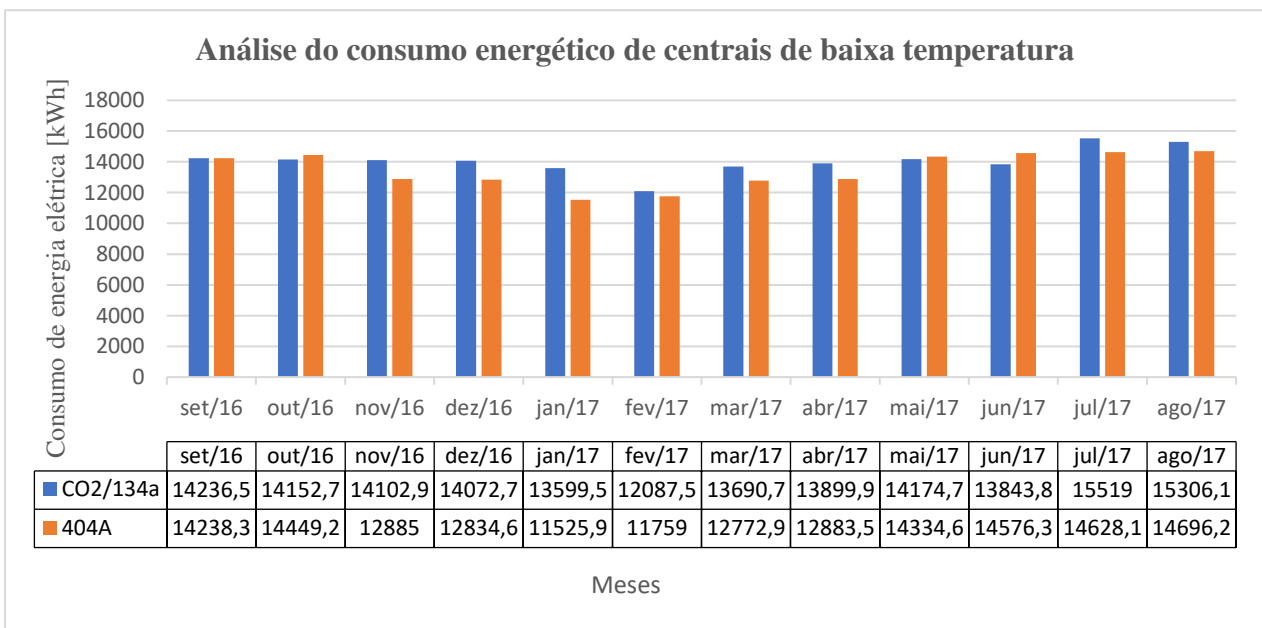


Figura 35 - Análise comparada do consumo de energia elétrica ao nível da central de baixa temperatura, das duas instalações em estudo (instalação existente a 404A e instalação nova a CO<sub>2</sub>/134a).

A figura 36, apresenta os consumos de energia elétrica das centrais de baixa temperatura, para as duas instalações em estudo.

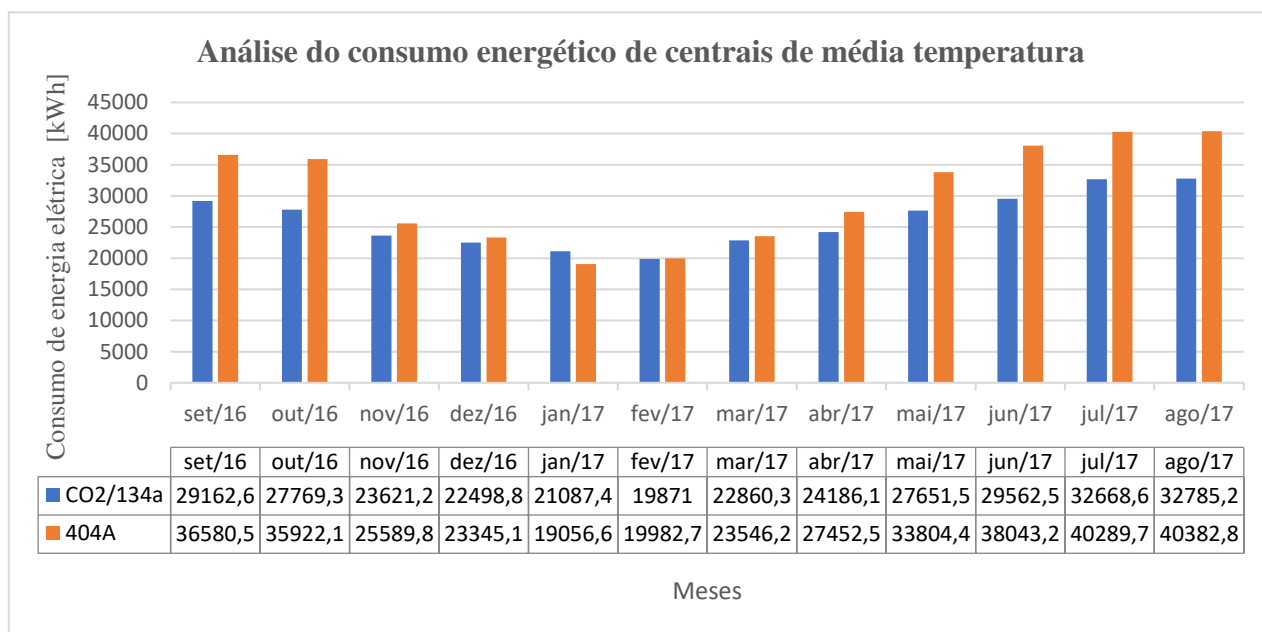


Figura 36 - Análise comparada do consumo de energia elétrica ao nível da central de média temperatura, das duas instalações em estudo (instalação existente a 404A e instalação nova a CO<sub>2</sub>/134a).

Os gráficos das figuras 35 e 36 permitem observar a tendência dos consumos e as oscilações ao longo do ano.

Na tabela 36, apresentam-se os resultados retirados da análise das figuras 35 e 36.

Tabela 36 - Consumos de energia elétrica anual, para as duas instalações em estudo.

	Instalação existente	Instalação nova
Consumo anual de energia elétrica da Central BT [kWh/ano]	161583,6	168686
Consumo anual de energia elétrica da Central MT [kWh/ano]	363995,6	313724,5
Total anual do consumo de energia elétrica [kWh/ano]	525579,2	482410,5

Analisando os dados da tabela 36, é possível constatar que, entre as centrais de BT, a que apresenta valor mais reduzido é a instalação existente, com 161583,6 kWh/ano. Uma diferença de 7102,4 kWh/ano quando comparada com a instalação nova. No entanto, a central MT da instalação nova é significativamente mais eficiente, pois apresenta um valor de 313724,5 kWh/ano, uma redução de 50271,1 kWh/ano comparando com a instalação existente.

Embora o consumo ligeiramente mais elevado na instalação nova, para a central de BT, o ganho de eficiência energética na central MT compensa no final, e é a instalação nova que apresenta o valor mais baixo de consumo de energia elétrica (482410,5 kWh/ano), sendo por isso a mais eficiente.

Em sistemas de cascata CO<sub>2</sub>/134a é necessário usar um permutador de calor. Usando um permutador de calor reduz a eficiência do sistema, devido à necessidade de ter uma diferença de temperatura entre os fluidos. No entanto, os compressores que funcionam com CO<sub>2</sub> têm uma melhor eficiência e a transferência de calor é maior. A eficiência energética do sistema em cascata CO<sub>2</sub>/134a não é reduzida quando comparada com um sistema tradicional a 404A.

A poupança total anual no consumo de energia elétrica, com a implementação da instalação nova seria de 43168,7 kWh/ano, relativamente à instalação existente (sistema tradicional), representando uma redução de aproximadamente 8,2%.

Um dos fatores previsíveis para o que acontece na central de BT, pode ser a eficiência dos compressores, no entanto apresentam grande influência as características termodinâmicas dos fluidos frigorigêneos e os rendimentos de funcionamento dos compressores.

Como já se constatou no capítulo 2.3.2., com a equação (1), a eficiência de uma instalação frigorífica é dada pela relação entre a potência frigorífica e a potência dos compressores. Sendo assim, para a central de baixa temperatura tem-se:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{frigorífica}}}{Q_{\text{compressão}}} \quad (19)$$

Recorrendo à equação (19), o valor da eficiência frigorífica para a central de baixa temperatura das duas instalações, é apresentado na tabela seguinte:

Tabela 37 - Eficiência frigorífica da central de baixa temperatura das duas instalações em estudo.

	Instalação existente	Instalação nova
Potência frigorífica ( $\dot{Q}_{frigorífica}$ ) [kW]	41,5	41,5
Potência absorvida dos compressores da central BT ( $\dot{Q}_{compressão}$ ) [kW]	40,5	10,44
Eficiência frigorífica da central BT ( $\varepsilon$ )	1,03	3,98

Conforme a tabela 37 constata-se que a eficiência frigorífica da central BT é superior na nova instalação.

Recorrendo à equação (19), o valor da eficiência frigorífica para a central de média temperatura das duas instalações, é apresentado na tabela seguinte:

Tabela 38 - Eficiência frigorífica da central de média temperatura das duas instalações em estudo.

	Instalação existente	Instalação nova
Potência frigorífica ( $\dot{Q}_{frigorífica}$ ) [kW]	96	96
Potência absorvida dos compressores da central MT ( $\dot{Q}_{compressão}$ ) [kW]	51,65	65,24
Eficiência frigorífica da central MT ( $\varepsilon$ )	1,86	1,47

Conforme a tabela 38, constata-se que a eficiência frigorífica da central MT é inferior na nova instalação.

Analisando as tabelas 37 e 38, a instalação do permutador de calor parece ter sido vantajosa para a instalação BT mas contraproducente para a instalação MT, em termos de eficiência frigorífica. No entanto, os compressores da central de BT da nova instalação, têm eficiência frigorífica suficientemente elevada, para compensar a redução existente na central MT. Sendo assim, conclui-se que a nova instalação tem eficiência frigorífica 22% mais elevada que a antiga.

## 5.2. Impacto ambiental

Na instalação frigorífica com sistema em cascata, dado o estudo efetuado no capítulo 3, é espectável que tenha menor impacto no ambiente e maior eficiência energética.

As fugas de fluidos frigorigéneos em qualquer sistema de refrigeração é considerado como uma das maiores causas para o aumento do impacto ambiental produzido por estes sistemas, em especial no aquecimento global. A influência pode ser direta, pelo ataque químico do fluido na atmosfera, ou indireta, causando a degradação no desempenho do sistema e o conseqüente aumento do seu consumo energético.

A carga (kg) de CO<sub>2</sub> pode ser bastante reduzida relativamente à carga de 404A, devido à alta capacidade volumétrica de refrigeração, que é mais elevada do que outros fluidos semelhantes. O sistema de refrigeração tradicional usado no supermercado é responsável por emissões significativas dos gases de efeito de estufa por meio de fugas na instalação.

O valor de TEWI na central de baixa temperatura da nova instalação, deve ser o mais reduzido. Como referido anteriormente neste trabalho, todos os fluidos naturais apresentam um ODP de zero. O valor de GWP do R744 é de 1.

O valor de TEWI da instalação de refrigeração é melhorado com a substituição do fluido frigorigéneo 404A para o 134a no circuito de média temperatura que apresenta melhorias significativas no que diz respeito ao potencial de aquecimento global (GWP), passando-se de um índice de 3900 para 1430.

Considerando  $\alpha_{recup.} = 1$ , está a assumir-se que toda a carga de fluido frigorigénio é recuperada do sistema, quando ele é desativado no final de sua vida útil [24]. Recorrendo à equação (5), tem-se a seguinte equação simplificada:

$$TEWI = GWP \times L \times n + n \times E_{anual} \times \beta \quad (20)$$

Em que:

TEWI, é o impacto do aquecimento equivalente total [kg (CO<sub>2</sub>eq)];

GWP, é o potencial de aquecimento global – relativo ao CO<sub>2</sub>eq;

L, é a massa anual de fugas de fluido [kg/ano];

$n$ , é o número de anos de funcionamento do sistema;

$E_{annual}$ , é o consumo de energia elétrica [kWh/ano];

$\beta$ , é a emissão de CO<sub>2</sub>eq [kg/kWh].

A vida útil de funcionamento da instalação foi adotada como 10 anos para as duas instalações ( $n = 10$ ).

Como apresentado no anexo N, o valor considerado neste trabalho, referente à emissão de CO<sub>2</sub> equivalente de energia elétrica consumida no território Português é de 0,375 kg(CO<sub>2</sub>eq)/kWh ( $\beta = 0,375$ ), referente ao ano 2009 [38].

Sabe-se, pela recolha de dados efetuada à instalação existente, que a carga de fluido frigorigéneo (404A) utilizada é aproximadamente de 720 kg. Para a instalação nova assume-se o valor da instalação de referência, que é de 290 kg para o fluido 134a e de 68 kg para o CO<sub>2</sub> (dados recolhidos da instalação semelhante à deste trabalho, a mesma utilizada na análise dos consumos energéticos).

A carga (kg) de fugas emitidas pela instalação, ao final de um ano, é obtida através da tabela 39. A tabela 39 fornece um índice anual superior, inferior e típico da taxa de fugas de fluido frigorigéneo, para uma variedade de classes de equipamentos e sistemas do setor AVAC&R. Segundo a tabela 39 assumiu-se uma situação típica que corresponde a 15% da carga total necessária da instalação. Assim sendo o valor da massa anual de fugas de fluido para a instalação existente (404A) é de 108 kg e para a instalação nova tem-se 10,2 kg de CO<sub>2</sub> e 43,5 kg de 134a.

Tabela 39 - Percentagem anual de fugas de fluido frigorigéneo, para sistemas ou equipamentos de AVAC&R [24].

Equipment class/application	Annual leak rates (% p.a.)		
	Lower	Typical	Upper
Refrigeration applications			
Centralised system (i.e. supermarket rack)	5%	Maintained = 12.5%, otherwise 15%	23%
Chillers (i.e. cold storage facilities, process refrigeration)	5%	7%	16%
Condensing units (i.e. Walk-in coolrooms)	5%	Maintained = 12.5%, otherwise 15%	23%
Self-contained refrigeration system	—	2%	—
Road transport	15%	20%	23%
Marine	20%	30%	40%

O valor do consumo de energia elétrica anual, foi calculado anteriormente e é apresentado na tabela 36, para a instalação existente e para a instalação nova. O valor de GWP é retirado da tabela 6 (capítulo 3., subcapítulo 3.5.).

Recorrendo à equação (20), para a instalação existente, tem-se:

$$TEWI = GWP \times L \times n + n \times E_{anual} \times \beta \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 3922 \times 108 \times 10 + 10 \times 525579,2 \times 0,375 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 4235760 + 1970922 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 6206682 \text{ kg}(\text{CO}_2\text{eq})$$

Recorrendo à equação (20), para a instalação nova, tem-se:

$$TEWI = GWP \times L \times n + n \times E_{anual} \times \beta \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 1430 \times 43,5 \times 10 + 1 \times 10 \times 10,2 + 10 \times 482410,5 \times 0,375 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 622152 + 1809039,375 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow TEWI = 2431191,375 \text{ kg}(\text{CO}_2\text{eq})$$

A tabela 40 apresenta os resultados do impacto do aquecimento equivalente total para cada instalação.

Tabela 40 - Valores do impacto do aquecimento equivalente total para as duas instalações.

Instalação	Contribuição		TEWI [kg(CO <sub>2</sub> eq)]
	Direta	Indireta	
Existente	4.235.760	1.970.922	6.206.682
Nova	622.152	1.809.039,375	2.431.191,375

É de referir que, na instalação existente, as emissões equivalentes de CO<sub>2</sub>, relativas às emissões de fluido frigorigéneo para a atmosfera (contribuição direta), é superior às emissões de CO<sub>2</sub> e de outros gases resultantes da produção de energia elétrica necessária para fazer funcionar a instalação (contribuição indireta), ao longo do seu ciclo de vida útil. O oposto acontece na instalação nova, em que a contribuição direta dos fluidos de trabalho utilizados na instalação, é bastante inferior à contribuição indireta do valor de TEWI.

A figura 37 demonstra, para um horizonte temporal de 10 anos, que o sistema do tipo cascata a R134a/R744 utilizado na nova instalação, consegue uma redução de 3775490,625 kg(CO<sub>2</sub>eq), que corresponde a 61% do total das emissões quando comparado com o sistema tradicional a R404A, utilizado na instalação existente.

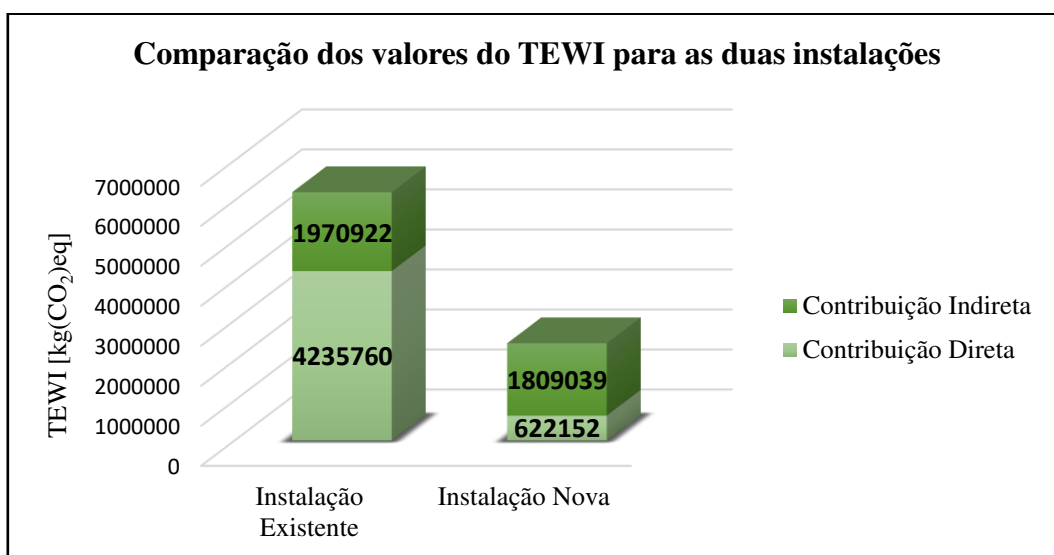


Figura 37 - Comparação dos valores do TEWI para as duas instalações.

# Capítulo 6

## 6. Conclusão e perspectivas de trabalho futuro

As inovações tecnológicas têm permitido a consideração dos fluidos frigorigênicos naturais, como uma solução segura e econômica para instalações frigoríficas. Dado o impacto ambiental e por serem mais adequados dentro da perspectiva de desenvolvimento tecnológico sustentável, sistemas de refrigeração com fluidos naturais exercem um papel importante como soluções técnicas em diversas aplicações na refrigeração comercial de supermercados.

Conseguiu-se demonstrar que a aplicação do sistema híbrido com R134a para médias temperaturas, em cascata com o CO<sub>2</sub> em baixa temperatura, para aplicação em supermercados Continente Modelo (caso de estudo), é uma solução extremamente favorável.

A análise da nova solução permite comprovar uma redução de 8,2% no consumo total anual de energia elétrica com o funcionamento do sistema de refrigeração. A solução adotada para prever o consumo energético do sistema frigorífico, que consiste na proposta de melhoria apresentada neste TFM, é desenvolvida partindo de uma instalação em que a componente técnica, tecnológica e dimensional é semelhante. Esta referência-modelo permitiu ter uma previsão do consumo total anual. A redução verificada no consumo de energia elétrica entre os dois sistemas de refrigeração, pode ser justificada através da eficiência do processo de compressão do sistema. Tem-se um valor de eficiência frigorífica que é 22% superior na nova solução, o que implica uma redução do consumo energético.

Verifica-se uma redução de 61% do que diz respeito ao impacto da utilização do sistema no meio ambiente, nomeadamente nas emissões de CO<sub>2</sub> equivalente. O impacto ambiental é medido pelo parâmetro climático TEWI, que mede a contribuição direta e indireta da utilização destes sistemas no aquecimento global.

Analisando para um panorama nacional, as melhorias efetivas evidenciadas neste TFM, tornar-se-iam mais expressivas se fossem implementados os novos sistemas de produção de frio, em detrimento de instalações tradicionais existentes em supermercados. Terá de partir de grupos de retalho, a decisão de investir em sistemas de refrigeração otimizados, pois apesar do investimento inicial ser elevado, as vantagens são compensadoras como se pode verificar neste TFM.

O sistema de refrigeração com fluido natural exige um amplo conhecimento referente ao seu comportamento sob certas condições. É preciso treinar todos os envolvidos quanto às questões de segurança, projeto, instalação, operação e manutenção do sistema. Além disso, é necessário seguir todas as normas de segurança e recomendações para que o sistema possa ser projetado, instalado e operado de maneira segura e confiável.

A indústria química está a passar por um paradigma. O preço dos fluidos frigorigéneos, nocivos para o ambiente, está a aumentar drasticamente, o que pressiona estas indústrias a desenvolverem novas substâncias químicas com baixo GWP, que possam ser utilizadas em sistemas de refrigeração, de forma a serem competitivas no mercado com os fluidos naturais. O HFO-1234yf é um bom exemplo, não pode ser utilizado para o *retrofitting* de sistemas existentes, mas tem eficiência energética superior ou equivalente à do R134a utilizado neste trabalho.

Para além da proposta de melhoria neste TFM, com o *revamping* sugerido ao nível da instalação de refrigeração, existem outros fatores a ter em conta para a maior redução dos consumos energéticos, nomeadamente:

- A alteração dos móveis frigoríficos existentes por outros mais recentes, com tecnologia avançada;
- Um isolamento com um coeficiente de condutividade térmica menor que se reflete no valor menor do coeficiente global de transmissão térmica de cada equipamento ou móvel;
- Uma boa gestão logística e alguns cuidados simples podem trazer grande economia de energia elétrica, como a programação do abastecimento de produto que permite que as portas frigoríficas fiquem fechadas a maior parte do tempo, evita que pessoas permaneçam no interior da câmara além do mínimo necessário, evita que as lâmpadas fiquem acesas, diminui o tempo de operação de empilhadoras no interior da câmara, entre outros;

## **Trabalho Futuro**

Como trabalho futuro dever-se-á realizar uma análise comparativa com um outro sistema frigorífico, dentro do que foi realizado no presente TFM, para responder às mesmas necessidades frigoríficas (96 kW e 45,5 kW, para média e baixa temperaturas, respetivamente). O sistema frigorífico sugerido, trata-se de uma solução inovadora, a mais recente implementada pela empresa Race, S.A., onde se realizou o ENP. Este sistema é designado por “*Waterloop*”. É um sistema que permite uma redução da carga de fluido frigorígeno no sistema de refrigeração, em mais de 80%, quando comparada com uma instalação tradicional, bem como proporciona um valor de eficiência frigorífica mais elevado. Esta nova solução prevê diversas vantagens comparando com as soluções apresentadas no TFM, como a maior flexibilidade das modificações do *layout* e a possível integração com o sistema de ar-condicionado.



## Referências Bibliográficas

- [1] Monteiro, V. M. S., 2015, *Refrigeração I Técnicas e Competências Ambientais*. Bases e Fundamentos. 1ª Edição, ETEP. Lisboa
- [2] Monteiro, V. M. S., 2016, *Refrigeração II Técnicas e Competências Ambientais*. Aplicações e Certificação. 1ª Edição, ETEP. Lisboa
- [3] Patterson, M. G. (1996). *What is energy efficiency? Concepts, indicators and methodological issues* (Vol. 24, pp. 377-390). Great Britain Department of Resource and Environmental Planning
- [4] GONÇALVES, H.; PRÉMIOS, D., 2002, *Eficiência energética nos edifícios*. [S.l.]: Ministério da Economia. Documento disponível em: [file:///C:/Users/Sara%20Martins/Downloads/d000266%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/Sara%20Martins/Downloads/d000266%20(2).pdf)
- [5] PANESI, A. R. Q. *Eficiência Energética em Supermercados*. 2º Encontro de Engenharia e tecnologia dos Campos Gerais, 14 e 15 de agosto de 2008. Disponível em: [http://www.pg.utfpr.edu.br/ppgep/anais/artigos/eng\\_elet\\_automacao/18%20EFICIENCIA%20ENERGETICA%20EM%20SUPERMERCADOS.pdf](http://www.pg.utfpr.edu.br/ppgep/anais/artigos/eng_elet_automacao/18%20EFICIENCIA%20ENERGETICA%20EM%20SUPERMERCADOS.pdf)
- [6] Venturini, O. J., Pirani, 2005, “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial”, Livro Técnico PROCEL, Eletrobrás, Rio de Janeiro. Documento eletrônico disponível em: <https://static-cms-si.s3.amazonaws.com/media/uploads/arquivos/LivroRefrigeracao.pdf>
- [7] Branco, N. N. Avaliação de índices de consumo de energia para supermercados. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) — São Paulo, 2010.
- [8] ADENE, Medidas de Eficiência – Indústria, Frio Industrial. Disponível em: <http://www.adene.pt/textofaqs/industria>
- [9] Autoridade energética dos EUA (*U.S. Energy Information Administration*), *Managing Energy Costs in Grocery Stores, E SOURCE Customer Direct*.

Documento disponível em:  
<https://bea.touchstoneenergy.com/sites/beabea/files/PDF/Sector/Groceries.pdf>

- [10] Arias, J. *Energy usage in supermarkets-modelling and field measurements*. Dissertação (Doutorado em *Division Of Applied Thermodynamics And Refrigeration*) — *Royal Institute of Technology*, 2005. Disponível em: [https://www.kth.se/polopoly\\_fs/1.301522!/Menu/general/column-content/attachment/PhD%20Thesis-Jaime%20Arias.pdf](https://www.kth.se/polopoly_fs/1.301522!/Menu/general/column-content/attachment/PhD%20Thesis-Jaime%20Arias.pdf)
- [11] Afonso, C. (2012). *Termodinâmica para Engenharia*. (pp. 602) Porto: FEUP Edições
- [12] Bortoni, E. C., Nogueira, F. J. H., Haddad, J., Nogueira, L. A. H., Venturini O. J., Yamachita, R. A., 2012, *Manual de Eficiência Energética. Eficiência Energética: Fundamentos e Aplicações*. 1ª Edição. ELEKTRO Eletricidade e Serviços S.A., Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Centro de Excelência em Eficiência Energética (EXCEN), Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria (FUPAI).
- [13] Emerson Climate Technologies - European Headquarters, 2010, *Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration Finding the Right Balance*. Disponível em: [http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/Resources/TGE124\\_Refrigerant\\_Report\\_EN\\_1009.pdf](http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/Resources/TGE124_Refrigerant_Report_EN_1009.pdf)
- [14] Nunes, E., 2014, *Sebenta Refrigeração Industrial e Comercial*, capítulo 2, Ciclos Frigoríficos.
- [15] Gueresi, A. 2015, *Análise de uma máquina de refrigeração industrial utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes*, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica. Disponível em: <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/127944/000973158.pdf?sequence=1>

- [16] Gaspar, P. D., Miranda, A. e Pitarma, R. A., 2001, *Equipamentos Expositores Refrigerados Perspectiva Comercial e Energética*. Universidade da Beira Interior; Escola Superior Tecnologia Gestão, Inst. Polit. da Guarda.
- [17] Lage, E. M., Amorim, F. e Zanette, T., 2011, *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado: artigos técnicos*. IBAMA, Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis. Brasília: MMA.
- [18] NP EN 378-1:2008+A2:2013-pt Norma Portuguesa para Ar Condicionado e Refrigeração, *Sistemas frigoríficos e bombas de calor, Requisitos de segurança e proteção ambiental Parte 1: Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha*
- [19] Regulamento do Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa. Termo de Homologação n.º 517/2014, 16 de Abril de 2014;
- [20] ASHRAE, Norma 34-2010, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, 2010
- [21] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), *Portuguese National Inventory Report on Greenhouse Gases, 1990-2015*, 2017;
- [22] Programa Nacional para as Alterações Climáticas (PNAC2020/2030), Avaliação do âmbito de aplicação do Decreto-Lei n.º 232/2007, de 15 de junho
- [23] Guerra A. M., *Apontamentos de Produção de Frio e Refrigeração*, ISEL, 2014.
- [24] Diretrizes da AIRAH, 2012, *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012*, Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating Disponível em: [https://www.airah.org.au/Content\\_Files/BestPracticeGuides/Best\\_Practice\\_Tewi\\_June2012.pdf](https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf)
- [25] Clube do meio ambiente, “Mercado de Créditos de Carbono” Apoio.biz, 2009. Documento eletrónico disponível em: [http://www.clubedomeioambiente.com/site/index.php?option=com\\_content&task=view&id=15&Itemid=38](http://www.clubedomeioambiente.com/site/index.php?option=com_content&task=view&id=15&Itemid=38)

- [26] Bitzer, *New F-Gas Regulation – Consequences*, Junho de 2014. Disponível em: [https://www.bitzer.de/shared\\_media/documentation/a-510-1.pdf](https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-510-1.pdf)
- [27] Cipriano, B. M. A., 2015, *Gestão da Manutenção e o novo paradigma de manuseamento de gases fluorados com efeito de estufa*. Dissertação de Mestrado em Engenharia e Gestão Industrial. Instituto Politécnico do Porto, Escola Superior de Estudos Industriais e de Gestão, Vila do Conde.
- [28] Queiroz M.V.A., Souza L.M.P., Filho E.P.B., 2015, *Avaliação de um Sistema de Refrigeração em Cascata Utilizando R744/R14a*, POSMEC – Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
- [29] Silva, A., 2015, *Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH, Fluidos Frigoríficos Naturais em Sistemas de Refrigeração Comercial*. IBAMA, Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis. Brasília: MMA.
- [30] Luís M.P. Souza, Enio P.B. Filho., 2011, *CO<sub>2</sub> – Propriedades e Aplicações*. 21º POSMEC – Simpósio do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia.
- [31] Danfoss, 2014, *Aplicações da Amônia e do CO<sub>2</sub> na Refrigeração Industrial*, Manual de Aplicação. Documento eletrónico disponível em: [http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCI.PA.000.C6.28\\_IR%20application%20handbook.pdf](http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCI.PA.000.C6.28_IR%20application%20handbook.pdf)
- [32] Frascold, *Hybrid System Eco/CO<sub>2</sub>, Release Hybrid System-01*. Disponível em: [http://www.frascold.com.br/pdf/BROCHURES/hybrid%20system\\_HIGH.pdf](http://www.frascold.com.br/pdf/BROCHURES/hybrid%20system_HIGH.pdf)
- [33] Catálogo Centauro, Gama ACI, Condensadores Industriais Arrefecidos por Ar, 1999.
- [34] Catálogo Técnico Resumido e Tabela de Preços “TPC” Centauro, Condensadores e Evaporadores, 2016. Disponível em: <http://centauro.pt/files/CTR/CTRC-2016-2.pdf>
- [35] Nunes, E., 2014, *Sebenta Refrigeração Industrial e Comercial*, capítulo 13, Tubagem para circulação de fluidos refrigerantes.

- [36] Heatcraft, 2015, Manual de Instalação – Sistema de Refrigeração. Disponível em: [http://heatcraft.com.br/download/manual/Manual\\_de\\_Instalacao\\_2015.pdf](http://heatcraft.com.br/download/manual/Manual_de_Instalacao_2015.pdf)
- [37] Antunes, A. H. P., Filho, E. P. B., e Mendoza O. S. H., *Experimental analysis of a commercial refrigeration system operated with R22 and the hydrocarbon R1270*, *Ciência & Engenharia (Science & Engineering Journal)*, v. 20, n. 1, p. 01 – 10, jan. – jun. 2011, ISSN 1983-4071
- [38] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas (INERPA), Convenção sobre Poluição Atmosférica Transfronteiriça a Longas Distâncias (CLRTAP) - dados de Portugal Continental, *Fatores de Emissão associados ao Consumo de Energia Elétrica*. Versão de 25-05-2011. Disponível em: <https://www.apambiente.pt/index.php?ref=17&subref=150>
- [39] S. Iolanda, *Eficiência Energética e a ISO 50001*, Edições Sílabo, 1ª Ed. – Lisboa, Abril de 2015, ISBN: 978-972-618-799-8



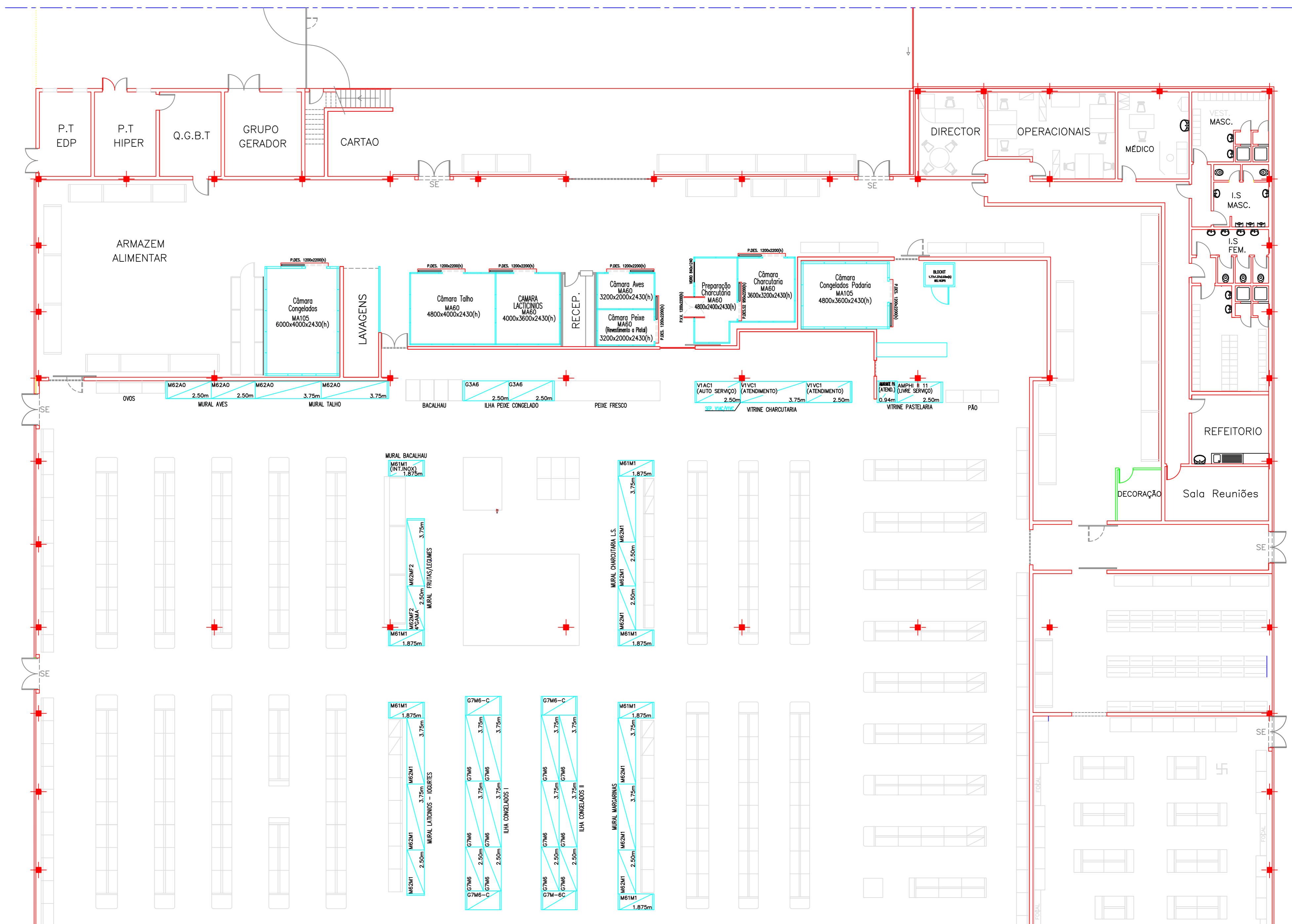
## **Softwares Utilizados**

1. AUTOCAD Software, 2017;
2. BITZER Software v.6.7.0, 2016;
3. CENTAURO CProSelect Quiron, v.2.0.0, 2016;
4. DANFOSS CoolSelector v.2.0.5, 2016.



## **Anexo A**

### **Desenho técnico do *layout* do supermercado**



REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR: c.c. 01/05/02	REVISTO POR: c.c. 01/04/09	REVISTO POR: c.c. 01/03/20	REVISTO POR: AM 01/03/19	REVISTO POR: AM 01/03/14
					ALTERAÇÃO DE UM MÓDULO DO EXPOSITOR DE CHARCUTARIA DE 3.75m P/ 2.50m.	ALTERAÇÃO DOS PAINES DE "L" P/ "M"	ALTERAÇÃO DAS ESPESURAS DOS PAINES DAS CÂMARAS	ALTERAÇÃO NO MURAL FRUTAS/LEGUMES	ALTERAÇÃO NA MODULAÇÃO DO MURAL FRUTAS/LEGUMES
					E	D	C	B	A



ENGENHARIA DO FRIO, S.A.

C. C. MAR 01

DISCIPINA: FRIOS

PROFESSOR: N. P. G.

ALUNO: C. C. MAR 01

ESCALA: 1/100

LISTA MAT.: 1

FECHA: 01/03/14

APROVADO: [assinatura]

DESCRIÇÃO: **Modelo**

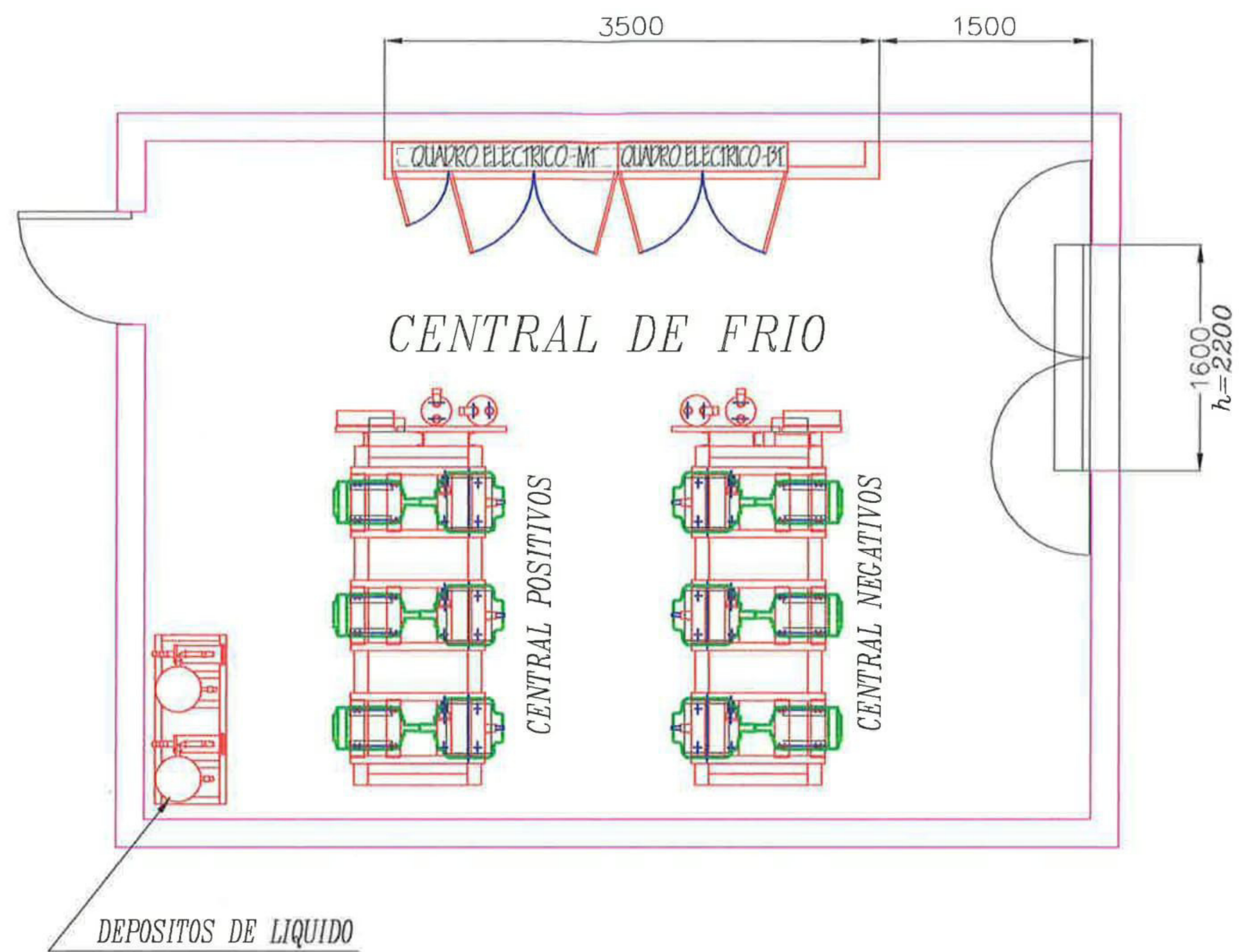
LAYOUT EQUIPAMENTO FRIGORÍFICO

DESENHO Nº: [número]

REV. Nº: E

## **Anexo B**

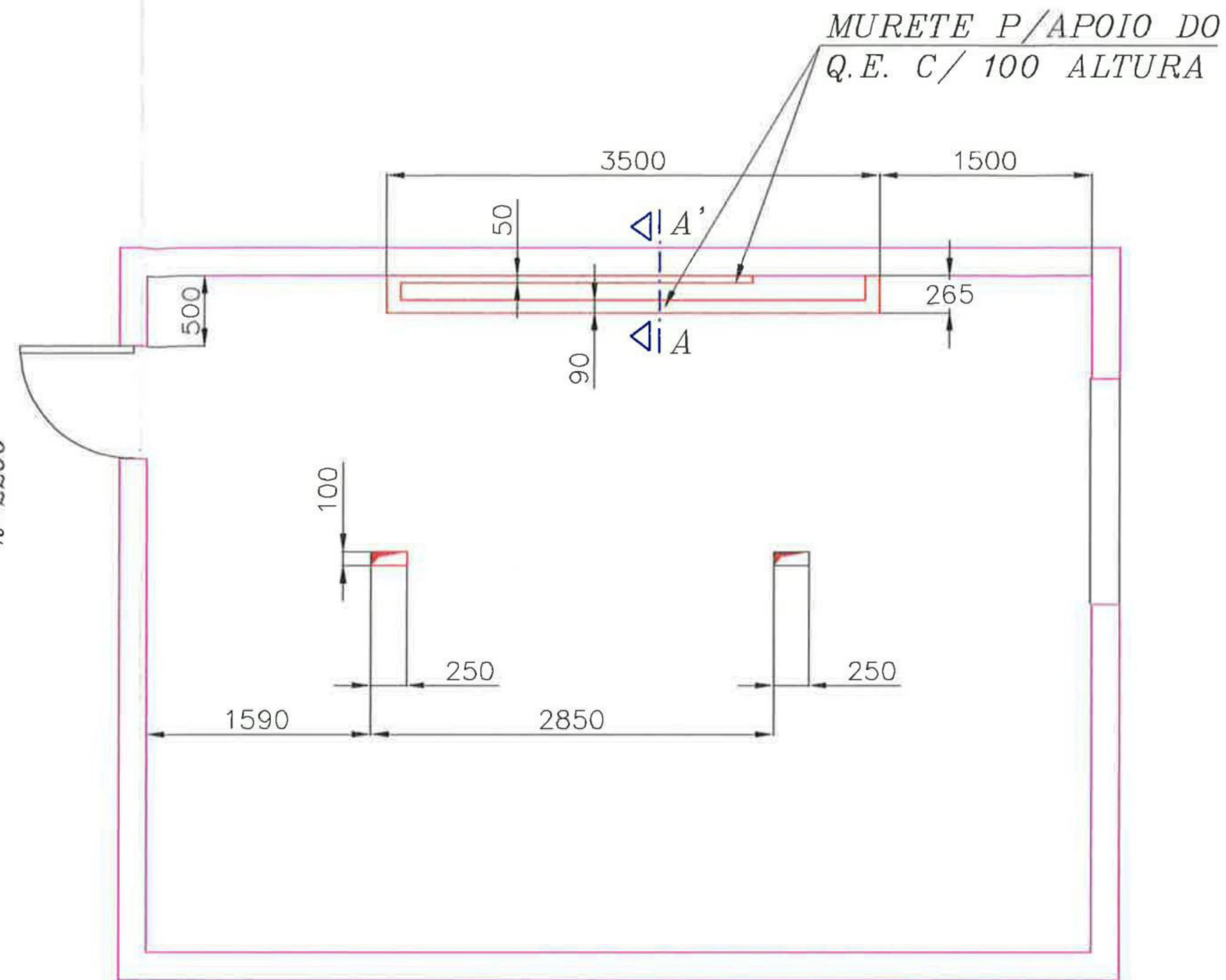
### **Central de produção de frio da instalação existente**



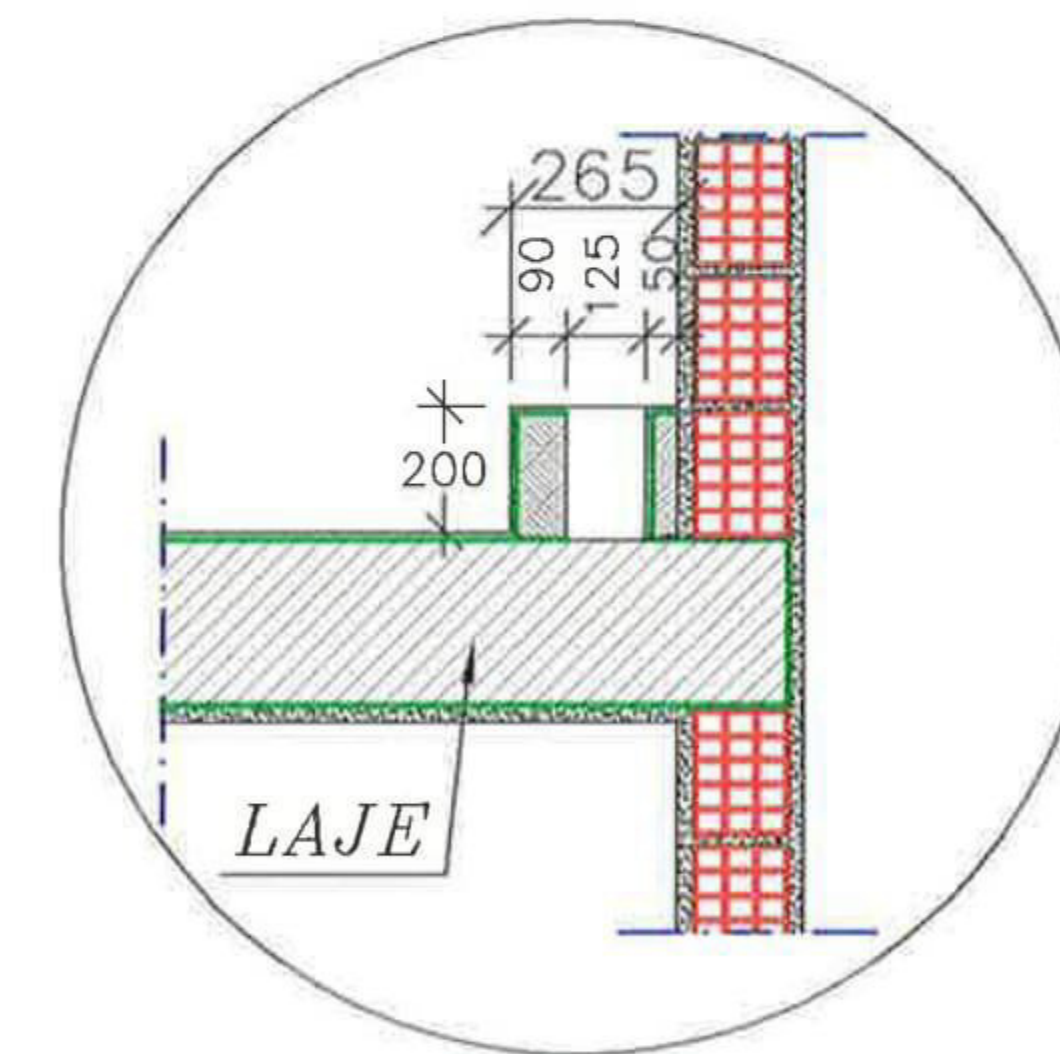
**IMPLANTAÇÃO DO EQUIPAMENTO**

**NOTA:**

Definir em obra a localização das furações para entrada na central de frio da tubagem e cablagem.



**FURAÇÕES NA LAJE**



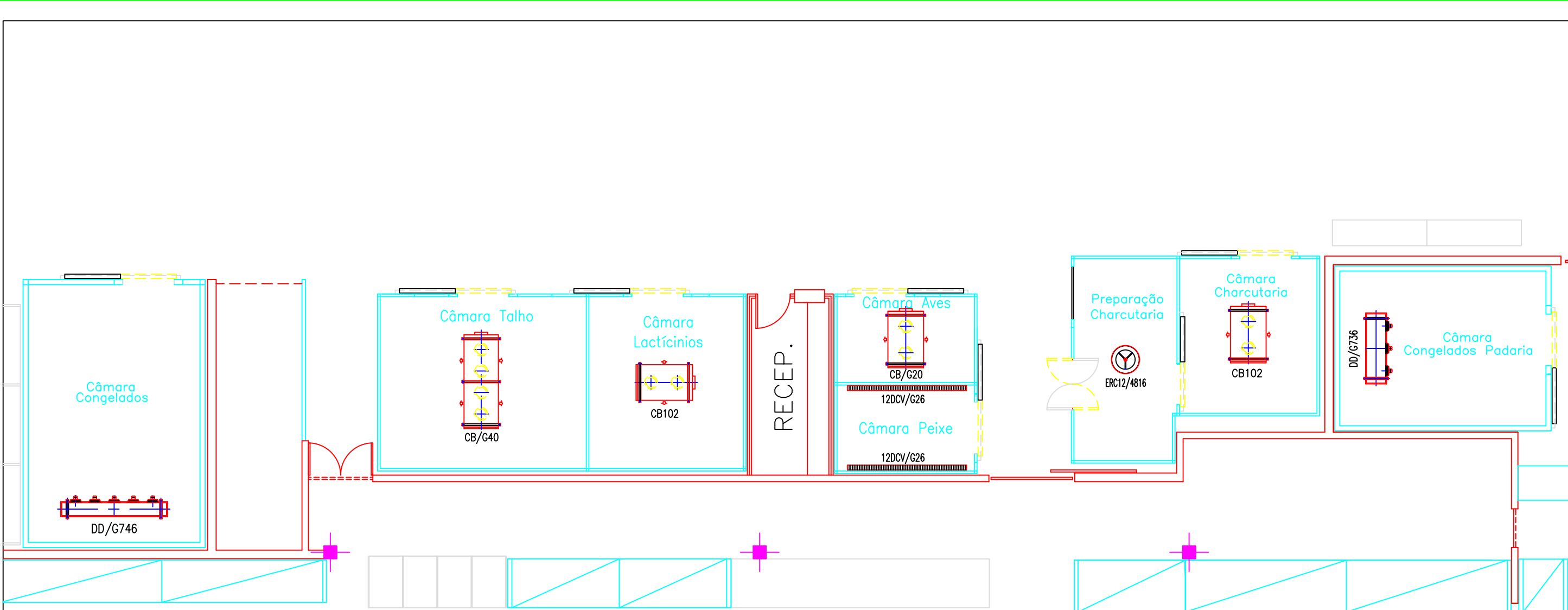
**CORTE A-A'**  
Esc.:1/25

REVISTO POR: <input type="checkbox"/>	REVISTO POR: <input type="checkbox"/>	REVISTO POR: c. c. 20/02/01	REVISTO POR: c. c. 20/02/01
		-Alteração das características do murete assentamento do quadro eléctrico.	de -Alteração das dimensões do quadro eléctrico e respectivos muretes de apoio.
		<b>B</b>	<b>A</b>

<p><b>Selfrio</b> ENGENHARIA DO FRIO, S.A.</p>		<input type="checkbox"/> F <input type="checkbox"/> M <input type="checkbox"/> G	DESIGNAÇÃO : <b>Modelo</b> <b>CENTRAL FRIO</b>
		COTAS NÃO TOLERANC. NP258	ESCALAS 1/50
DESENHOU : VERIFICOU : APROVOU :	AGO. 2000	CAD FILENAME D:\CARLOS\MODELO\FRIGORAL NOVO	LISTA MAT.: SUBSTITUI
			POSICAO Nº: DES. CONL Nº: SUBSTIT. POR:

## **Anexo C**

### **Evaporadores das câmaras frigoríficas da instalação existente**



REVISTO POR:    / /	REVISTO POR:    / /	REVISTO POR:    / /	REVISTO POR:    / /

 ENGENHARIA DO FRIO, S.A.	COTAS NÃO TOLERANC. NF256 <table border="0"> <tr> <td>F</td><td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>M</td><td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>G</td><td><input type="checkbox"/></td> </tr> </table>	F	<input type="checkbox"/>	M	<input type="checkbox"/>	G	<input type="checkbox"/>	DESIGNAÇÃO : <b>Modelo</b> IMPLANTAÇÃO EVAPORADORES	
		F	<input type="checkbox"/>						
M	<input type="checkbox"/>								
G	<input type="checkbox"/>								
ESCALAS 1/100	DESENHO Nº:	REV. Nº							
DESENHOU : VERIFICOU : APROVOU :	AGO. 2000	CAD FILENAME	LISTA MAT.: SUBSTITUI:						
		POSICAO Nº: DES. CONJ. Nº: SUBSTIT. POR:							

## **Anexo D**

### **Compressores utilizados na instalação existente**

- Central de Média Temperatura

Mostrar visão geral

44,7°C      45,0°C      96,6°C  
20,0°C      20,0°C

4G-30.2Y (100%)      -12,0°C

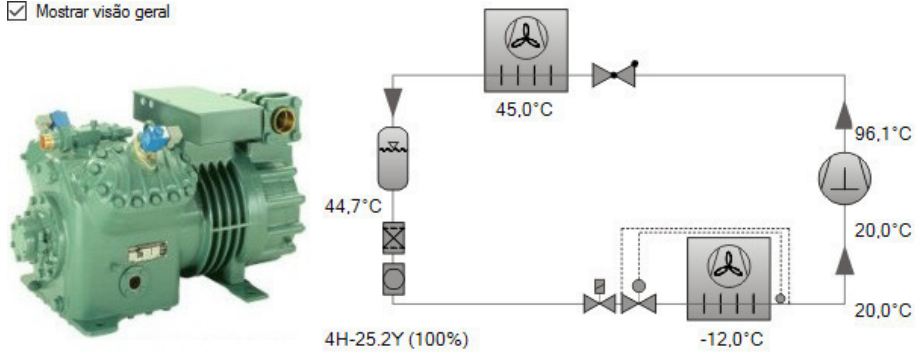
Resultado    Limites    Dados Técnicos    Dimensões    Informações    Documentação    Treinamento

\*Dados de performance para compressor certificados por ASERCOM (ver Dados técnicos/ Nota)  
\*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

↑ Compressor	<b>4G-30.2Y-40P</b>
↓ Etapas de capacidade	100%
Capac. Refrigerica	39,6 kW
Capac. Refrigerica *	39,6 kW
Capacidade Evaporador	39,6 kW
Potência absorvida	19,05 kW
Corrente (400V)	34,5 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	58,6 kW
COP/EER	2,08
COP/EER*	2,08
Vazão em massa	1182 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	96,6 °C

CERTIFIED PRODUCT

Mostrar visão geral



Resultado Limites Dados Técnicos Dimensões Informações Documentação Treinamento

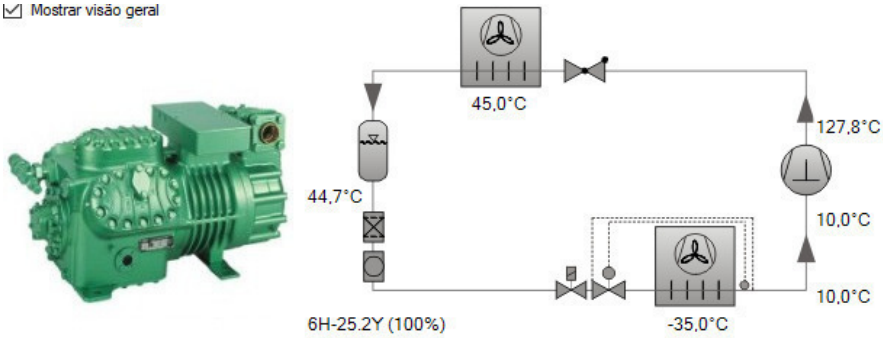
\*Dados de performance para compressor certificados por ASERCOM (ver Dados técnicos/ Nota)  
\*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

↑ Compressor	<b>4H-25.2Y-40P</b>	
↓ Etapas de capacidade	100%	
Capac. Frigorífica	34,2 kW	
Capac. Frigorífica *	34,2 kW	
Capacidade Evaporador	34,2 kW	
Potência absorvida	16,30 kW	
Corrente (400V)	28,9 A	
Faixa de Tensão	380-420V	
Capacidade do Condensador	50,5 kW	
COP/EER	2,10	
COP/EER*	2,10	
Vazão em massa	1020 kg/h	
Modo de operação	Padrão	
Temp. gás de Descarga não resfriado	96,1 °C	



- Central de Baixa Temperatura

Mostrar visão geral



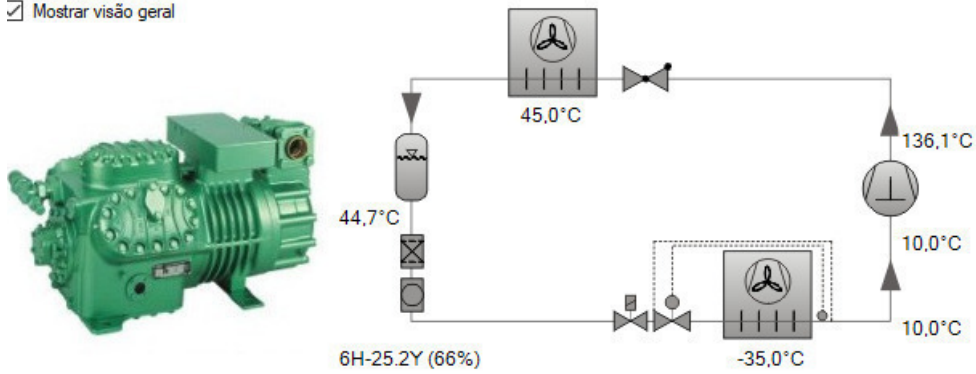
Resultado Limites Dados Técnicos Dimensões Informações Documentação Treinamento

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites + dados técnicos)!  
 \*Dados de performance para compressor certificados por ASERCOM (ver Dados técnicos/ Nota)  
 \*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

↓ Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	15,89 kW
Capac. Frigorífica *	16,68 kW
Capacidade Evaporador	15,89 kW
Potência absorvida	13,50 kW
Corrente (400V)	25,0 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	29,4 kW
COP/EER	1,18
COP/EER*	1,24
Vazão em massa	494 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	127,8 °C



Mostrar visão geral



Resultado Limites Dados Técnicos Dimensões Informações Documentação Treinamento

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites + dados técnicos)!  
Dados estimativos, cálculos aproximados para controle de capacidade.  
\*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

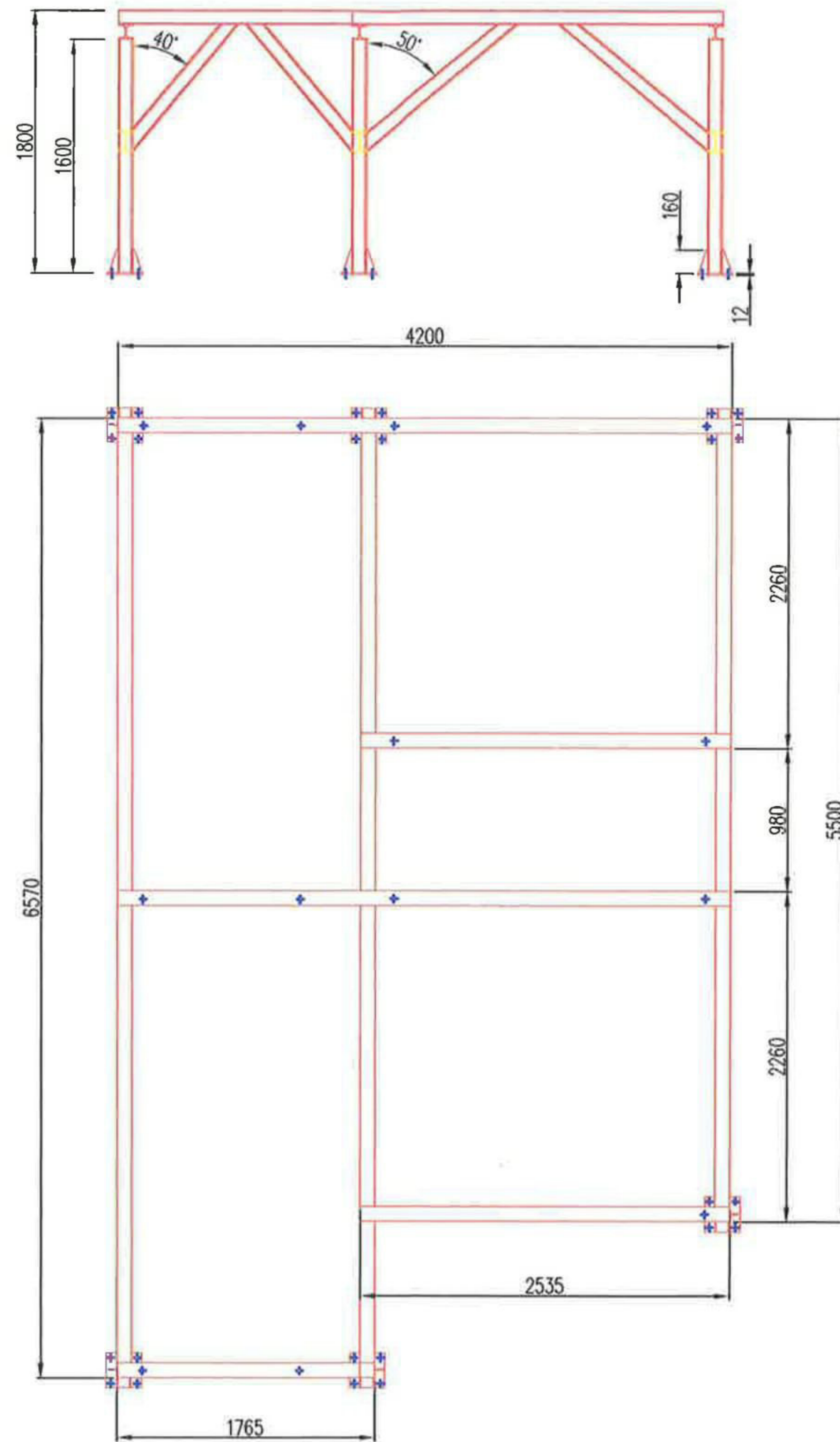
↑ Compressor	<b>6H-25.2Y-40P</b>
↓ Etapas de capacidade	66%
Capac. Refrigerante	10,49 kW
Capac. Refrigerante *	--
Capacidade Evaporador	10,49 kW
Potência absorvida	9,77 kW
Corrente (400V)	20,3 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	20,3 kW
COP/EER	1,07
COP/EER*	--
Vazão em massa	326 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	136,1 °C

## **Anexo E**

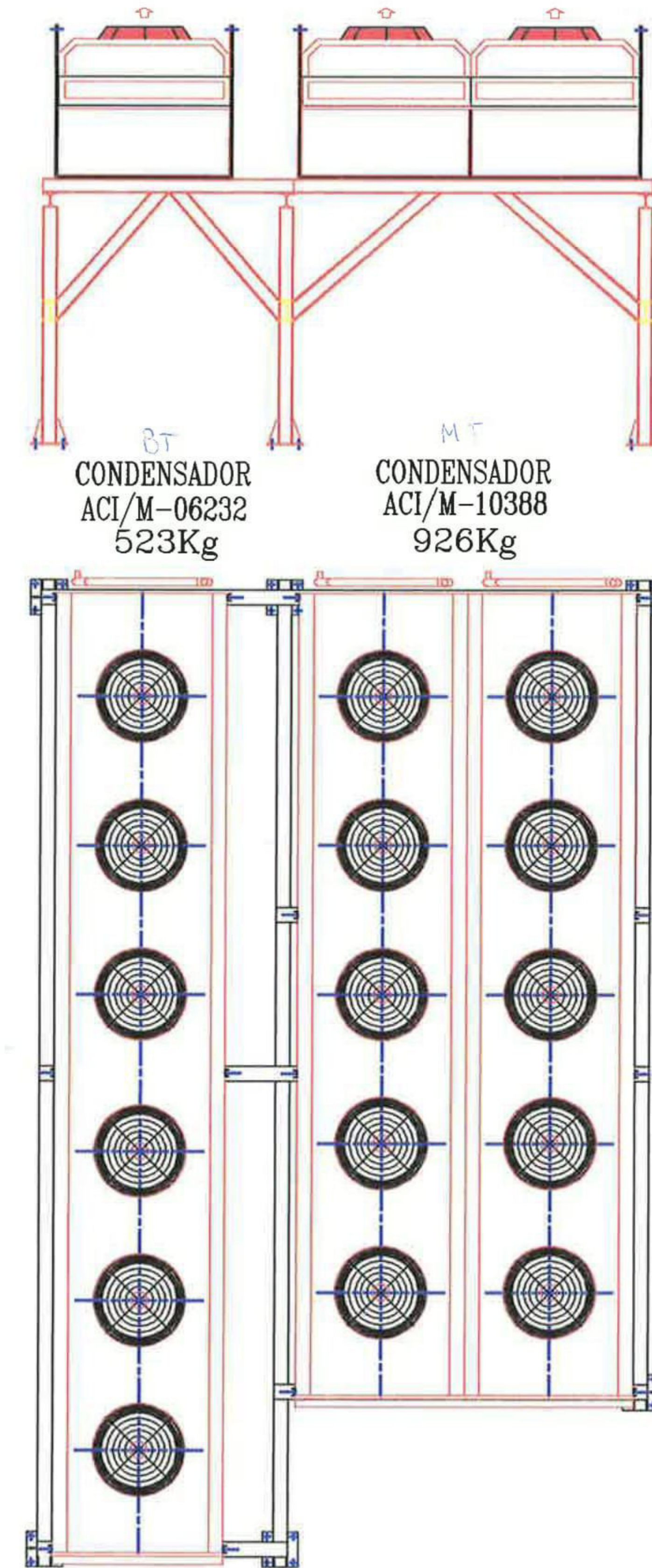
### **Condensadores da instalação existente**

# CONSTRUÇÃO

MATERIAL: Vigas de Abas Largas HEB 100



# MONTAGEM



REVISTO POR: _____	REVISTO POR: _____	REVISTO POR: _____	REVISTO POR: _____

 <b>Selfrio</b> ENGENHARIA DO FRIO, S.A.	 COTAS NAO TOLERANC. NP256	ESCALAS 1/50	DESIGNAÇÃO : <b>Modelo</b> ESTRUTURA CONDENSADORES
			DESENHO Nº: _____ LISTA MAT.: _____ SUBSTITUI: _____
DESENHO: _____ VERIFICOU: _____ APROVOU: _____	AGO. 2000	CAD FILENAME	POSICAO Nº: _____ DES. CONL Nº: _____ SUBSTIT. POR: _____

## **Anexo F**

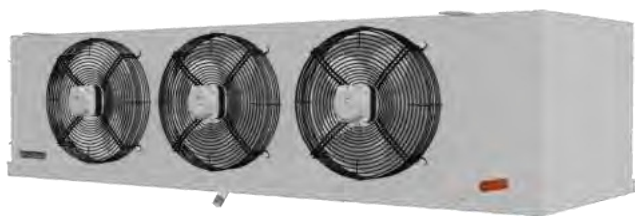
### **Modelos de evaporadores da nova instalação**

# BXL

Evaporadores Cúbicos Cubic Coolers  
 Espaçamento Fin Spacing  
 Ø Ventiladores Fan Ø

6,3 mm  
 250 - 300 mm

H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

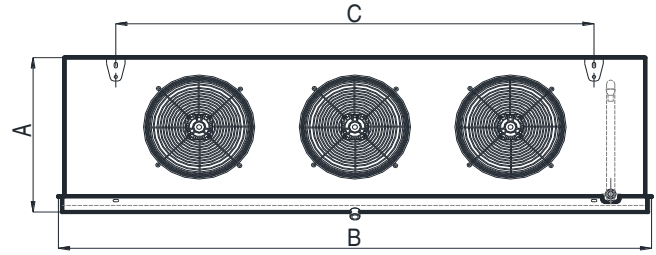
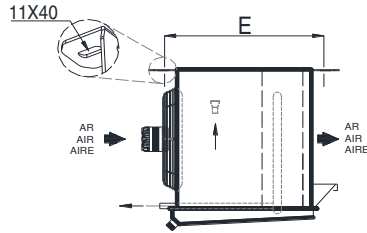


Modelo Type	Capacidade QSm Capacity QSm (TC=+2°C / DTm=8K)	Capacidade QOm Capacity QOm (TC=-18°C / DTm=6K)	Superfície Surface	Volume interno Internal Volume	Ventiladores Fans								
					Nº. Nr.	Diâmetro Diameter	Caudal de ar Air flow	Projeção ar Air throw	Rotação Revolutions	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	
	kW		m <sup>2</sup>	dm <sup>3</sup>		mm	m <sup>3</sup> /h	m	rpm	W	A	V / F / Hz	
BXL 125/12	1,21	0,73	4,20	1,00	1	250	890	8	1300	90	0,62	230/1/50	
BXL 130/19	1,85	1,12	6,05	1,40	1	300	1300	10	1300	120	0,87	230/1/50	
BXL 225/24	2,44	1,48	8,40	1,90	2	250	1780	8	1300	180	1,24	230/1/50	
BXL 230/38	3,77	2,28	12,10	2,80	2	300	2600	10	1300	240	1,74	230/1/50	
BXL 325/38	3,81	2,31	12,60	2,90	3	250	2670	8	1300	270	1,86	230/1/50	
BXL 425/48	4,83	2,93	15,60	3,60	4	250	3560	8	1300	360	2,48	230/1/50	
BXL 330/57	5,72	3,47	18,15	4,10	3	300	3900	10	1300	360	2,61	230/1/50	
BXL 430/76	7,64	4,63	24,20	5,50	4	300	5200	10	1300	480	3,48	230/1/50	

Modelo Type	Preço sem resistências Price without heaters	Preço com resistências Price with heaters	Opções Options													
			/GM GM hot gas defrost	/GE GE hot gas defrost	/GT GT hot gas defrost	/W Water defrost	AR Alhetas revestidas Coated fins	BI Chaparia Inox Stainless steel casing	TI Tab. esgoto isol. Insul. drain pan	BR Bateria resistências Heater coil	RG Resistências gola Fan heaters	AS Adaptador Conduitas Air Sock Adapter				
	EUR		EUR													
BXL 125/12																
BXL 130/19																
BXL 225/24																
BXL 230/38																
BXL 325/38																
BXL 425/48																
BXL 330/57																
BXL 430/76																

S Standard  
 SP Sob pedido  
 S Standard  
 SP Under request

# CENTAURO



	Resistências do evaporador Cooler heaters			Ligações standard Standard connections			Dimensões Dimensions				Peso em vazio Net weight	Volume embarque Shipment volume	Modelo Type
	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	Entrada Inlet	Saída Outlet	Esgoto Drain	A	B	C	E			
							mm						
	kW	A	V / F / Hz	in			mm				kg	m <sup>3</sup>	Modelo Type
	0,66	2,87	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	690	380	430	20,0	0,24	BXL 125/12
	0,90	3,91	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	445	760	450	430	24,0	0,31	BXL 130/19
	1,32	5,74	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	1040	730	430	30,0	0,34	BXL 225/24
	1,80	7,83	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	445	1180	870	430	38,0	0,46	BXL 230/38
	1,98	8,61	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	1390	1080	430	40,0	0,45	BXL 325/38
	2,40	10,44	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	380	1640	1330	430	49,0	0,52	BXL 425/48
	2,70	11,74	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	445	1600	1290	430	52,0	0,61	BXL 330/57
	3,60	15,65	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	445	2020	1710	430	66,0	0,76	BXL 430/76

## FACTORES DE CORRECÇÃO E SELECÇÃO RÁPIDA CORRECTION FACTORS AND QUICK SELECTION

RCm	DTm [K]							
	10	9	8	7	6	5	4	
TC [°C]	+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707	0,588
	+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665	0,539
	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609	0,490
	-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539	0,434
	-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490	0,393
	-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476	0,385
	-34					0,561	0,471	0,381

FC1 <sub>MP</sub>	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	0,94	1,01	0,95	0,99

FC2	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
	1,00	0,97	1,03

Capacidade corrigida Corrected capacity	
BXL 425/48 AR TC=-20°C DTm=5K R404A Al. rev. / Coated al.	$Q_{0m} = Q_{Sm} \times RCm \times FC1_{MP} \times FC2$ [kW] $Q_{0m} = 4,83 \times 0,490 \times 1,00 \times 0,97 = 2,30$ kW

Nomenclatura Nomenclature	
TC	Temperatura de câmara Room temperature
TE	Temperatura de evaporação Evaporating temperature
Q <sub>Sm</sub>	Capacidade para selecção em DTm Selection capacity in TDm
Q <sub>0m</sub>	Capacidade corrigida em DTm Corrected capacity in TDm
FC1 <sub>MP</sub>	Fator de correcção do refrigerante (ponto médio) Refrigerant correction factor (middle point)
FC2	Fator de correcção do material das aletas Fin material correction factor
RCm	Fator de correcção para dados em DTm Correction factors for data in DTm

Para capacidades em Dew Point consultar [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt),  
TB-0001, TB-0019 ou contacte a Centauro.  
For Dew Point capacities please see [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt),  
TB-0001, TB-0019 or contact Centauro.

Dados de cálculo Selection data	
Isolamento - Câmara de refrigerados Insulation - Chilling room	80mm PU
Isolamento - Câmara de congelados Insulation - Freezing room	100mm PU
Temperatura exterior Exterior temperature	+32°C
Entrada diária (% capacidade da câmara) Daily rotation (room capacity's %)	10%
Tempo de arrefecimento Cooling time	18h
Tipo de uso Usage	Normal

Câmara refrigerados Chilling room (TC=0/+4°C - TE=-6/-7°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m <sup>3</sup>	kW	
7 - 8	0,9	125/12
8 - 9	1,3	130/19
11 - 13	1,7	225/24
27 - 31	2,7	230/38
28 - 32	2,8	325/38
35 - 40	3,4	425/48
47 - 54	4,1	330/57
70 - 80	5,4	430/76

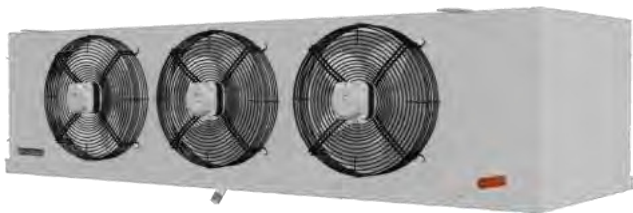
Câmara congelados Freezing room (TC=-18/-20°C - TE=-25/-27°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m <sup>3</sup>	kW	
4 - 5	0,7	125/12
8 - 9	1,1	130/19
12 - 14	1,4	225/24
20 - 23	2,2	230/38
21 - 24	2,3	325/38
31 - 35	2,8	425/48
46 - 52	3,3	330/57
60 - 69	4,6	430/76

# BXN

Evaporadores Cúbicos Cubic Coolers  
 Espaçamento Fin Spacing  
 Ø Ventiladores Fan Ø

4,2 mm  
 250 - 300 mm

H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

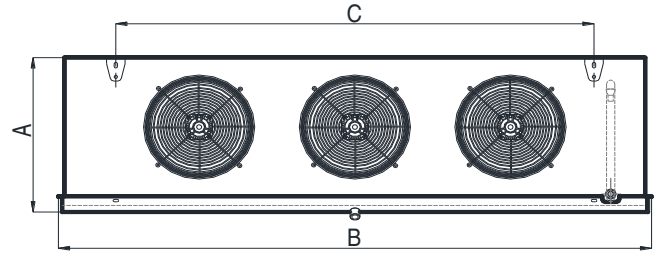
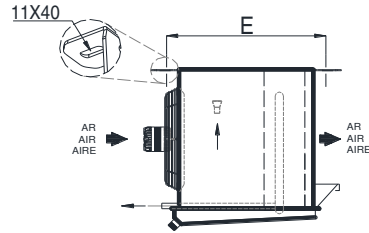


Modelo Type	Capacidade QSm Capacity QSm (TC=+2°C / DTm=8K)	Capacidade QOm Capacity QOm (TC=-18°C / DTm=6K)	Superfície Surface	Volume interno Internal Volume	Ventiladores Fans								
	kw	m <sup>2</sup>			dm <sup>3</sup>	Nº. Nr.	Diâmetro Diameter	Caudal de ar Air flow	Projeção ar Air throw	Rotação Revolutions	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS
						mm	m <sup>3</sup> /h	m	rpm	W	A	V / F / Hz	
BXN 125/16	1,57	-	6,10	1,00	1	250	760	7	1300	90	0,62	230/1/50	
BXN 130/24	2,38	-	8,74	1,40	1	300	1150	9	1300	120	0,87	230/1/50	
BXN 225/32	3,21	-	12,10	1,90	2	250	1520	7	1300	180	1,24	230/1/50	
BXN 230/49	4,89	-	17,48	2,80	2	300	2300	9	1300	240	1,74	230/1/50	
BXN 325/50	4,96	-	18,20	2,90	3	250	2280	7	1300	270	1,86	230/1/50	
BXN 425/64	6,36	-	22,50	3,60	4	250	2960	7	1300	360	2,48	230/1/50	
BXN 330/74	7,38	-	26,20	4,10	3	300	3450	9	1300	360	2,61	230/1/50	
BXN 430/99	9,91	-	34,90	5,50	4	300	4600	9	1300	480	3,48	230/1/50	

Modelo Type	Preço sem resistências Price without heaters	Preço com resistências Price with heaters	Opções Options										
			/GM GM hot gas defrost	/GE GE hot gas defrost	/GT GT hot gas defrost	/W Water defrost	AR Alhetas revestidas Coated fins	BI Chaparia Inox Stainless steel casing	TI Tab. esgoto isol. Insul. drain pan	BR Bateria resistências Heater coil	RG Resistências gola Fan heaters	AS Adaptador Conduitas Air Sock Adapter	
	EUR	EUR	EUR										
BXN 125/16	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 130/24	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 225/32	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 230/49	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 325/50	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 425/64	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 330/74	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
BXN 430/99	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	

S Standard  
 SP Sob pedido  
 S Standard  
 SP Under request

# CENTAURO



	Resistências do evaporador Cooler heaters			Ligações standard Standard connections			Dimensões Dimensions				Peso em vazio Net weight	Volume embarque Shipment volume	Modelo Type
	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	Entrada Inlet	Saída Outlet	Esgoto Drain	A	B	C	E			
							mm						
	kW	A	V / F / Hz	in									
	0,66	2,87	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	690	380	430	20,0	0,24	BXN 125/16
	0,90	3,91	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	445	760	450	430	24,0	0,31	BXN 130/24
	1,32	5,74	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	1040	730	430	30,0	0,34	BXN 225/32
	1,80	7,83	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	445	1180	870	430	38,0	0,46	BXN 230/49
	1,98	8,61	230/1/50	1/2	5/8	3/4 BSP	380	1390	1080	430	40,0	0,45	BXN 325/50
	2,40	10,44	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	380	1640	1330	430	49,0	0,52	BXN 425/64
	2,70	11,74	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	445	1600	1290	430	52,0	0,61	BXN 330/74
	3,60	15,65	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	445	2020	1710	430	66,0	0,76	BXN 430/99

## FACTORES DE CORRECÇÃO E SELECÇÃO RÁPIDA CORRECTION FACTORS AND QUICK SELECTION

RCm	DTm [K]							
	10	9	8	7	6	5	4	
TC [°C]	+5	1,298	1,168	1,039	0,909	0,781	0,679	0,564
	+2	1,200	1,080	<b>1,000</b>	0,857	0,741	0,638	0,517
	0	1,140	1,026	0,912	0,797	0,682	0,585	0,470
	-2	1,111	1,001	0,909	0,794	0,680	0,582	0,466

FC1 <sub>MP</sub>	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
		1,00	0,94	1,01	0,95

FC2	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
		1,00	0,97

### Capacidade corrigida Corrected capacity

BXN 230/49 TC=0°C DTm=6K R134a Alumínio / Aluminium	$Q_{0m} = Q_{Sm} \times RC_m \times FC_{1MP} \times FC_2$ [kW]
	$Q_{0m} = 4,89 \times 0,682 \times 0,94 \times 1,00 = 3,13$ kW

Nomenclatura	Nomenclature
TC	Temperatura de câmara Room temperature
TE	Temperatura de evaporação Evaporating temperature
Q <sub>Sm</sub>	Capacidade para selecção em DTm Selection capacity in TDm
Q <sub>0m</sub>	Capacidade corrigida em DTm Corrected capacity in TDm
FC1 <sub>MP</sub>	Factor de correcção do refrigerante (ponto médio) Refrigerant correction factor (middle point)
FC2	Factor de correcção do material das alhetas Fin material correction factor
RCm	Factor de correcção para dados em DTm Correction factors for data in DTm

Para capacidades em Dew Point consultar [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt),  
TB-0001, TB-0019 ou contacte a Centauro.  
For Dew Point capacities please see [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt),  
TB-0001, TB-0019 or contact Centauro.

### Dados de cálculo Selection data

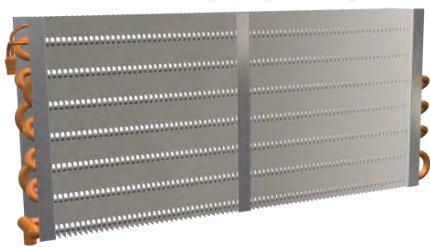
Isolamento - Câmara de refrigerados Insulation - Chilling room	80mm PU
Isolamento - Câmara de congelados Insulation - Freezing room	100mm PU
Temperatura exterior Exterior temperature	+32°C
Entrada diária (% capacidade da câmara) Daily rotation (room capacity's %)	10%
Tempo de arrefecimento Cooling time	18h
Tipo de uso Usage	Normal

Câmara refrigerados Chilling room (TC=0/+4°C - TE=-6/-7°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m <sup>3</sup>	kW	
9 - 11	1,1	125/16
10 - 11	1,6	130/24
22 - 25	2,2	225/32
33 - 38	3,3	230/49
36 - 42	3,5	325/50
50 - 57	4,3	425/64
63 - 72	5,0	330/74
95 - 105	6,8	430/99

# ECT

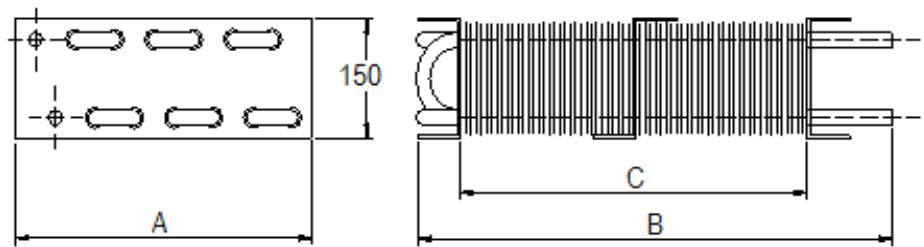
Evaporadores Estáticos Gravity Coils  
Espaçamento Fin Spacing  
Ø Tubo Tube Ø

12,0 mm  
1/2"



H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

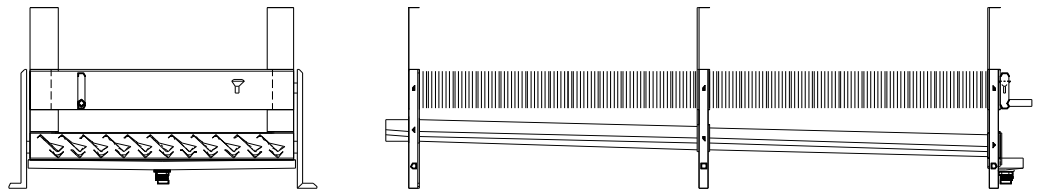
Modelo Type	Preços Prices				Capacidade Capacity (DT=10K)	Superfície Surface m²	Dimensões Dimensions			Pesos Weights			
	Permutador Coil	Apara pingos normal Normal drip tray	Apara pingos reforçado Reinforced drip tray	/E Resistências Heaters			A	B	C	Permutador Coil	Com apara pingos normal With normal drip tray	Com apara pingos reforçado With reinf. drip tray	Resistências Heaters
ECT													
10ECT10	•	•	•	•	545	7,94	503	1180	1020	5,4	15,1	18,4	1,3
10ECT13	•	•	•	•	703	10,25	503	1480	1320	7,0	17,7	21,6	1,6
10ECT15	•	•	•	•	809	11,80	503	1680	1520	8,0	21,5	25,9	1,8
10ECT17	•	•	•	•	923	13,46	503	1895	1735	9,2	23,4	28,2	2,1
10ECT20	•	•	•	•	1101	16,05	503	2230	2070	11,0	26,3	31,8	2,5
10ECT23	•	•	•	•	1242	18,09	503	2495	2335	12,4	30,7	36,8	2,8
10ECT26	•	•	•	•	1400	20,41	503	2795	2635	14,0	33,3	40,1	3,2
10ECT30	•	•	•	•	1631	23,77	503	3230	3070	16,3	37,0	44,7	3,6
10ECT36	•	•	•	•	1930	28,13	503	3795	3635	19,2	43,9	53,0	4,4
12ECT10	•	•	•	•	665	9,69	580	1180	1020	6,5	17,3	22,1	1,3
12ECT13	•	•	•	•	859	12,53	580	1480	1320	8,4	20,4	26,0	1,6
12ECT15	•	•	•	•	988	14,41	580	1680	1520	9,7	24,7	31,1	1,8
12ECT17	•	•	•	•	1128	16,44	580	1895	1735	11,1	26,9	33,9	2,1
12ECT20	•	•	•	•	1345	19,60	580	2230	2070	13,2	30,4	38,3	2,5
12ECT23	•	•	•	•	1516	22,10	580	2495	2335	14,9	35,3	44,2	2,8
12ECT26	•	•	•	•	1709	24,93	580	2795	2635	16,8	38,4	48,1	3,2
12ECT30	•	•	•	•	1991	29,00	580	3230	3070	19,6	42,9	53,8	3,6
12ECT36	•	•	•	•	2358	34,40	580	3795	3635	23,2	51,0	63,7	4,4
14ECT10	•	•	•	•	786	11,45	656	1180	1020	7,7	19,6	25,9	1,3
14ECT13	•	•	•	•	1015	14,80	656	1480	1320	10,0	23,2	30,5	1,6
14ECT15	•	•	•	•	1169	17,03	656	1680	1520	11,5	28,0	36,5	1,8
14ECT17	•	•	•	•	1332	19,42	656	1895	1735	13,1	30,6	39,8	2,1
14ECT20	•	•	•	•	1589	23,16	656	2230	2070	15,6	34,7	44,9	2,5
14ECT23	•	•	•	•	1792	26,11	656	2495	2335	17,6	40,2	51,9	2,8
14ECT26	•	•	•	•	2021	29,45	656	2795	2635	19,9	43,8	56,5	3,2
14ECT30	•	•	•	•	2353	34,30	656	3230	3070	23,2	49,2	63,1	3,6
14ECT36	•	•	•	•	2786	40,69	656	3795	3635	27,4	58,3	74,7	4,4
16ECT10	•	•	•	•	907	13,21	732	1180	1020	8,8	21,8	29,6	1,3
16ECT13	•	•	•	•	1171	17,07	732	1480	1320	11,4	26,0	34,8	1,6
16ECT15	•	•	•	•	1348	19,64	732	1680	1520	13,1	31,1	41,7	1,8
16ECT17	•	•	•	•	1537	22,41	732	1895	1735	15,0	34,1	45,4	2,1
16ECT20	•	•	•	•	1833	26,71	732	2230	2070	17,9	38,8	51,3	2,5
16ECT23	•	•	•	•	2066	30,12	732	2495	2335	20,1	44,8	59,3	2,8
16ECT26	•	•	•	•	2330	33,90	732	2795	2635	22,7	49,0	64,5	3,2
16ECT30	•	•	•	•	2715	39,57	732	3230	3070	26,5	55,1	72,1	3,6
16ECT36	•	•	•	•	3213	46,84	732	3795	3635	31,4	65,3	85,3	4,4
18ECT10	•	•	•	•	1028	14,97	808	1180	1020	9,9	24,0	33,2	1,3
18ECT13	•	•	•	•	1327	19,34	808	1480	1320	12,8	28,7	39,2	1,6
18ECT15	•	•	•	•	1527	22,26	808	1680	1520	14,8	34,2	46,9	1,8
18ECT17	•	•	•	•	1742	25,39	808	1895	1735	16,8	37,6	51,1	2,1
18ECT20	•	•	•	•	2077	30,27	808	2230	2070	20,1	42,9	57,7	2,5
18ECT23	•	•	•	•	2342	34,13	808	2495	2335	22,7	49,5	66,7	2,8
18ECT26	•	•	•	•	2642	38,50	808	2795	2635	25,6	54,2	72,6	3,2
18ECT30	•	•	•	•	3077	44,84	808	3230	3070	29,8	61,0	81,1	3,6
18ECT36	•	•	•	•	3642	53,07	808	3795	3635	35,3	72,3	96,0	4,4
20ECT10	•	•	•	•	1148	16,73	884	1180	1020	11,1	26,3	37,0	1,3
20ECT13	•	•	•	•	1484	21,62	884	1480	1320	14,4	31,5	43,6	1,6
20ECT15	•	•	•	•	1707	24,87	884	1680	1520	16,5	37,5	52,3	1,8
20ECT17	•	•	•	•	1946	28,37	884	1895	1735	18,9	41,3	57,0	2,1
20ECT20	•	•	•	•	2320	33,83	884	2230	2070	22,5	47,2	64,3	2,5
20ECT23	•	•	•	•	2616	38,14	884	2495	2335	25,4	54,3	74,4	2,8
20ECT26	•	•	•	•	2952	43,00	884	2795	2635	28,7	59,6	80,9	3,2
20ECT30	•	•	•	•	3438	50,10	884	3230	3070	33,4	67,2	90,4	3,6
20ECT36	•	•	•	•	4069	59,31	884	3795	3635	39,6	79,6	107,0	4,4
22ECT10	•	•	•	•	1269	18,49	960	1180	1020	35,3	72,3	96,0	4,4
22ECT13	•	•	•	•	1640	23,89	960	1480	1320	11,1	26,3	37,0	1,3
22ECT15	•	•	•	•	1886	27,49	960	1680	1520	14,4	31,5	43,6	1,6
22ECT17	•	•	•	•	2151	31,35	960	1895	1735	16,5	37,5	52,3	1,8
22ECT20	•	•	•	•	2565	37,38	960	2230	2070	18,9	41,3	57,0	2,1
22ECT23	•	•	•	•	2892	42,15	960	2495	2335	22,5	47,2	64,3	2,5
22ECT26	•	•	•	•	3263	47,55	960	2795	2635	25,4	54,3	74,4	2,8
22ECT30	•	•	•	•	3800	55,38	960	3230	3070	28,7	59,6	80,9	3,2
22ECT36	•	•	•	•	4496	65,54	960	3795	3635	33,4	67,2	90,4	3,6



## Dados técnicos Technical data

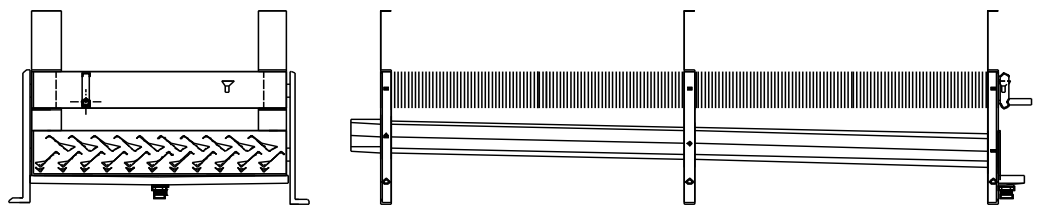
### ÁPARA PINGOS NORMAL NORMAL DRIP TRAY

TC > +2°C



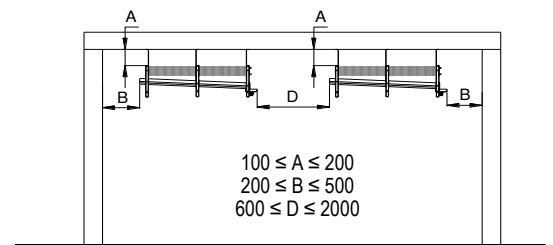
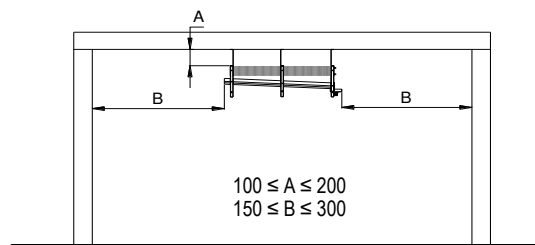
### ÁPARA PINGOS REFORÇADO REINFORCED DRIP TRAY

0°C < TC < +2°C



### INSTALAÇÃO INSTALLATION

Medidas em mm  
Dimensions in mm



### SELECCÇÃO RÁPIDA QUICK SELECTION

Importante Important	
Isolamento Insulation - Chilling room	80mm PU
Temperatura exterior Exterior temperature	+32°C
Serviço fraco - Conservação pura Weak service - Pure conservation	
Se a carga diária é importante e se pretende arrefecimento da mesma, considerar evaporador com ventilação forçada If daily rotation is important and its cooling is intended, please consider an evaporator with forced ventilation	
Para temperaturas de câmara ≤ +2°C deverão ser utilizadas resistências For room temperatures ≤ +2°C heaters should be used	

Nomenclatura Nomenclature	
TC	Temperatura de câmara Room temperature

FC1 <sub>MP</sub>	R134a	R404A	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	1,06	1,07	1,01	1,05

FC2	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
	1,00	0,97	1,03

Câmara refrigerados Chilling room (TC=0/+4°C - TE=-10°C)		
Volume Volume m <sup>3</sup>	Capacidade Capacity kW	Superfície mínima evaporador Minimum evaporator surface
3,5 - 4	545	7,5
4,5 - 5	660	9,5
5 - 6	790	12,0
6 - 7	920	13,6
7 - 8	990	14,4
8 - 9	1130	16,0
9 - 10	1280	19,4
10 - 11	1395	20,4
11 - 13	1455	22,0
12 - 14	1570	23,5
13 - 15	1630	24,5
14 - 16	1745	26,0
15 - 17	1920	29,0
17 - 19	2095	30,0
19 - 22	2325	34,0
24 - 28	2790	39,0
28 - 32	3140	44,0
35 - 40	3720	53,0
40 - 46	4300	59,0
43 - 49	4650	65,0

Para capacidades em Dew Point consultar [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 ou contacte a Centauro.  
For Dew Point capacities please see [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 or contact Centauro.

# ERK

Evaporadores Redondos Round Coolers  
 Espaçamento Fin Spacing  
 Ø Ventiladores Fan Ø

3,2 - 4,2 mm  
 300 - 400 - 450 - 500 mm



H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

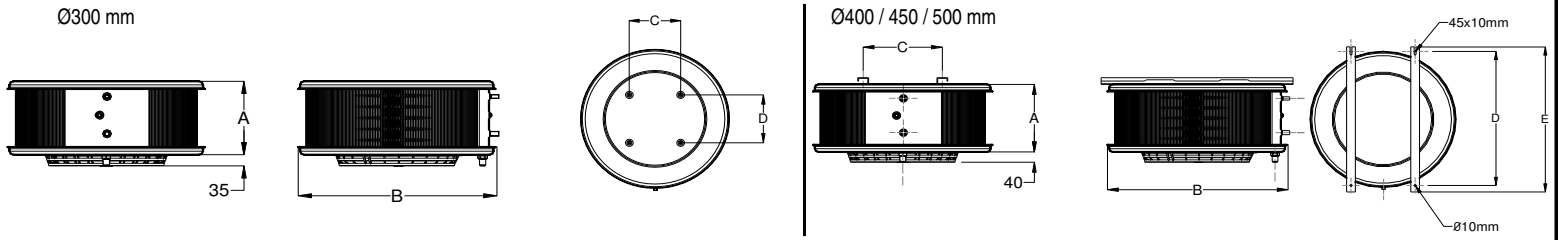
Modelo Type	Capacidade Qs1 Capacity Qs1 (Tse=+12°C / DT1=11K)		Capacidade 1,35 x SC1 Capacity 1,35 x SC1 (Tse=+10°C / DT1=10K)		Superfície Surface m <sup>2</sup>	Volume interno Internal Volume dm <sup>3</sup>	Ventiladores Fans						
	kW	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h			m	rpm	W	A	V / F / Hz	dB(A)	
													Nº. Nr.
ERK 304/413	1,42	1,29	3,74	0,67	1	300	1200	5,0	1300	72	0,32	230/1/50	49
ERK 304/420	2,25	2,04	5,62	1,01	1	300	1400	5,0	1300	72	0,32	230/1/50	49
ERK 304/331	3,39	3,08	9,79	1,35	1	300	1500	5,0	1300	72	0,32	230/1/50	49
ERK 406/437	4,11	3,73	9,77	1,72	1	400	2400	6,0	935	205	0,96	230/1/50	50
ERK 406/346	5,10	4,63	12,77	1,72	1	400	2400	6,0	935	205	0,96	230/1/50	50
ERK 406/359	6,45	5,85	19,98	2,68	1	400	2300	6,0	935	205	0,96	230/1/50	50
ERK 456/367	7,33	6,65	19,98	2,68	1	450	2800	8,0	935	205	0,96	230/1/50	52
ERK 456/384	9,25	8,39	29,94	4,03	1	450	3200	8,0	935	205	0,96	230/1/50	52
ERK 506/4109	12,02	10,91	33,87	5,87	1	500	5000	8,0	935	205	0,96	230/1/50	54
ERK 506/3128	14,09	12,79	44,28	5,87	1	500	5000	8,0	935	205	0,96	230/1/50	54
ERK 506/3155	17,04	15,46	64,97	8,57	1	500	4700	8,0	935	205	0,96	230/1/50	54

(1) Pressão sonora a 3m, em campo livre sem reflexões Sound pressure level at 3m, in free field conditions, without reflections

Modelo Type	Preço sem resistências Price without heaters		Preço com bateria de resistências BR Price with heatercoil BR		Opções Options										
	EUR	EUR	Desc. gás quente GM GM hot gas defrost	Desc. gás quente GE GE hot gas defrost	Desc. gás quente GT GT hot gas defrost	Descongelação água Water defrost	Alhetas revestidas Coated fins	Chaparia Inox Stainless steel casing	Tab. esgoto isol. Insul. drain pan	Resistências gola Fan heaters	Adaptador Conduitas Air Sock Adapter				
ERK 304/413	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 304/420	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 304/331	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 406/437	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 406/346	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 406/359	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 456/367	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 456/384	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 506/4109	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 506/3128	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
ERK 506/3155	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				

S Standard  
 SP Sob pedido  
 Under request

# CENTAURO



	Resistências do evaporador Cooler heaters			Ligações standard Standard connections			Dimensões Dimensions				Peso em vazio Net weight kg	Volume embarque Shipment volume m³	Modelo Type
	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	Entrada Inlet	Saída Outlet	Esgoto Drain	A	B	C	D			
	kW	A	V / F / Hz	in			mm						
-	-	-	-	3/8	3/8	G 3/8	152	515	177	157	6,3	0,10	ERK 304/413
-	-	-	-	1/2	5/8	G 3/8	216	515	177	157	7,2	0,10	ERK 304/420
-	-	-	-	1/2	5/8	G 3/8	280	515	177	157	7,2	0,10	ERK 304/331
-	-	-	-	1/2	5/8	G 3/4	302	775	315	735	32,5	0,27	ERK 406/437
-	-	-	-	1/2	7/8	G 3/4	302	775	315	735	29,5	0,27	ERK 406/346
-	-	-	-	1/2	7/8	G 3/4	302	775	315	735	32,5	0,27	ERK 406/359
-	-	-	-	1/2	7/8	G 3/4	302	775	345	735	32,5	0,27	ERK 456/367
-	-	-	-	1/2	7/8	G 3/4	423	775	315	735	38,1	0,35	ERK 456/384
-	-	-	-	5/8	1 1/8	G 3/4	487	975	450	920	49,8	0,54	ERK 506/4109
-	-	-	-	5/8	1 1/8	G 3/4	487	975	450	920	52,3	0,54	ERK 506/3128
-	-	-	-	5/8	1 3/8	G 3/4	487	975	450	920	58,9	0,54	ERK 506/3155

## FACTORES DE CORRECÇÃO E SELECÇÃO RÁPIDA CORRECTION FACTORS AND QUICK SELECTION

RC1	DT1 [K]													
	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	
Tse [+16]	1,762	1,652	1,469	1,322	1,220	1,119	1,018	0,916	0,805	0,703	0,604	0,499	0,402	
Tse [+14]	1,750	1,640	1,458	1,458	1,211	1,111	1,010	0,909	0,800	0,698	0,600	0,496	0,399	
Tse [+12]	1,737	1,628	1,447	1,447	1,203	1,102	1,003	0,902	0,794	0,694	0,595	0,493	0,397	
Tse [+10]	1,723	1,616	1,436	1,436	1,193	1,094	1,000	0,895	0,788	0,689	0,591	0,490	0,394	
Tse [+8]	1,713	1,606	1,427	1,427	1,186	1,087	0,979	0,881	0,782	0,684	0,587	0,487	0,391	
Tse [+6]	1,700	1,594	1,417	1,417	1,177	1,078	0,971	0,874	0,776	0,679	0,582	0,485	0,387	
Tse [+4]	1,685	1,580	1,405	1,405	1,167	1,070	0,963	0,867	0,771	0,674	0,578	0,482	0,385	

FC1 <sub>MP</sub>	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	0,94	1,01	0,95	0,99

FC2	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
	1,00	0,97	1,03

Capacidade corrigida Corrected capacity
ERK 304/413 Tse=+14°C DT1=10K R134a Alumínio / Aluminium
$Q_{01} = Q_{S1} \times RC1 \times FC1_{MP} \times FC2$ [kW]
$Q_{01} = 1,42 \times 1,010 \times 0,94 \times 1,00 = 1,35$ kW

Para capacidades em Dew Point consultar [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 ou contacte a Centauro.  
For Dew Point capacities please see [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 or contact Centauro.

Nomenclatura	Nomenclature
TC	Temperatura de câmara Room temperature
TE	Temperatura de evaporação Evaporating temperature
Tse	Temperatura seca de entrada de ar BS Air on DB
Q <sub>S1</sub>	Capacidade para selecção em DT1 Selection capacity in TD1
Q <sub>01</sub>	Capacidade corrigida em DT1 Corrected capacity in TD1
FC1 <sub>MP</sub>	Factor de correcção do refrigerante (ponto médio) Refrigerant correction factor (middle point)
FC2	Factor de correcção do material das alhetas Fin material correction factor
RC1	Factor de correcção para dados em DT1 Correction factors for data in DT1

Sala climatizada com isolamento Processing room with insulation (TC=+12°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m³	kW	Type
33 - 37	1,2	304/413
58 - 66	2,1	304/420
83 - 95	3,0	304/331
108 - 124	3,9	406/437
137 - 157	4,8	406/346
171 - 196	6,0	406/359
197 - 226	6,9	456/367
238 - 273	8,1	456/384
309 - 355	10,5	506/4109
388 - 446	13,2	506/3128
447 - 514	15,2	506/3155

Sala climatizada sem isolamento Processing room without insulation (TC=+12°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m³	kW	Type
25 - 28	1,2	304/413
44 - 50	2,1	304/420
63 - 72	3,0	304/331
81 - 93	3,9	406/437
102 - 117	4,8	406/346
128 - 147	6,0	406/359
147 - 169	6,9	456/367
176 - 202	8,1	456/384
228 - 262	10,5	506/4109
287 - 330	13,2	506/3128
330 - 379	15,2	506/3155

Dados de cálculo	Selection data
Altura da sala Room height	3,2m
Temperatura exterior Exterior temperature	+32°C
Máquinas Machinery	nenhuma none
Ocupação (pessoas/m2) Occupation (persons/m2)	1P/4m²
Iluminação Lighting	25W/m²

# MT

Evaporadores Cúbicos Cubic Coolers  
 Espaçamento Fin Spacing  
 Ø Ventiladores Fan Ø

4,2 mm  
 300 - 350 - 400 - 450 - 500 mm

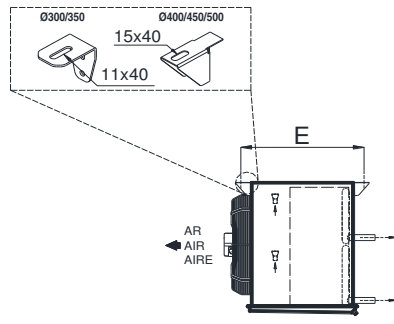


H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

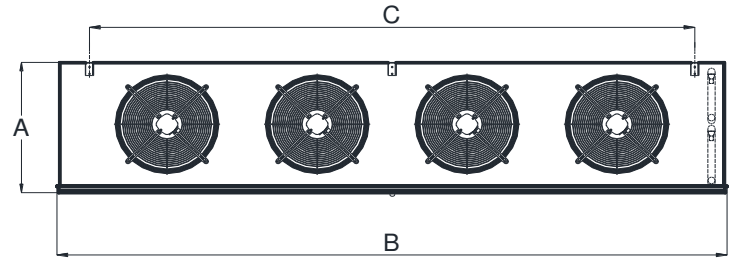
Modelo Type	Capacidade QSm Capacity QSm (TC=+2°C / DTm=8K)	Capacidade QOm Capacity QOm (TC=-18°C / DTm=6K)	Superfície Surface	Volume interno Internal Volume	Nº. Nr.	Diâmetro Diameter	Caudal de ar Air flow	Projeção ar Air throw	Ventiladores Fans				
	kW		m²	dm³					Rotação Revolutions	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	
						mm	m³/h	m	rpm	W	A	V / F / Hz	
MT 4C1/3	3,33	-	12,43	3,25	1	300	1300	11	1275	98	0,44	230/1/50	
MT 4E1/5	4,91	-	17,76	3,60	1	350	1800	14	1230	110	0,48	230/1/50	
MT 4C2/6	6,44	-	24,80	5,77	2	300	2600	11	1275	196	0,88	230/1/50	
MT 4C3/8	8,28	-	29,84	6,63	3	300	4050	11	1275	294	1,32	230/1/50	
MT 4E2/9	8,90	-	29,60	6,00	2	350	3800	14	1230	220	0,96	230/1/50	
MT 4E2/10	9,73	-	35,52	7,20	2	350	3600	14	1230	220	0,96	230/1/50	
MT 4C3/10	10,43	-	44,76	9,10	3	300	3750	11	1275	294	1,32	230/1/50	
MT 4E3/13	13,39	-	44,28	8,60	3	350	5700	14	1230	330	1,44	230/1/50	
MT 4E3/16	15,53	-	71,05	14,40	3	350	4950	14	1230	330	1,44	230/1/50	
MT 4E4/18	17,91	-	59,04	11,50	4	350	7600	14	1230	440	1,92	230/1/50	
MT 4E4/20	19,61	-	71,05	14,40	4	350	7200	14	1230	440	1,92	230/1/50	
MT 4G2/20	19,45	-	86,21	19,10	2	400	6000	16	1440	340	1,06	400/3/50	
MT 4G3/23	23,15	-	80,66	17,40	3	400	9750	16	1440	510	1,59	400/3/50	
MT 4J2/24	24,09	-	98,09	21,84	2	450	7900	18	1330	920	1,90	400/3/50	
MT 4G3/29	28,94	-	129,31	27,84	3	400	9000	16	1440	510	1,59	400/3/50	
MT 4L2/36	36,35	-	143,10	31,13	2	500	12000	20	1300	1540	3,40	400/3/50	
MT 4J4/49	48,87	-	196,83	41,80	4	450	15800	18	1330	1840	3,80	400/3/50	
MT 4L3/53	53,20	-	214,85	45,64	3	500	18000	20	1300	2310	5,10	400/3/50	
MT 4L4/68	67,92	-	250,66	52,64	4	500	25000	20	1300	3080	6,80	400/3/50	
MT 4L4/72	72,31	-	286,50	60,16	4	500	24000	20	1300	3080	6,80	400/3/50	

Modelo Type	Preço sem resistências Price without heaters	Preço com resistências Price with heaters	Opções Options											
			/GM GM hot gas defrost	/GE GE hot gas defrost	/GT GT hot gas defrost	/W Water defrost	AR Alhetas revestidas Coated fins	BI Chapaaria Inox Stainless steel casing	TI Tab. esgoto isol. Insul. drain pan	BR Bateria resistências Heater coil	RG Resistências gola Fan heaters	AS Adaptador Conduitas Air Sock Adapter		
	EUR		EUR											
MT 4C1/3	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E1/5	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4C2/6	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4C3/8	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E2/9	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E2/10	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4C3/10	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E3/16	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E4/18	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4E4/20	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4G2/20	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4G3/23	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4J2/24	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4G3/29	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4L2/36	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4J4/49	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4L3/53	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4L4/68	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MT 4L4/72	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Standard Standard SP Sob pedido Under request



# CENTAURO



	Resistências do evaporador Cooler heaters			Ligações standard Standard connections			Dimensões Dimensions				Peso em vazio Net weight	Volume embarque Shipment volume	Modelo Type
	Potência total Total power	Corrente total Total current	Alimentação MPS	Entrada Inlet	Saída Outlet	Esgoto Drain	A	B	C	E			
							mm						
	kW	A	V / F / Hz	in			mm				kg	m³	
	1,28	5,57	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	449	753	450	540	28,0	0,38	MT 4C1/3
	1,80	7,83	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	449	833	525	540	34,0	0,42	MT 4E1/5
	2,40	10,43	230/1/50	1/2	7/8	3/4 BSP	449	1173	870	540	43,0	0,56	MT 4C2/6
	4,80	20,87	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	449	1596	1290	540	55,0	0,77	MT 4C3/8
	3,60	15,65	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	449	1333	1025	540	53,0	0,65	MT 4E2/9
	4,32	18,78	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	449	1333	1025	540	57,0	0,65	MT 4E2/10
	4,80	20,87	230/1/50	1/2	1 1/8	3/4 BSP	449	1596	1290	540	69,0	0,77	MT 4C3/10
	6,48	9,35	400/3/50	5/8	1 3/8	3/4 BSP	449	1833	1525	540	74,0	0,88	MT 4E3/13
	6,48	9,35	400/3/50	5/8	1 3/8	3/4 BSP	449	1833	1525	540	89,0	0,88	MT 4E3/16
	8,64	12,47	400/3/50	5/8	1 3/8	3/4 BSP	449	2333	2025	540	98,0	1,10	MT 4E4/18
	8,64	12,47	400/3/50	7/8	1 5/8	3/4 BSP	449	2333	2025	540	106,0	1,10	MT 4E4/20
	7,20	10,39	400/3/50	7/8	1 5/8	3/4 BSP	615	1693	1330	625	110,0	1,15	MT 4G2/20
	10,80	15,59	400/3/50	7/8	1 5/8	1 1/4 BSP	615	2343	1980	625	125,0	1,57	MT 4G3/23
	10,80	15,59	400/3/50	7/8	1 5/8	3/4 BSP	690	1693	1330	625	123,0	1,27	MT 4J2/24
	10,80	15,59	400/3/50	7/8	1 5/8	1 1/4 BSP	615	2343	1980	625	154,0	1,57	MT 4G3/29
	12,60	18,19	400/3/50	7/8	1 5/8	3/4 BSP	765	2123	1710	690	175,0	1,82	MT 4L2/36
	18,00	25,98	400/3/50	1 1/8	2 1/8	1 1/4 BSP	690	2993	2630	625	227,0	2,19	MT 4J4/49
	18,00	25,98	400/3/50	1 1/8	2 1/8	1 1/4 BSP	765	2963	2550	690	253,0	2,52	MT 4L3/53
	30,00	2x21,65	400/3/50	2x1 1/8	2x2 1/8	1 1/4 BSP	765	3803	3390	690	333,0	3,22	MT 4L4/68
	30,00	2x21,65	400/3/50	2x1 1/8	2x2 1/8	1 1/4 BSP	765	3803	3390	690	354,0	3,22	MT 4L4/72

## FACTORES DE CORRECÇÃO E SELECÇÃO RÁPIDA CORRECTION FACTORS AND QUICK SELECTION

RCm	DTm [K]							
	10	9	8	7	6	5	4	
TC [°C]	+5	1,298	1,168	1,039	0,909	0,781	0,679	0,564
	+2	1,200	1,080	<b>1,000</b>	0,857	0,741	0,638	0,517
	0	1,140	1,026	0,912	0,797	0,682	0,585	0,470
	-2	1,111	1,001	0,909	0,794	0,680	0,582	0,466

Para capacidades em Dew Point consultar [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 ou contacte a Centauro.  
For Dew Point capacities please see [www.centauro.pt](http://www.centauro.pt), TB-0001, TB-0019 or contact Centauro.

FC1 <sub>MP</sub>	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	0,94	1,01	0,95	0,99

FC2	Alumínio Aluminium	Alumínio revestido Coated aluminium	Cobre Copper
	1,00	0,97	1,03

**Capacidade corrigida Corrected capacity**

MT 4E3/13  
TC=0°C  
DTm=6K  
R134a  
Alumínio / Aluminium

$$Q_{0m} = Q_{Sm} \times RCm \times FC1_{MP} \times FC2 \quad [kW]$$

$$Q_{0m} = 13,39 \times 0,682 \times 0,94 \times 1,00 = 8,58 \text{ kW}$$

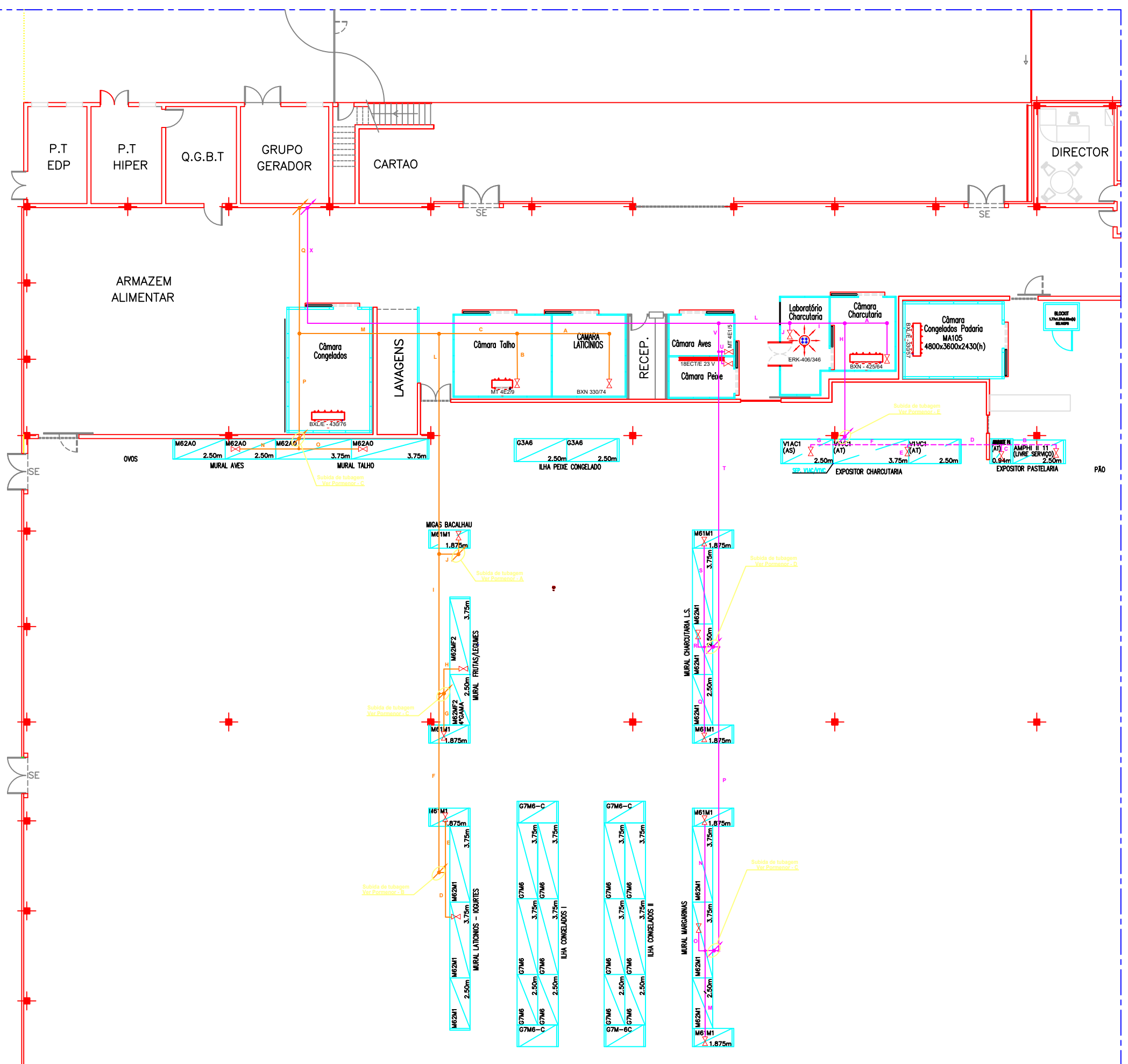
Nomenclatura	Nomenclature
TC	Temperatura de câmara Room temperature
TE	Temperatura de evaporação Evaporating temperature
Q <sub>Sm</sub>	Capacidade para selecção em DTm Selection capacity in TDm
Q <sub>0m</sub>	Capacidade corrigida em DTm Corrected capacity in TDm
FC1 <sub>MP</sub>	Fator de correcção do refrigerante (ponto médio) Refrigerant correction factor (middle point)
FC2	Fator de correcção do material das alhetas Fin material correction factor
RCm	Fator de correcção para dados em DTm Correction factors for data in DTm

Dados de cálculo	Selection data
Isolamento - Câmara de refrigerados Insulation - Chilling room	80mm PU
Isolamento - Câmara de congelados Insulation - Freezing room	100mm PU
Temperatura exterior Exterior temperature	+32°C
Entrada diária (% capacidade da câm. Daily rotation (room capacity's %)	10%
Tempo de arrefecimento Cooling time	18h
Tipo de uso Usage	Normal

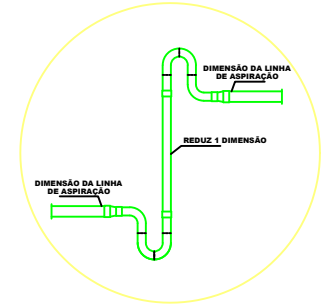
Câmara refrigerados Chilling room (TC=0/+4°C - TE=-6/-7°C)		
Volume Volume	Capacidade Capacity	Modelo Type
m³	kW	
18 - 21	2,3	4C1/3
40 - 46	3,7	4E1/5
55 - 63	4,3	4C2/6
62 - 71	5,0	4C3/8
80 - 92	6,0	4E2/9
95 - 110	6,6	4E2/10
120 - 140	7,7	4C3/10
136 - 170	9,3	4E3/13
180 - 210	10,9	4E3/16
230 - 264	13,0	4E4/20
300 - 345	16,5	4G3/23
380 - 440	18,9	4G3/29
480 - 550	23,0	4L2/36
540 - 620	27,1	2x 4E4/20
700 - 805	33,0	4J4/49
920 - 1060	42,9	4L4/68
1100 - 1265	49,2	4L4/72
1180 - 1355	55,5	2x 4L2/36
1500 - 1725	64,3	2x 4J4/49
1750 - 2010	73,8	2x 4L3/53
2100 - 2415	87,3	2x 4L4/68
2600 - 2990	98,4	2x 4L4/72
3000 - 3450	110,9	3x 4L3/53

## **Anexo G**

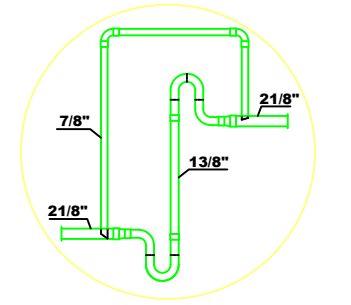
**Desenho técnico do traçado da tubagem para média temperatura da nova instalação**



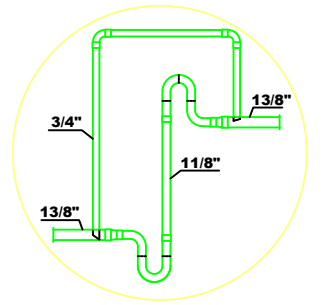
**PORMENOR TIPO - A**  
SUBIDA VERTICAL COLUNA SIMPLES  
LINHA ASPIRAÇÃO



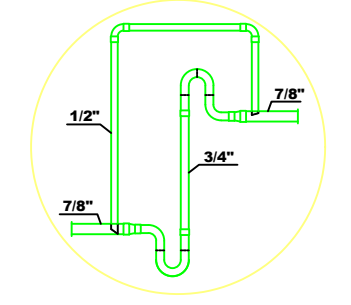
**PORMENOR TIPO - D**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



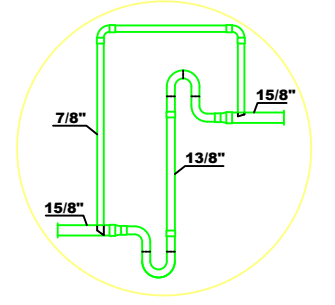
**PORMENOR TIPO - B**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



**PORMENOR TIPO - E**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



**PORMENOR TIPO - C**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



**TUBAGEM - Circuito de Média Temperatura**

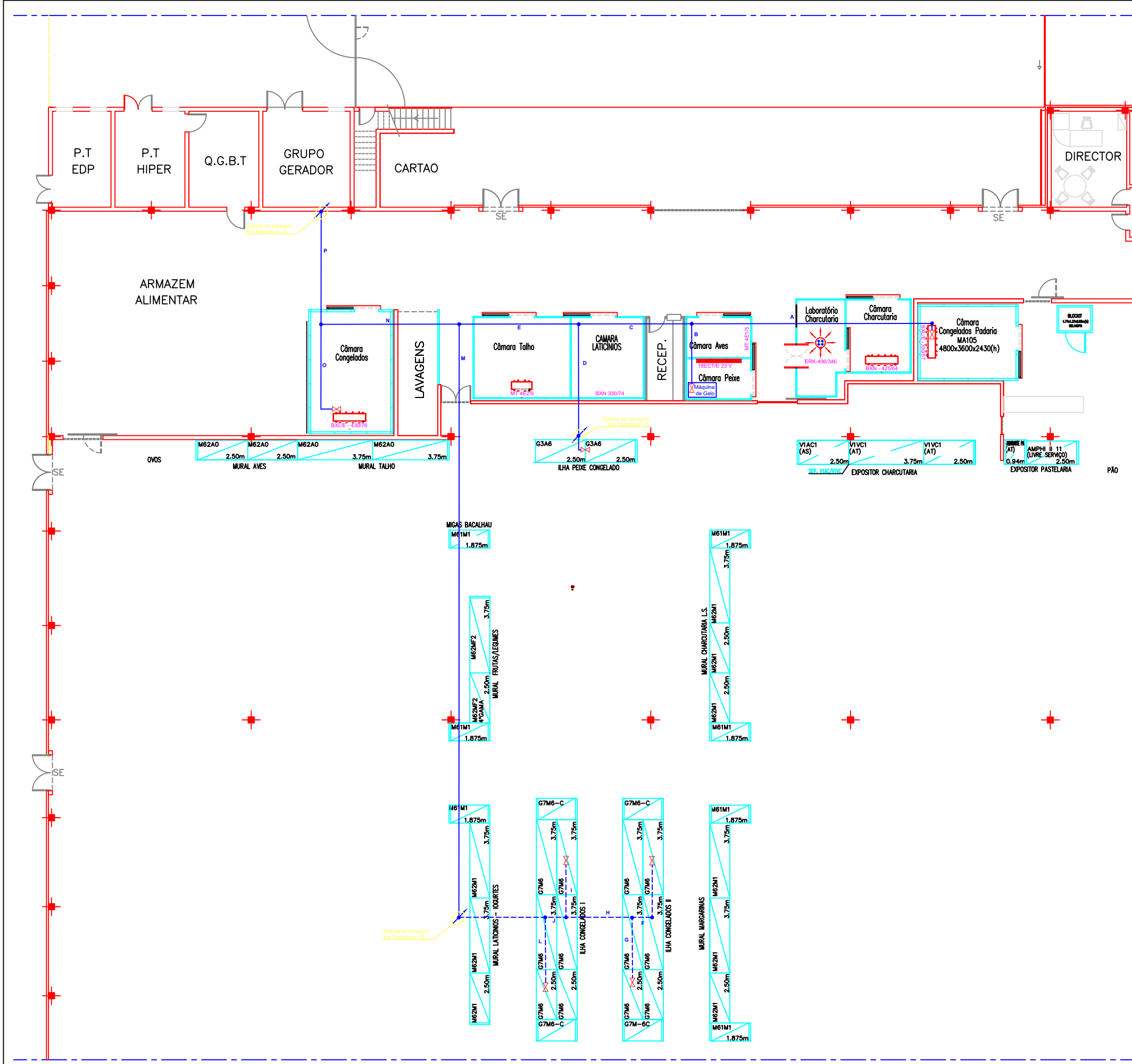
- CP1 - CIRCUITO POSITIVOS - NO INTERIOR DOS ROÇOS.
- CP1 - CIRCUITO POSITIVOS - NO PISO DE LOJA.
- CP2 - CIRCUITO POSITIVOS - NO INTERIOR DOS ROÇOS.
- CP2 - CIRCUITO POSITIVOS - NO PISO DE LOJA.
- ⊗ - VÁLVULAS DE SECCIONAMENTO.
- ↑ - SUBIDA DE TUBAGEM
- ↗ - SUBIDA DE TUBAGEM

REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

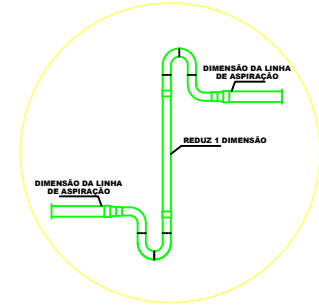
<p><b>ISEL</b> INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA</p>	<p>COPIAS NÃO TOLERÁNCIA Nº 100</p> <p>ESCALA 1/100</p> <p>CAD. PLANEJADO</p>	<p>REVISÃO 01</p> <p>LITPA. MAE:</p> <p>PROJEÇÃO:</p>	<p><b>CONTINENTE</b></p> <p>Diagrama de tubagem de MT</p>

## **Anexo H**

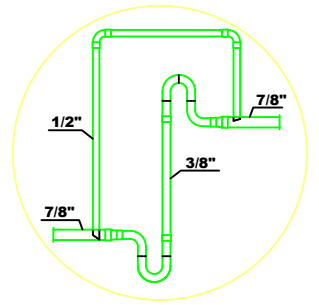
**Desenho técnico do traçado da tubagem para baixa temperatura da nova instalação**



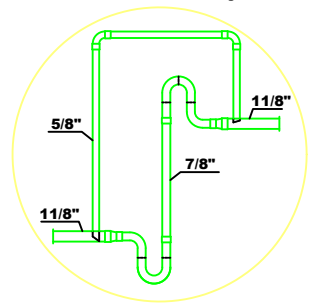
**PORMENOR TIPO - A**  
SUBIDA VERTICAL COLUNA SIMPLES  
LINHA ASPIRAÇÃO



**PORMENOR TIPO - B**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



**PORMENOR TIPO - C**  
SUBIDA VERTICAL DUPLA COLUNA  
LINHA ASPIRAÇÃO



**TUBAGEM - Circuito Baixa Temperatura**

- - - - - CN - CIRCUITO NEGATIVOS - NO INTERIOR DOS ROÇOS.
- - - - - CN - CIRCUITO NEGATIVOS - NO PISO DE LOJA.
- ⊗ - VÁLVULAS DE SECCIONAMENTO.
- ↗ - SUBIDA DE TUBAGEM
- Inclinação (Aprox. 20 mm de 10 em 10 metros) da tubagem de aspiração no sentido da Central frigorífica.
- Inclinação (Aprox. 20 mm de 10 em 10 metros) da tubagem de líquido no sentido dos expositores frigoríficos e evaporadores.

REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:	REVISTO POR:
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

**comente**

Diagrama de tubagem de BT

ESCALA: 1/100

FECHA: 10/05/2010

## **Anexo I**

### **Cálculo da tubagem da nova instalação para os circuitos CP2 e CN**

- **Circuito de Média Temperatura**

Segundo o traçado de tubagem apresentado no anexo G, calculou-se a potência frigorífica a transmitir em cada troço de tubagem do CP2.

Sendo assim, tem-se:

$$\dot{Q}_A = 3,82 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = 1,43 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = 0,35 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_D = \dot{Q}_B + \dot{Q}_C = 1,78 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_E = 2,19 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_F = \dot{Q}_E + \dot{Q}_D = 3,97 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_G = 0,73 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_G + \dot{Q}_F = 4,7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_A + \dot{Q}_H = 8,52 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_J = 2 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_J + \dot{Q}_I = 10,52 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_M = \dot{Q}_N = 2,14 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_O = 11,4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_O + \dot{Q}_M + \dot{Q}_N = 15,68 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_Q = \dot{Q}_S = 2,14 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_R = 10 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_R + \dot{Q}_Q + \dot{Q}_S + \dot{Q}_P = 29,96 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_U = 4,67 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_T + \dot{Q}_U = 34,63 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_X = \dot{Q}_V + \dot{Q}_L = 45,15 \text{ kW}$$

Em que, de forma geral:

$\dot{Q}_i$ , é a potência frigorífica a ser transmitida no trecho de tubagem “i” em [kW].

- **Circuito de Baixa temperatura**

O circuito de baixa temperatura é constituído por um só circuito, designado CN. O traçado da tubagem para este circuito é apresentado no anexo H, assim como a designação atribuída a cada troço.

A próxima etapa passa por determinar a potência frigorífica a ser transmitida em cada troço de tubagem assinalado.

Segundo o anexo H, para o CN, obteve-se o seguinte:

$$\dot{Q}_A = 4,37 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = 3,81 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B = 8,18 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_D = 2,56 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_C + \dot{Q}_D = 10,74 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_F = 6,32 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_G = 6,32 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_F + \dot{Q}_G = 12,64 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_I = 6,32 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_J = \dot{Q}_I + \dot{Q}_H = 18,96 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_L = 6,32 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_M = \dot{Q}_L + \dot{Q}_J = 25,28 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_M + \dot{Q}_E = 36,02 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_O = 5,41 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_O + \dot{Q}_N = 41,43 \text{ kW}$$

Em que, de forma geral:

$\dot{Q}_i$ , é a potência frigorífica a ser transmitida no troço de tubagem “i” em [kW]

## **Anexo J**

**Relatórios do *software* da *Danfoss* para a tubagem da nova instalação**

# Coolselector2

## Informação de projeto

Nome do projeto: C@culo do diº metro da tubagem para o CN  
 Coment@rios:  
 Criado por:  
 Coolselector2 versº o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 8 de Novembro de 2017  
 Preferªncias usadas: Todas as aplica´bes

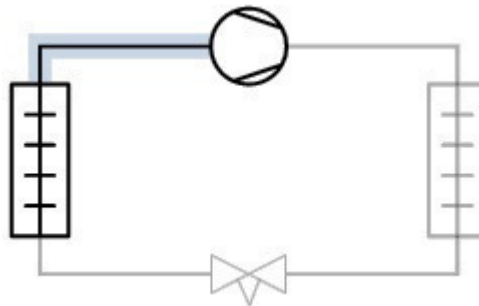
## Tubula´º o: CN: A

## Condi´bes de opera´º o

Refrigerante:	R744	Carga tªrmica:	4,370 kW
Fluxo de massa na linha:	60,33 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,341 kW
Temperatura de evapora´º o:	-35,0 ºC	Temperatura de condensa´º o:	-5,0 ºC
Pressº o de evapora´º o:	12,05 bar	Pressº o de condensa´º o:	30,47 bar
Superaquecimento bªtil:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	51,0 ºC		

**Sistema e linha:** *Sistema de expansº o seco. Linha de suc´º o*

**Critªrios de sele´º o:** *Velocidade: 12,00 m/s. Comprimento: 14,85 m*



## Sele´º o: tubo de cobre ANSI 3/8

Tipo	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2	ANSI 5/8
NS	7,92	9,53	12,7	15,88
DP [bar]	2,103	0,639	0,119	0,037
DT_sat [K]	5,3	1,5	0,3	0,1
DP [K/m]	0,359	0,104	0,019	0,006
Velocidade, entrada [m/s]	18,15	11,51	5,86	3,62
Velocidade, saºda [m/s]	22,09	12,17	5,92	3,63
Diameter, in [mm]	6,29	7,90	11,07	14,10

# Coolselector2

## Informa o de projeto

Nome do projeto: C culo do di metro da tubagem para o circuito CN  
 Coment rios:  
 Criado por:  
 Coolselector2 vers o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 8 de Novembro de 2017  
 Prefer ncias usadas: Todas as aplica es

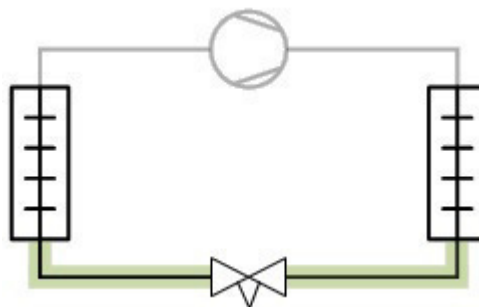
## Tubula o: CN: A

## Condi es de opera o

Refrigerante:	R744	Carga térmica:	4,370 kW
Fluxo de massa na linha:	60,33 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,341 kW
Temperatura de evapora�o:	-35,0 �C	Temperatura de condensa�o:	-5,0 �C
Pressão de evapora�o:	12,05 bar	Pressão de condensa�o:	30,47 bar
Superaquecimento �til:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	51,0 �C		

**Sistema e linha:** *Sistema de expans o seco. Linha de l quido*

**Crit rios de sele o:** *Velocidade: 1,00 m/s. Comprimento: 14,85 m*



## Sele o: tubo de cobre ANSI 3/8

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2	ANSI 5/8
NS	6,35	7,92	9,53	12,7	15,88
DP [bar]	0,310	0,086	0,029	0,006	0,002
DT_sat [K]	0,4	0,1	0,0	0,0	0,0
DP [K/m]	0,025	0,007	0,002	0,000	0,000
Velocidade, entrada [m/s]	0,95	0,56	0,35	0,18	0,11
Velocidade, saída [m/s]	0,95	0,56	0,35	0,18	0,11
Diameter, in [mm]	4,83	6,29	7,90	11,07	14,10

# Coolselector2

## Informa o de projeto

Nome do projeto: C culo do di metro da tubagem para o CP1  
 Coment rios:  
 Criado por: Sara Martins, n 38492  
 Coolselector2 vers o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 30 de Setembro de 2017  
 Prefer ncias usadas: Todas as aplica es

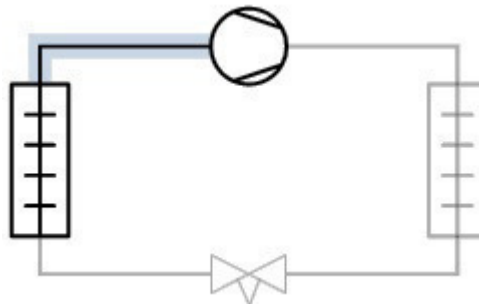
## Tubula o: CP1: A

### Condi es de opera o

Refrigerante:	R134a	Carga térmica:	4,130 kW
Fluxo de massa na linha:	108,0 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,711 kW
Temperatura de evapora�o:	-10,0 �C	Temperatura de condensa�o:	45,0 �C
Pressão de evapora�o:	2,006 bar	Pressão de condensa�o:	11,60 bar
Superaquecimento �til:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	71,3 �C		

**Sistema e linha:** *Sistema de expans o seco. Linha de suc o*

**Crit rios de sele o:** *Velocidade: 12,00 m/s. Comprimento: 8,17 m*



## Sele o: tubo de cobre ANSI 3/4

Tipo	ANSI 1/2	ANSI 5/8	ANSI 3/4	ANSI 7/8	ANSI 1 1/8
NS	12,7	15,88	19,05	22,23	28,58
DP [bar]	0,684	0,184	0,066	0,033	0,009
DT_sat [K]	10,1	2,4	0,8	0,4	0,1
DP [K/m]	1,236	0,295	0,104	0,051	0,014
Velocidade, entrada [m/s]	32,22	19,87	13,24	9,93	5,83
Velocidade, saída [m/s]	49,56	21,95	13,72	10,10	5,85
Diameter, in [mm]	11,07	14,10	17,27	19,95	26,04

# Coolselector2

## Informação de projeto

Nome do projeto: C@culo do di@metro da tubagem para o CP1  
 Coment@rios:  
 Criado por: Sara Martins, n@38492  
 Coolselector2 vers@o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 30 de Setembro de 2017  
 Prefer@ncias usadas: Todas as aplica@es

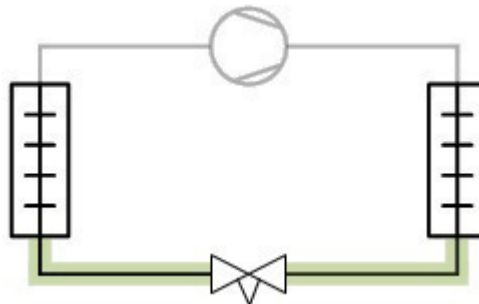
## Tubula@o: CP1: A

## Condi@es de opera@o

Refrigerante:	R134a	Carga t@rmica:	4,130 kW
Fluxo de massa na linha:	108,0 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,711 kW
Temperatura de evapora@o:	-10,0 ºC	Temperatura de condensa@o:	45,0 ºC
Press@o de evapora@o:	2,006 bar	Press@o de condensa@o:	11,60 bar
Superaquecimento b@til:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	71,3 ºC		

**Sistema e linha:** *Sistema de expans@o seco. Linha de l@quido*

**Crit@rios de sele@o:** *Queda de temperatura de satura@o: 0,020 K/m. Comprimento: 8,17 m*



## Sele@o: tubo de cobre ANSI 3/8

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2	ANSI 5/8
NS	6,35	7,92	9,53	12,7	15,88
DP [bar]	0,439	0,121	0,041	0,008	0,003
DT_sat [K]	1,5	0,4	0,1	0,0	0,0
DP [K/m]	0,181	0,050	0,017	0,003	0,001
Velocidade, entrada [m/s]	1,45	0,85	0,54	0,27	0,17
Velocidade, sa@da [m/s]	1,45	0,85	0,54	0,27	0,17
Diameter, in [mm]	4,83	6,29	7,90	11,07	14,10

# Coolselector2

## Informação de projeto

Nome do projeto: C@culo do di@metro da tubagem para o CP2  
 Coment@rios:  
 Criado por: Sara Martins, n@38492  
 Coolselector2 vers@o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 30 de Setembro de 2017  
 Prefer@ncias usadas: Todas as aplica@es

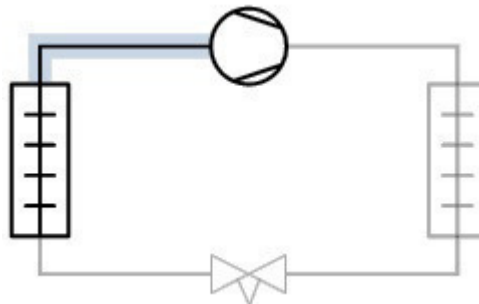
## Tubula@o: CP2: A

## Condi@es de opera@o

Refrigerante:	R134a	Carga t@rmica:	3,820 kW
Fluxo de massa na linha:	99,87 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,282 kW
Temperatura de evapora@o:	-10,0 ºC	Temperatura de condensa@o:	45,0 ºC
Press@o de evapora@o:	2,006 bar	Press@o de condensa@o:	11,60 bar
Superaquecimento b@til:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	71,3 ºC		

**Sistema e linha:** *Sistema de expans@o seco. Linha de suc@o*

**Crit@rios de sele@o:** *Velocidade: 12,00 m/s. Comprimento: 4,37 m*



## Sele@o: tubo de cobre ANSI 3/4

Tipo	ANSI 1/2	ANSI 5/8	ANSI 3/4	ANSI 7/8	ANSI 1 1/8
NS	12,7	15,88	19,05	22,23	28,58
DP [bar]	0,284	0,083	0,030	0,015	0,004
DT_sat [K]	3,8	1,1	0,4	0,2	0,1
DP [K/m]	0,869	0,243	0,089	0,044	0,012
Velocidade, entrada [m/s]	29,80	18,38	12,25	9,18	5,39
Velocidade, sa@da [m/s]	34,91	19,20	12,45	9,26	5,40
Diameter, in [mm]	11,07	14,10	17,27	19,95	26,04

# Coolselector2

## Informa o de projeto

Nome do projeto: C culo do di metro da tubagem para o CP2  
 Coment rios:  
 Criado por: Sara Martins, n 38492  
 Coolselector2 vers o: 2.0.5. Banco de dados: 18.19.1.8.4  
 Impresso: 2 de Outubro de 2017  
 Prefer ncias usadas: Todas as aplica es

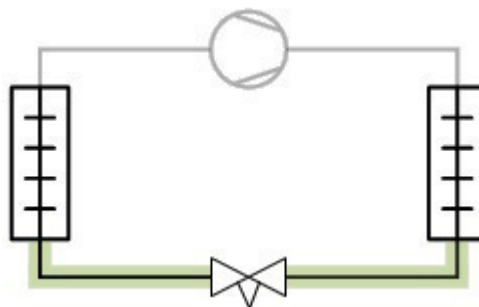
## Tubula o: CP2: A

## Condi es de opera o

Refrigerante:	R134a	Carga térmica:	3,820 kW
Fluxo de massa na linha:	99,87 kg/h	Capacidade de aquecimento:	5,282 kW
Temperatura de evapora�o:	-10,0 �C	Temperatura de condensa�o:	45,0 �C
Pressão de evapora�o:	2,006 bar	Pressão de condensa�o:	11,60 bar
Superaquecimento �til:	8,0 K	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	71,3 �C		

**Sistema e linha:** *Sistema de expans o seco. Linha de l quido*

**Crit rios de sele o:** *Velocidade: 1,00 m/s. Comprimento: 4,37 m*



## Sele o: tubo de cobre ANSI 3/8

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2	ANSI 5/8
NS	6,35	7,92	9,53	12,7	15,88
DP [bar]	0,204	0,056	0,019	0,004	0,001
DT_sat [K]	0,7	0,2	0,1	0,0	0,0
DP [K/m]	0,156	0,043	0,014	0,003	0,001
Velocidade, entrada [m/s]	1,34	0,79	0,50	0,25	0,16
Velocidade, saída [m/s]	1,34	0,79	0,50	0,25	0,16
Diameter, in [mm]	4,83	6,29	7,90	11,07	14,10

## **Anexo L**

**Condensador da *Centaurus* utilizado na nova instalação**



## Cliente

Fax: \_\_\_\_\_

Data : 21/08/2017  
Data do inquérito :  
Projecto :  
Estudo n.º :  
Items :  
Ref : Sara Martins

## Seleção de condensadores

Potência : 313,6 kW, +/- 20 %  
Dif. temperatura : 10 K  
Gás refrig. : R134A  
Temp. ambiente : 35 °C  
Altitude : 300 m  
Material Alheta : Aluminium

### Notas:

## Resultado de pesquisa de equipamentos para os parâmetros escolhidos:

**ACPD/R - 880/658T (400V/3/50)**

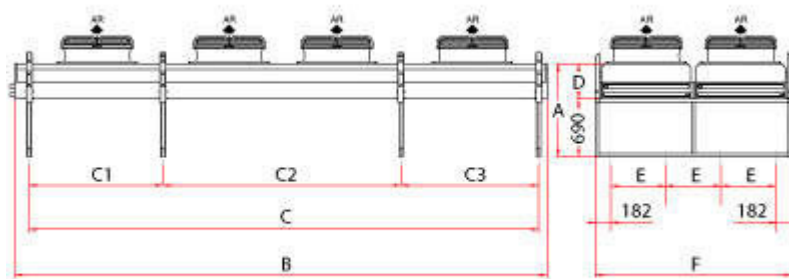


Pot. nom. (DT=15°C) [kW]	518,28	N.º ventiladores [N.ºxØ]	8x800	Tensão alimentação [V]	400V
Potência corrigida [kW]	318,12	Rotação [rpm]	670	Alimentação [F/Hz]	3/50
DT Funcionamento [°C]	9,86	Caudal de ar [m³/h]	112800	Entrada [in]	2x 2 5/8
Volume interno [dm³]	215,00	Ruído [dB(A)]*	47	Saída [in]	2x 2 1/8
Superfície [m²]	2045,40	Corrente [A]	16,80	Volume embarque [m³]	14,80
Espaçamento [mm]	2.1	Potência absorvida [W]	6560	Peso [kg]	1697,74

\* Nível de ruído referido à média dos valores de pressão sonora medidos em campo livre, sem reflexões, em 4 pontos a 10 m do condensador com fluxo de ar vertical.

## Dimensões

Dim. A [mm]	:	1360
Dim. B [mm]	:	6720
Dim. C [mm]	:	6393
Dim. C1 [mm]	:	1571
Dim. D [mm]	:	420
Dim. E [mm]	:	2315
Dim. F [mm]	:	2351
Dim. G [mm]	:	1155
Dim. H [mm]	:	864



## **Anexo M**

### **Análise dos dados recolhidos para o cálculo do consumo energético das instalações**

- **Nova instalação – Central de Média Temperatura**

Todos os cálculos foram efetuados com recurso ao *software Excel*.

O exemplo apresentado de seguida, é efetuado para a Central de Média Temperatura da instalação referência-modelo, para a previsão dos resultados da nova instalação (R134a/R744).

Registos do consumo energético para o exemplo do dia 6 de Setembro de 2016:

Date-Time	Total kWh	Consumo kWh
06/09/2016 16:54	20332,10	
06/09/2016 17:09	20332,10	0,00
06/09/2016 17:24	20332,10	0,00
06/09/2016 17:39	20350,50	18,40
06/09/2016 17:54	20369,60	19,10
06/09/2016 18:09	20386,90	17,30
06/09/2016 18:24	20403,90	17,00
06/09/2016 18:39	20423,50	19,60
06/09/2016 18:54	20441,10	17,60
06/09/2016 19:09	20458,10	17,00
06/09/2016 19:24	20473,10	15,00
06/09/2016 19:39	20489,10	16,00
06/09/2016 19:54	20504,30	15,20
06/09/2016 20:09	20518,00	13,70
06/09/2016 20:24	20531,70	13,70
06/09/2016 20:39	20544,70	13,00
06/09/2016 20:54	20556,70	12,00
06/09/2016 21:09	20569,50	12,80
06/09/2016 21:24	20582,30	12,80
06/09/2016 21:39	20595,70	13,40
06/09/2016 21:54	20608,00	12,30
06/09/2016 22:09	20620,20	12,20
06/09/2016 22:24	20631,80	11,60
06/09/2016 22:39	20642,80	11,00
06/09/2016 22:54	20654,50	11,70
06/09/2016 23:09	20665,30	10,80
06/09/2016 23:24	20674,10	8,80
06/09/2016 23:39	20682,80	8,70
06/09/2016 23:54	20692,20	9,40

O consumo é dado pela diferença dos consumos registados no instante final e inicial. Por exemplo:

$$\begin{aligned}
 \text{Consumo} &= \text{Consumo}_{t=17:54} - \text{Consumo}_{t=17:39} \Leftrightarrow \\
 &\Leftrightarrow \text{Consumo} = 20369,60 - 20350,50 \Leftrightarrow \\
 &\Leftrightarrow \text{Consumo} = 19,10 \text{ kWh}
 \end{aligned}$$

O procedimento é o mesmo para os restantes dados de consumo, este cálculo foi efetuado para o período de 1 ano (06/06/2016 a 06/06/2017).

De seguida, procedeu-se à soma do consumo de energia elétrica para cada dia do mês.

O procedimento é o mesmo para os restantes meses, efetuado para cada mês durante o período de 1 ano (06/06/2016 a 06/06/2017).

Na tabela seguinte apresenta-se o exemplo para o mês de Setembro, de 2016:

DATA	kWh/dia
06/09/2016	360,1
07/09/2016	1048,7
08/09/2016	957,4
09/09/2016	943,4
10/09/2016	1038,2
11/09/2016	1080,5
12/09/2016	1035
13/09/2016	956
14/09/2016	873,7
15/09/2016	882,5
16/09/2016	905
17/09/2016	1002,5
18/09/2016	1003,9
19/09/2016	963,9
20/09/2016	900,7
21/09/2016	888,1
22/09/2016	842,5
23/09/2016	922,8
24/09/2016	946,9
25/09/2016	887,9
26/09/2016	845,1
27/09/2016	991
28/09/2016	1055,6
29/09/2016	988,2
30/09/2016	963,3

De seguida, fez-se a soma do consumo de energia elétrica para cada mês do ano. Na tabela seguinte apresenta-se o resultado do consumo para cada mês:

Mês	kWh/mês
set/16	29162,6
out/16	27769,3
nov/16	23621,2
dez/16	22498,8
jan/17	21087,4
fev/17	19871
mar/17	22860,3
abr/17	24186,1
mai/17	27651,5
jun/17	29562,5
jul/17	32668,6
ago/17	32785,2

O consumo total da instalação para a Central de Média Temperatura é apresentado de seguida:

<b>kWh/ano</b>
<b>313724,5</b>

- **Nova instalação – Central de Baixa Temperatura**

Para a Central de Baixa Temperatura utilizou-se o mesmo procedimento descrito. Irão ser apresentados de seguida os resultados obtidos.

Na tabela seguinte apresenta-se o exemplo para o mês de Setembro, de 2016:

DATA	kWh/dia
06/09/2016	147,8
07/09/2016	500,3
08/09/2016	500
09/09/2016	474,7
10/09/2016	488,1
11/09/2016	483,3
12/09/2016	493,6
13/09/2016	486,6
14/09/2016	488,6
15/09/2016	477,7
16/09/2016	473,4
17/09/2016	468,8
18/09/2016	488,5
19/09/2016	476,8
20/09/2016	472,3
21/09/2016	471,4
22/09/2016	444,6
23/09/2016	452,3
24/09/2016	466,4
25/09/2016	454,7
26/09/2016	454,7
27/09/2016	450,6
28/09/2016	449,9
29/09/2016	462,8
30/09/2016	450,5

Na tabela seguinte apresenta-se o resultado do consumo para cada mês:

MÊS	kWh/mês
set/16	14236,5
out/16	14152,7
nov/16	14102,9
dez/16	14072,7
jan/17	13599,5
fev/17	12087,5
mar/17	13690,7
abr/17	13899,9
mai/17	14174,7
jun/17	13843,8
jul/17	15519
ago/17	15306,1

O consumo total da instalação para a Central de Baixa Temperatura é apresentado de seguida:

<b>kWh/ano</b>
<b>168686,00</b>

- **Instalação Existente – Central de Média Temperatura**

Para a instalação existente (R404A), utilizou-se o mesmo procedimento para organizar os dados e obter os resultados. Irão ser apresentados de seguida os resultados obtidos.

De seguida é apresentado o exemplo para o mês de Setembro, de 2016:

DATA	kWh/dia
06/09/2016	1373,4
07/09/2016	1263,6
08/09/2016	1177,2
09/09/2016	1223,4
10/09/2016	1361,7
12/09/2016	1372,7
13/09/2016	1249,4
14/09/2016	1093,8
15/09/2016	1155,3
16/09/2016	1226,5
17/09/2016	1302,2
18/09/2016	1257,3
19/09/2016	1207,7
20/09/2016	1216,5
21/09/2016	1158,2
22/09/2016	1087,9
23/09/2016	1189,1
24/09/2016	1252,6
25/09/2016	1219,2
26/09/2016	1126,8
27/09/2016	1342,8
28/09/2016	1386,2
29/09/2016	1272,7
30/09/2016	1211,1

Na tabela seguinte apresenta-se o resultado do consumo para cada mês:

MÊS	kWh/mês
	404A
set/16	36580,5
out/16	35922,1
nov/16	25589,8
dez/16	23345,1
jan/17	19056,6
fev/17	19982,7
mar/17	23546,2
abr/17	27452,5
mai/17	33804,4
jun/17	38043,2
jul/17	40289,7
ago/17	40382,8

O consumo total da instalação para a Central de Média Temperatura é apresentado de seguida:

<b>kWh/ano</b>
<b>363995,6</b>

- **Instalação Existente – Central de Baixa Temperatura**

De seguida é apresentado o exemplo para o mês de Setembro, de 2016:

DATA	kWh/dia
06/09/2016	477,8
06/09/2016	477,8
08/09/2016	482,5
09/09/2016	459,3
10/09/2016	508,9
11/09/2016	519,2
12/09/2016	509,6
13/09/2016	483,5
14/09/2016	447,4
15/09/2016	476,6
16/09/2016	479,1
17/09/2016	491,4
18/09/2016	480,2
19/09/2016	452,7
20/09/2016	477
21/09/2016	471,4
22/09/2016	447,8
23/09/2016	468,9
24/09/2016	486,4
25/09/2016	472
26/09/2016	450,4
27/09/2016	499,8
28/09/2016	515,5
29/09/2016	471,9
30/09/2016	470,7

Na tabela seguinte apresenta-se o resultado do consumo para cada mês:

MÊS	kWh/mês
set/16	14238,3
out/16	14449,2
nov/16	12885
dez/16	12834,6
jan/17	11525,9
fev/17	11759
mar/17	12772,9
abr/17	12883,5
mai/17	14334,6
jun/17	14576,3
jul/17	14628,1
ago/17	14696,2

O consumo total da instalação para a Central de Baixa Temperatura é apresentado de seguida:

<b>kWh/ano</b>
<b>161583,6</b>

## **Anexo N**

### **Fatores de Emissão associados ao Consumo de Energia Elétrica**

## Fatores de emissão implícitos definidos em GWh de energia elétrica consumida

### Pressupostos

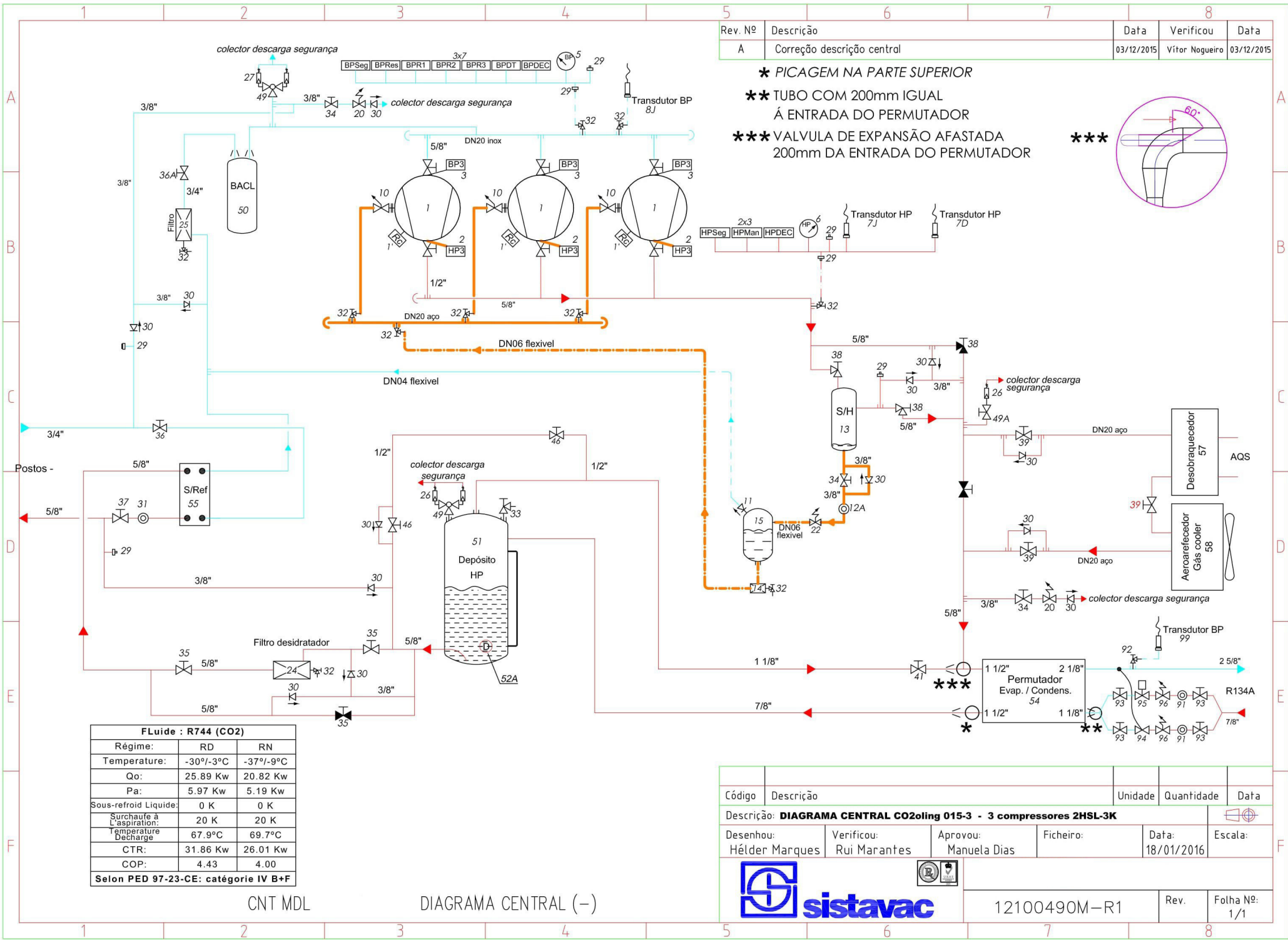
- As emissões têm origem nas estimativas realizadas no âmbito do SNIERPA. O consumo de eletricidade tem origem no balanço energético da DGEG;
- O poluente com a designação de CO<sub>2</sub>e inclui CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O e CH<sub>4</sub> (estes dois últimos convertidos a CO<sub>2</sub> equivalente);
- Para o poluente base CO<sub>2</sub> só se consideram as emissões de origem fóssil;
- O poluente PTS corresponde a partículas totais em suspensão;
- Na construção destes fatores de emissão só foi considerada a energia elétrica produzida no território Português. Desta forma são contabilizadas as exportações de energia mas não as importações do estrangeiro.

### Tabela

Poluente	Unidade	Tipo	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
CO <sub>2</sub> e (CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> e N <sub>2</sub> O)	t CO <sub>2</sub> /GWh	Valor anual	612	606	693	614	551	616	461	462	511	644	510	492	553	433	444	501	420	370	361	375
NO <sub>x</sub>	t NO <sub>x</sub> /GWh	Valor anual	2,89	2,87	3,17	2,83	2,61	2,80	2,28	2,05	2,08	2,08	1,66	1,51	1,68	1,27	1,20	1,41	1,13	0,95	0,88	0,94
SO <sub>x</sub>	t SO <sub>x</sub> /GWh	Valor anual	7,91	7,43	9,17	7,05	5,58	6,59	4,53	4,57	5,43	5,57	4,44	4,19	4,12	2,54	2,52	2,73	2,17	1,98	1,08	0,64
PTS	t PTS/GWh	Valor anual	0,29	0,29	0,32	0,29	0,28	0,29	0,23	0,22	0,25	0,23	0,18	0,20	0,20	0,17	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,15
CO	t CO/GWh	Valor anual	0,11	0,11	0,13	0,12	0,11	0,12	0,09	0,09	0,10	0,12	0,09	0,09	0,11	0,09	0,09	0,10	0,08	0,08	0,08	0,11
CO <sub>2</sub> e (CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> e N <sub>2</sub> O)	t CO <sub>2</sub> /GWh	Média de 3 anos	-	-	637	638	619	594	542	513	478	539	555	549	518	493	476	459	455	431	384	369
NO <sub>x</sub>	t NO <sub>x</sub> /GWh	Média de 3 anos	-	-	2,98	2,95	2,87	2,75	2,56	2,38	2,14	2,07	1,94	1,75	1,62	1,49	1,38	1,29	1,25	1,16	0,99	0,92
SO <sub>x</sub>	t SO <sub>x</sub> /GWh	Média de 3 anos	-	-	8,17	7,88	7,27	6,41	5,57	5,23	4,84	5,19	5,15	4,73	4,25	3,62	3,06	2,60	2,47	2,29	1,74	1,23
PTS	t PTS/GWh	Média de 3 anos	-	-	0,30	0,30	0,30	0,29	0,27	0,25	0,24	0,24	0,22	0,20	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14
CO	t CO/GWh	Média de 3 anos	-	-	0,12	0,12	0,12	0,12	0,10	0,10	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,09

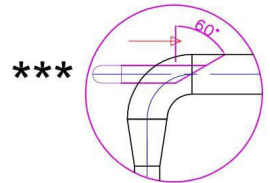
## **Anexo O**

### **Diagrama frigorífico do sistema da instalação referência-modelo**



Rev. Nº	Descrição	Data	Verificou	Data
A	Correção descrição central	03/12/2015	Vítor Nogueira	03/12/2015

- \* PICAGEM NA PARTE SUPERIOR
- \*\* TUBO COM 200mm IGUAL À ENTRADA DO PERMUTADOR
- \*\*\* VALVULA DE EXPANSÃO AFASTADA 200mm DA ENTRADA DO PERMUTADOR



FLuide : R744 (CO2)		
Régime:	RD	RN
Temperature:	-30°/-3°C	-37°/-9°C
Qo:	25.89 Kw	20.82 Kw
Pa:	5.97 Kw	5.19 Kw
Sous-refroid Liquide:	0 K	0 K
Surchaute à L'aspiration:	20 K	20 K
Temperature Decharge:	67.9°C	69.7°C
CTR:	31.86 Kw	26.01 Kw
COP:	4.43	4.00
Selon PED 97-23-CE: catégorie IV B+F		

Código	Descrição	Unidade	Quantidade	Data
Descrição: <b>DIAGRAMA CENTRAL CO2oling 015-3 - 3 compressores 2HSL-3K</b>				
Desenhau:	Verificou:	Aprovou:	Ficheiro:	Data:
Hélder Marques	Rui Marantes	Manuela Dias		18/01/2016
Escala:				





