



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Daniel Ribeiro Dias

Desenvolvimento de um equipamento
de refrigeração comercial utilizando
o frigorigéneo R 290



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Daniel Ribeiro Dias

Desenvolvimento de um equipamento
de refrigeração comercial utilizando
o frigorigéneo R 290

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor Luís Barreiros Martins

dezembro de 2013

DECLARAÇÃO

Nome: Daniel Ribeiro Dias

Correio electrónico: danielrd12@hotmail.com

Tlm.:933468087

Número do Bilhete de Identidade:11946257

Título da dissertação:

Desenvolvimento de um equipamento de refrigeração comercial utilizando o frigorigéneo R 290

Ano de conclusão: 2013

Orientadores:

Professor Luís Martins

Eng.º Eduardo Oliveira

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Especialização: Energética/ Refrigeração

Escola: Escola de engenharia

Departamento: Departamento de Engenharia Mecânica

De acordo com a legislação em vigor, não é permitida a reprodução de qualquer parte desta dissertação.

Guimarães, ___/___/_____

Assinatura: _____

AGRADECIMENTOS

Quero aqui exprimir uma palavra de apreço a todos os que contribuíram para a execução de dissertação de mestrado:

- Ao meu orientador Doutor Luís António de Sousa Barreiros Martins, pela sábia e judiciosa orientação.
- Ao Engenheiro Eduardo Oliveira pela orientação e conselhos.
- À empresa HYDRACOOILING na pessoa do Engenheiro Eduardo Oliveira.
- Ao senhor Agostinho Dias (HYDRACOOILING) o inexcelável apoio, tempo, paciência e transmissão de conhecimento para a realização do trabalho experimental.
- Ao meu bom amigo Aníbal Pinto, pelo apoio na realização da dissertação.
- À minha família pelo incentivo e apoio.

Por fim um agradecimento especial à minha namorada Ema Gomes, a minha força motriz para a realização deste trabalho.

RESUMO

Uma das aplicações da refrigeração é a refrigeração comercial, contribuindo para o nosso conforto e bem estar mediante a conservação dos produtos alimentares. Esse conforto traduz-se na massificação e proliferação de aparelhos de refrigeração comercial, que têm um peso em termos de consumo elétrico muito grande. A pressão para baixar consumos em conjunto com uma maior preocupação ambiental é uma realidade que veio para ficar, forçando esta indústria ao desenvolvimento de novos equipamentos e a um trabalho intenso sobre a eficiência energética dos aparelhos. Uma das vias para a melhoria da eficiência energética e cuidado com o ambiente é o estudo de frigorigéneos alternativos que combinam boas propriedades termodinâmicas com baixos índices de efeito estufa e depleção de ozono.

Assim surge este estudo, em colaboração com a empresa HYDRACOOILING, para desenvolvimento de um equipamento de refrigeração comercial com o fluido R 290 que é propano de elevado nível de pureza, comparando experimentalmente o comportamento de um mural com R 290 e R 404A.

Este estudo contempla primeiramente uma breve história da refrigeração e revisão bibliográfica sobre os ciclos frigoríficos, os tipos de equipamentos de refrigeração comercial e os seus componentes fundamentais.

Na parte seguinte temos o caso de estudo. Para este caso de estudo foram avaliadas o peso das componentes da carga térmica de um mural aberto, estudados os fluidos R 404A e R 290, selecionaram-se e dimensionaram-se os equipamentos a equipar o aparelho, nomeadamente um novo evaporador. Por fim foram testados fornecendo resultados de temperaturas em simuladores de produto e consumos elétricos.

Foram executados dois tipos de teste, o primeiro em vazio no túnel e o segundo de acordo com a norma ISO 23953-2, que define dois períodos diferentes de 24h cada. Os resultados dos testes no túnel em vazio e com os dois fluidos, revelaram funcionamento instável necessitando do uso da cortina noturna no arranque. Os testes ISO 23953-2 indicam que o R 290 apresenta um consumo de 26,3 kWh/24h no primeiro período e 23,6 kWh/24h no segundo período, 10% e 15% respetivamente menor comparando com o R 404A. Para os dois fluidos, durante os testes as temperaturas médias foram de 5,0°C.

Palavras-chave: propano, R 290, frio comercial, compressor, evaporador, ISO 23953

ABSTRACT

Refrigeration is vital for our day to day life. One of its many applications is on commercial refrigeration equipment's being a big contribution for our welfare and comfort, through food conservation. That comfort results on the massification and dissemination of commercial refrigeration cabinets that are a very big part in electrical consumption. This industry is now being pressured to develop new equipment's which are more efficient and non-polluting. One of the ways to achieve that is to use alternative refrigerants which combine good thermodynamic properties with very low GWP and ODP.

Therefore this study to develop a commercial refrigeration cabinet with alternative refrigerant R 290 (propane) in cooperation with HYDRACOOILING testing the behavior of a machine with R 404A and R 290, becomes necessary and relevant.

The study first has a very brief description about refrigeration, and the state of the art of refrigeration cycles, types of equipment's and their vital components.

Next, the case study with the vertical cabinet HYDRACOOILING W080SS130 equipped with R 404A and R 290 is presented. In the case study the thermic charge and it's components are evaluated, a comparison between R 404A and R 290 is showed and selected the components to equip de cabinet to experimental tests with both refrigerants presenting results of temperatures in product simulators and electrical consumption.

Two types of tests were executed, the first with the machine empty in the tunnel, and the second according with ISO 23953-2 standard which defines two different periods of 24h each. The results with both fluids in the tunnel showed unstable working, needing the night curtain to help at the beginning. During the ISO 23953-2 tests the cabinet with R 290 achieved 26,3 kWh/24h consumption on the first test period, and 23,6 kWh/24h on the second test period, consuming 10% and 15% less respectively when comparing with R 404A. Average temperature of the M-package during the ISO 23953-2 tests was 5,0°C.

Key words: propane, R 290, commercial refrigeration, compressor, coil, ISO 23953

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
ÍNDICE GERAL	iv
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
ÍNDICE DE GRÁFICOS	ix
ÍNDICE DE TABELAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS	xiii
ABREVIATURAS	xiv
1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Motivação e objetivos	16
1.2. Organização da dissertação	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1. História da refrigeração	19
2.2. Ciclos frigoríficos	21
2.2.1. Ciclo ideal de Carnot Invertido	21
2.2.2. Ciclo ideal por compressão de vapor	22
2.2.3. Ciclo real por compressão de vapor	23
2.2.4. Ciclo a gás	25
2.2.5. Ciclo de refrigeração por absorção	25
2.3. Frio comercial	26
2.3.1. Frio à distância e Frio integrado	28
2.3.2. Componentes fundamentais	29
2.3.2.1. Fluido frigorígeno	29
2.3.2.2. Coquilha	31
2.3.2.3. Compressor	32
2.3.2.4. Evaporador	36
2.3.2.5. Condensador	37
2.3.2.6. Elemento expensor	37
2.3.2.7. Filtro secador	40
2.3.2.8. Ventiladores	41
2.3.2.9. Controlador	42
3. CASO DE ESTUDO	43
3.1. Local do trabalho experimental	44
3.2. Caracterização do aparelho	45
3.3. Carga térmica	46
3.4. Estudo comparativo R 404A / R 290	51
3.4.1. Princípios da norma EN 378-1	55
3.5. Seleção de componentes	57
3.5.1. Dimensionamento do evaporador	57

3.5.1.1. Ventiladores do evaporador	61
3.5.2. Compressor	64
3.5.3. Condensador	67
3.5.3.1. Ventiladores do condensador	68
3.5.4. Elemento expensor	68
3.5.5. Controlador	69
3.5.6. Base do grupo compressor	69
4. TRABALHO EXPERIMENTAL	72
4.1. Instalação experimental	73
4.2. Técnicas experimentais	81
4.2.1. Teste no túnel	81
4.2.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2	81
5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS	83
5.1. Mural com R 404A	84
5.1.1. Teste no túnel	84
5.1.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2	88
5.2. Mural com R 290	94
5.2.1. Teste no túnel	94
5.2.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2	99
5.3. Comparação dos resultados obtidos	105
6. CONCLUSÕES	106
7. TRABALHO FUTURO	108
8. REFERÊNCIAS	110
9. BIBLIOGRAFIA	112
10. ANEXO – GRÁFICOS	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Máquina de compressão de Perkins (2)	19
Figura 2 - Máquina de compressão James Harrison (3)	20
Figura 3 - Monitor Top da General Electric (4)	20
Figura 4 - Esquema de um ciclo frigorífico (5)	21
Figura 5 - Ciclo de Carnot invertido (5)	22
Figura 6 - Ciclo ideal por compressão de vapor (5)	23
Figura 7 - Ciclo real por compressão de vapor (5)	24
Figura 8 - Sistema em cascata (5)	24
Figura 9 - Esquema de uma unidade refrigerador/congelador com um só compressor (5)	25
Figura 10 - Ciclo a gás (5)	25
Figura 11 - Ciclo de refrigeração por absorção (5)	26
Figura 12 – Vitrina	27
Figura 13 – Mural	27
Figura 14 – Ilha	27
Figura 15 - Mural	28
Figura 16 - Unidade central para refrigeração à distância (6)	28
Figura 17 - Classificação dos fluidos usados como frigorigéneos (7)	29
Figura 18 - Compatibilidade entre óleos e frigorigéneos (9)	31
Figura 19 - Coquilha de um mural	31
Figura 20 - Coeficiente de condutividade térmica de diferentes isolantes (10)	32
Figura 21 - Compressor alternativo (11)	33
Figura 22 - Compressor rotativo de alhetas (12)	34
Figura 23 - Compressor de parafuso (13)	34
Figura 24 - Compressor de lóbulos (13)	34
Figura 25 - Compressor centrífugo (14)	35
Figura 26 - Compressor axial (14)	35
Figura 27 - Vitrina com frio estático (15)	36
Figura 28 - Evaporador do tipo serpentina alhetada	36
Figura 29 - Exemplo de um condensador de uma gola	37
Figura 30 - Condensador de duas golas com os ventiladores montados	37
Figura 31 - Válvula de expansão eletrónica (16)	38
Figura 32 - Válvula de expansão eletrónica (17)	38
Figura 33 - Válvula expansão de boia de alta pressão (18)	39
Figura 34 - Válvula de expansão de pressão constante (19)	39
Figura 35 - Tubo capilar	40
Figura 36 - Interior de um filtro secador (20)	40
Figura 37 - Filtro secador	40
Figura 38 - Hélices para ventilador	41
Figura 39 - Ventiladores compactos	41
Figura 40 - Ventilador centrífugo (21)	42

Figura 41 - Controlador digital (22)	42
Figura 42 - Logo da empresa HYDRACOOILING.....	44
Figura 43 - Organigrama da empresa HYDRACOOILING	44
Figura 44 - Layout da empresa HYDRACOOILING e localização do túnel e sala de testes	45
Figura 45 - Mural HYDRACOOILING W080SS130	45
Figura 46 - HYDRACOOILING W080SS130.....	47
Figura 47 - Peso dos parâmetros de cálculo de carga térmica.....	51
Figura 48 – Potencial de adoção de fluidos naturais por continente (1)	52
Figura 49 - Rácio da condutividade térmica R 290/ R 404A[25] (25).....	53
Figura 50 - Diferença de pressão entre as linhas de pressão para o R 404A.....	53
Figura 51 - Diferença de pressão entre as linhas de pressão para o R 290.....	54
Figura 52 - Comparação da evolução do COP entre 404A e R 290 (26).....	54
Figura 53 – Evaporador	57
Figura 54 - Distância entre espelho e espaçamento entre alhetas	58
Figura 55 - Distâncias relativas entre os tubos	58
Figura 56 - Ventilador cumpridor do nível IP65 (28)	62
Figura 57 - Ventiladores ebmpapst cumpridores IP 65 (29)	62
Figura 58 - Curvas de seleção de ventilador (29).....	62
Figura 59 - Motores para ventiladores da Elco (28).....	63
Figura 60 - Conjuntos possíveis de pás e motores (28).....	63
Figura 61 - Esquema e cotas dos ventiladores (28).....	63
Figura 62 - Dimensões dos conjuntos pá/motor (28)	64
Figura 63 - Ventilador Elco selecionado	64
Figura 64 - Menu de seleção de compressor Tecumseh.....	65
Figura 65 - Menu de seleção de compressor Danfoss	66
Figura 66 - Menu de seleção de compressor Embraco.....	66
Figura 67 - Compressor	67
Figura 68 - Condensador selecionado	68
Figura 69 - Suporte do ventilador do condensador (28).....	68
Figura 70 - Tubo capilar	69
Figura 71 - Controlador Carell ir33.....	69
Figura 72 - Base do grupo compressor.....	70
Figura 73 - Geometrias possíveis para as guias.....	71
Figura 74 - Guias definitivas	71
Figura 75 - Aparelho de vácuo	73
Figura 76 - Aparelho para carga de frigoriféneo	73
Figura 77 - Aparelho de teste elétrico	74
Figura 78 – Termohigrómetro	74
Figura 79 – Manómetros	75
Figura 80 - Garrafa para acertos.....	75
Figura 81 – Termómetros	76
Figura 82 - Placa de aquisição e módulos	76
Figura 83 – Termopares.....	77

Figura 84 - Sonda Temperatura/Humidade relativa	77
Figura 85 - Software Signal express.....	78
Figura 86 - Software Signal express.....	78
Figura 87 - Pacotes de teste	78
Figura 88 - Aparelho de registo de consumos	79
Figura 89 - Software NanoWin	80
Figura 90 - Software NanoWin	80
Figura 91 - Evaporador montado no mural	84
Figura 92 - Posição do mural com R 404A no túnel	84
Figura 93 - Ambiente classe 3	85
Figura 94 - Localização dos termómetros no mural	85
Figura 95 - Ligação dos manómetros e garrafa de acertos	86
Figura 96 - Mural com cortina.....	86
Figura 97 - Pressões de funcionamento.....	86
Figura 98 - Compressor com gelo	87
Figura 99 - Posicionamento do mural dentro da sala de testes.....	88
Figura 100 - Esquema de carga do mural com os pacotes-M assinalados	88
Figura 101 - Pacotes com termopar inserido	89
Figura 102 - Mural carregado e com termopares instalados nos pacotes.....	89
Figura 103 - Registo de consumo eléctrico	92
Figura 104 - Registo do consumo eléctrico durante o teste	94
Figura 105 - Aparelho de recuperação de fluido frigorífero	95
Figura 106 - Garrafa de azoto.....	95
Figura 107 - Montagem do compressor para R 290	96
Figura 108 - Termo higrómetro com as condições de temperatura e humidade relativa no túnel	96
Figura 109 - Carregamento de R 290 através dos manómetros.....	97
Figura 110 - Pressões do mural com R 290.....	97
Figura 111 - Compressor com gelo	98
Figura 112 - Posicionamento do mural com R 290 dentro da sala de testes	99
Figura 113 - Esquema de carga do mural com os pacotes-M assinalados	99
Figura 114 - Pacotes com termopar inserido	100
Figura 115 - Mural carregado e com termopares instalados nos pacotes.....	100
Figura 116 - Consumo eléctrico registado durante o primeiro período de teste	102
Figura 117 - Consumo eléctrico registado neste segundo período de teste	105

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Temperatura durante o teste	90
Gráfico 2 - Humidade relativa durante o teste	90
Gráfico 3 - Registo de todos os termopares durante o teste	91
Gráfico 4 - Registo da temperatura da sala durante o teste	92
Gráfico 5 - Registo da humidade relativa da sala durante o teste.....	93
Gráfico 6 - Registo das temperaturas na globalidade do mural.....	93
Gráfico 7 - Temperatura registada durante o teste.....	101
Gráfico 8 - Percentagem da humidade relativa durante o teste	101
Gráfico 9 - Registo de todos os termopares durante o teste	102
Gráfico 10 - Temperatura registada durante o teste.....	103
Gráfico 11 - Percentagem da humidade relativa durante o teste	103
Gráfico 12 - Registo de todos os termopares durante o teste	104
Gráfico 13 - Registo das temperaturas na prateleira 1.....	114
Gráfico 14 - Registo das temperaturas na prateleira 3.....	114
Gráfico 15 - Registo das temperaturas na prateleira 4.....	115
Gráfico 16 - Registo das temperaturas na prateleira 5.....	115
Gráfico 17 - Registo das temperaturas na prateleira 1.....	116
Gráfico 18 - Registo das temperaturas na prateleira 3.....	116
Gráfico 19 - Registo das temperaturas na prateleira 4.....	117
Gráfico 20 - Registo das temperaturas na prateleira 5.....	117
Gráfico 21 - Registo da temperatura na prateleira 1	118
Gráfico 22 - Registo da temperatura na prateleira 3.....	118
Gráfico 23 - Registo da temperatura na prateleira 4.....	119
Gráfico 24 - Registo da temperatura na prateleira 5.....	119
Gráfico 25 - Registo da temperatura na prateleira 1	120
Gráfico 26 - Registo da temperatura na prateleira 3.....	120
Gráfico 27 - Registo da temperatura na prateleira 4.....	121
Gráfico 28 - Registo da temperatura na prateleira 5.....	121

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Uso de diferentes fluidos ao longo do tempo	29
Tabela 2 - Características de alguns fluidos disponíveis no mercado (8)	30
Tabela 3 - Características relevantes para a escolha do isolante	32
Tabela 4 - Classificação quanto ao acesso do seu interior	33
Tabela 5 - Tipos de compressor.....	33
Tabela 6 - Elementos expansores	37
Tabela 7 - Características técnicas do mural W080SS130	46
Tabela 8 - Dados para cálculo de ganhos através da envolvente.....	48
Tabela 9 - Dados para o cálculo da infiltração de ar	49
Tabela 10 - Dados para o cálculo do caudal mássico	49
Tabela 11 - Dados para o cálculo da carga da infiltração de ar.....	50
Tabela 12 - Dados para cálculo da carga do produto.....	50
Tabela 13 - Propriedades termodinâmicas do R 404A e do R 290.....	52
Tabela 14 - Limites de toxicidade e inflamabilidade.....	56
Tabela 15 - Classificação dos frigorigéneos quanto à toxicidade e inflamabilidade.....	56
Tabela 16 - Dados para dimensionamento do evaporador.....	60
Tabela 17 - Potência frigorífica disponibilizada no evaporador para R 290	61
Tabela 18 - Potência do compressor NT 6224U em função das temperaturas de condensação e evaporação.....	67
Tabela 19 - Comparação de custos (29)	70
Tabela 20 - Resistência à flexão em MPa (29).....	70
Tabela 21 - Módulo de elasticidade (29)	71
Tabela 22 - Tempos e temperaturas do mural em vazio.....	87
Tabela 23 - Pressões de funcionamento	87
Tabela 24 - Tempos e temperaturas do mural com R 290 em vazio	98
Tabela 25 - Pressões de funcionamento	98
Tabela 26 - Comparação dos resultados obtidos nos testes com os dois frigorigéneos	105

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área total	m^2
C_p	Calor específico	$\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$
C_{inf}	Coefficiente de infiltração	M^2/s
dt	Diâmetro exterior do tubo	m
E_{anual}	Energia consumida	kWh/ano
$h_{\infty,R}$	Entalpia exterior e interior	kJ/kg
H	Altura	m
L	Fugas de frigorigéneo	kg/ano
L_1	Altura do evaporador	m
L_2	Distância entre espelhos	m
LFL	Limite inferior de inflamabilidade	kg/m^3
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
m_i	Carga de gases no material de isolamento	kg
n	Tempo de funcionamento do sistema	anos
q	Fluxo de calor	W
Q	Carga térmica	W
Q	Potência frigorífica	W
Q_F	Calor removido do espaço refrigerado	kJ/kg
Q_Q	Calor rejeitado no condensador	kJ/kg
r	Fator de correção	-

SA_{total}	Área de transferência total	m^2
S_{fin}	Espaçamento entre alhetas	m
S_l	Largura entre centro de tubo	m
S_t	Altura entre centro de tubo	m
T_F	Temperatura do espaço refrigerado	$^{\circ}C$
T_Q	Temperatura do meio	$^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transmissão	$W/m^2.K$
V	Velocidade facial	m/s
V	Volume	m^3
V	Infiltração do ar	m^3/s

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

α_i	Taxa de gases recuperados do isolamento no final da vida útil	
α_{rec}	Fator de recuperação	
β	Emissão de CO ₂	kg/kWh
Δt	Diferença de temperaturas	°C
$\rho_{R\infty}$	Massa volúmica do ar interior e exterior	kg/m ³

ABREVIATURAS

CFC	Clorofluorcarboneto
COP	Coefficiente de performance
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
IVC	Integrated Vertical Cabinet
LED	Diodo emissor de luz
ODP	Ozone Depletion Potential
TEWI	Total Equivalent Warming Potential
Pa	Poliamida
Pur	Poliuretano rigido

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação e objetivos

O frio constitui o único meio de conservação de alimentos no seu estado natural. A temperatura é um fator importante para manter a qualidade dos alimentos armazenados, a diminuição da temperatura faz com que ocorra uma diminuição da velocidade das reações que produzem a deterioração da qualidade dos alimentos. Os equipamentos de exposição de produtos alimentares perecíveis conservados pelo frio, conjuntamente com os equipamentos de transporte são, regra geral, por questões técnicas e comerciais, os pontos mais deficientes da cadeia de frio, podendo ser abertos, fechados, horizontais ou verticais. O mercado deste tipo de equipamentos tem um valor aproximado de 20 mil milhões de euros, sendo a grande fatia a dos componentes, potenciado por economias em expansão como China, México e Índia (1). Estes números tornam este setor num mercado interessante com fabricantes distribuídos por todo o mundo incluindo Portugal.

O crescimento do número destes equipamentos coloca pressão ao nível da disponibilidade da energia, uma vez que podem pesar 50% da fatura elétrica de um supermercado. O consumo de energia primária para a necessidade de refrigeração em supermercados no mundo é estimado em cerca 96 TWh (1), acreditando-se num potencial de superior a 14%. Torna-se assim fundamental a otimização do desempenho e da eficiência energética de equipamentos de refrigeração. Associado ao fator económico/energético temos também a questão ambiental associada aos frigorigéneos. Estes são hoje escolhidos não só em função das suas propriedades termodinâmicas como também ao seu potencial de destruição da camada de ozono e efeito de estufa. A indústria já evoluiu no sentido de cortar com CFCs (clorofluorcarboneto) e HCFCs (hidroclorofluorcarbonetos), passando a usar HFCs (hidrofluorcarbonetos) salientando-se os protocolos de Montreal e Quioto. Este último também tem potencial de efeito de estufa estando em vigor medidas para a sua redução. Neste contexto surgem os hidrocarbonetos (R290), como alternativa uma vez que as suas propriedades termodinâmicas supõem uma potencial melhoria da eficiência energética. Em termos ambientais o R 290 é considerado amigo, estimando-se que até 2020 a quota de mercado da refrigeração comercial com HC seja de 30% (1), de onde se salientam decisões nesse sentido de gigantes mundiais da distribuição e produtos refrigerados.

Estes números e alterações no panorama desta indústria criam assim uma oportunidade de desenvolver novos equipamentos com hidrocarbonetos mais eficientes e amigos do ambiente. Assim, e em conjunto com a empresa HYDRACOOILING, os objetivos deste trabalho passam pelos seguintes pontos: estudo da relevância do fechamento do aparelho ou não, mediante análise do peso das componentes de cálculo da carga térmica, estudo do fluido R290, desenvolvimento de todo o grupo de frio (seleção de equipamentos e dimensionamento), nomeadamente novo evaporador, cumprimento de normas para equipamentos com fluidos inflamáveis, cumprimento de normas para execução de testes, testes experimentais comparando aparelhos com R 404A e R 290, desenvolvimento do trabalho em ambiente de empresa do setor.

1.2. Organização da dissertação

Para alcançar os objetivos supracitados o trabalho foi executado em várias etapas, apresentadas neste relatório ao longo de oito capítulos.

O primeiro capítulo contém um enquadramento, motivação e objetivos do trabalho.

O capítulo 2 inclui uma breve história sobre refrigeração, descrição de ciclos frigoríficos, a descrição dos componentes fundamentais dos equipamentos de refrigeração comercial, bem como uma listagem de tipos de equipamentos.

O capítulo 3 inclui a apresentação do caso de estudo, o mural de base, estudo da relevância dos parâmetros do cálculo de carga térmica, estudo do fluido R 290, dimensionamento e seleção de componentes do grupo compressor.

O capítulo 4 contém a apresentação do local de execução do trabalho experimental, bem como o material usado para tal.

O capítulo 5 inclui os procedimentos dos dois tipos de teste, o teste preliminar e o teste segundo a norma ISO 23953-2.

O capítulo 6 apresenta os resultados e as ações do trabalho experimental comparativo num mural com R 404A e com R 290.

No capítulo 7 apresentam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido.

No capítulo 8 temos as ações futuras a tomar relativamente às conclusões do presente trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. História da refrigeração

O dominar do processo de refrigeração permitiu ao Homem um avanço civilizacional, permitindo conservar e distribuir alimentos, bem como viver e trabalhar em condições meteorológicas adversas.

A prática da refrigeração é uma preocupação desde sempre. No séc. XI A.C. existem registos de armazenamento de gelo natural na China. Um pouco por todo o mundo a refrigeração fazia-se recorrendo a gelo natural, recolhido e acondicionado em montanhas e rios, sendo depois transportado até aos centros populacionais onde era guardado em armazéns. Estes evoluíram na sua capacidade de isolamento, passando de paredes de palha e estrume para paredes de espessura generosa em cortiça. O gelo era portanto um item de luxo, comercializado globalmente pela mão de Frederic Tudor em 1806, considerado na época o Rei do gelo (2).

Enquanto se comercializava gelo à escala mundial, a refrigeração artificial ia conhecendo avanços, sendo a primeira demonstração em 1748 por parte de William Cullen. Em 1805 Oliver Evans inventa a máquina de refrigeração por compressão de vapor, apenas em teoria. Perkins em 1834 (Figura 1) relata o funcionamento de um ciclo de compressão mas sem se fazer notar, sendo que mais tarde, James Harrison 1844 (Figura 2) dá a conhecer a sua máquina conseguindo o registo da patente (2).

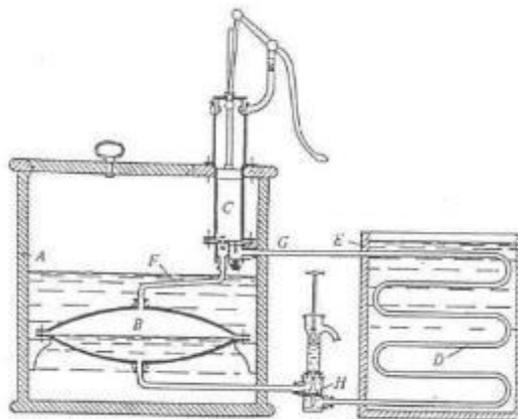


Figura 1 - Máquina de compressão de Perkins (2)

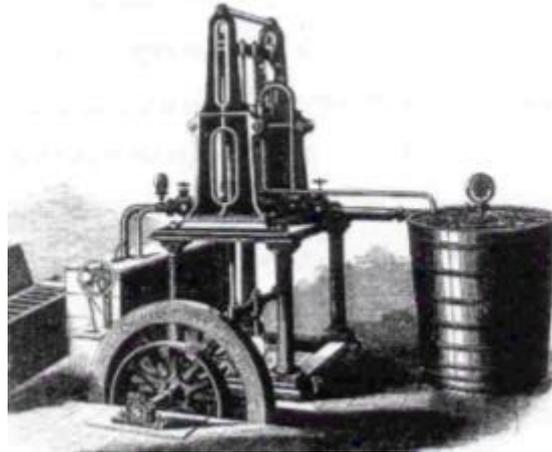


Figura 2 - Máquina de compressão James Harrison (3)

As evoluções e avanços sucedem-se com Carre e Linde, o primeiro com o ciclo de absorção (1850) e a primeira máquina de refrigeração a amoníaco/água (1859), o segundo passa a usar o ciclo a amoníaco (1876) e consegue a produção em grandes quantidades de ar líquido (1895). No virar do século e com o advento da eletricidade a refrigeração dá novo salto até à massificação doméstica com a General Electric e o seu Monitor-Top (Figura 3), que usava dióxido de enxofre como frigorigéneo (3).



Figura 3 - Monitor Top da General Electric (4)

O desenvolvimento do R-12 (1920) e as funções de descongelação automática permitiram novo avanço permitindo o uso seguro destes aparelhos. O pós II Guerra Mundial trouxe a vulgarização da refrigeração doméstica.

Apesar da atualização dos sistemas nos diversos componentes, mantendo os princípios dos ciclos frigoríficos, têm sido os fluidos frigorigéneos a ditar a evolução desta indústria. Exemplo é protocolo de Montreal de 1987, onde foi imposto o fim do uso dos CFC (clorofluorcarboneto) e HCFC (hidroclorofluorcarboneto) devido a questões ambientais. Na atualidade usam-se os HFC (hidrofluorcarboneto), amoníaco em grandes instalações e CO₂ nos diferentes ramos da refrigeração: comercial, industrial, doméstica, transporte e climatização.

2.2. Ciclos frigoríficos

Na natureza o calor flui naturalmente na direção da temperatura menor. O processo inverso não pode ocorrer por si mesmo, este exige aparelhos denominados máquinas frigoríficas. As máquinas frigoríficas são máquinas cíclicas que usam fluidos de trabalho chamados refrigerantes. Estas máquinas estão representadas de forma esquemática na Figura 4.

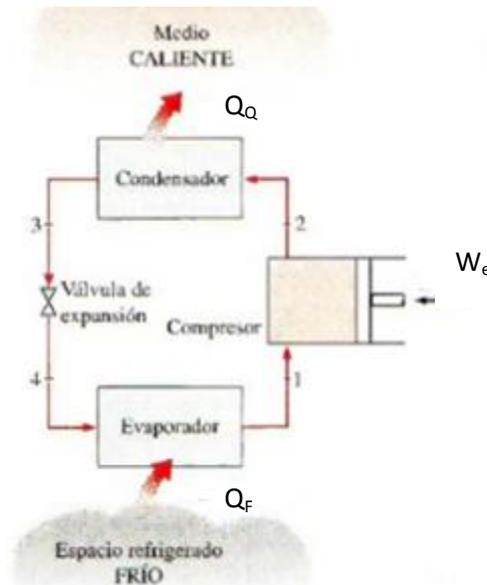


Figura 4 - Esquema de um ciclo frigorífico (5)

Q_F é o calor removido do espaço refrigerado à temperatura T_F , Q_Q é o calor rejeitado à temperatura T_Q e W_{liq} é a entrada de trabalho na máquina. O objetivo é portanto manter o espaço refrigerado a uma temperatura baixa removendo o calor desse espaço. A performance é medida da seguinte forma:

$$COP = \frac{Q_F}{W_{liq,e}} \quad \text{Equação 1 (5)}$$

O COP é pois a relação entre a capacidade de calor removido e o trabalho gasto para esse efeito.

2.2.1. Ciclo ideal de Carnot Invertido

Este ciclo de Carnot é totalmente reversível consistindo em dois processos isotérmicos reversíveis e em dois processos isentrópicos. Este é o ciclo de refrigeração mais eficiente que opera entre dois níveis de temperatura, como se comprova na equação 2.

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{T_F/T_Q - 1} \quad \text{Equação 2 (5)}$$

Neste ciclo o refrigerante absorve calor de forma isotérmica, comprime de forma isentrópica, rejeita calor de forma isotérmica e expande de forma isentrópica. No esquema seguinte podemos ver esse mesmo funcionamento.

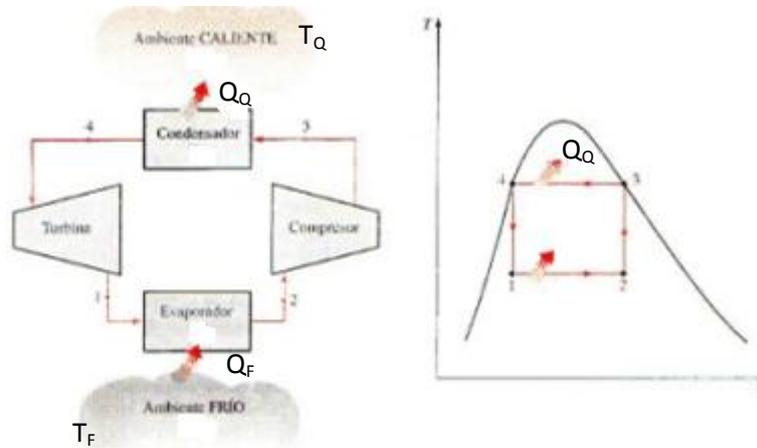


Figura 5 - Ciclo de Carnot invertido (5)

A dificuldade deste ciclo encontra-se na compressão de uma mistura de líquido e vapor exigindo equipamento que suporte as duas fases e na expansão com alto teor de humidade para uma turbina. Sendo por estas razões um modelo pouco realista.

2.2.2. Ciclo ideal por compressão de vapor

As dificuldades associadas ao ciclo de Carnot invertido podem ser eliminadas pela vaporização completa do refrigerante, antes dele ser comprimido e substituindo a turbina por uma válvula de expansão ou capilar. Assim o fluido de trabalho entra no compressor como vapor saturado e é comprimido de forma isentrópica. Depois entra no condensador como vapor sobreaquecido, saindo como líquido saturado. Em seguida é estrangulado até à pressão do evaporador no capilar. O fluido entra no evaporador como mistura saturada com baixo título de vapor, evaporando totalmente com o calor absorvido no evaporador iniciando de novo o ciclo. Esta explicação pode ver-se no esquema da figura seguinte.

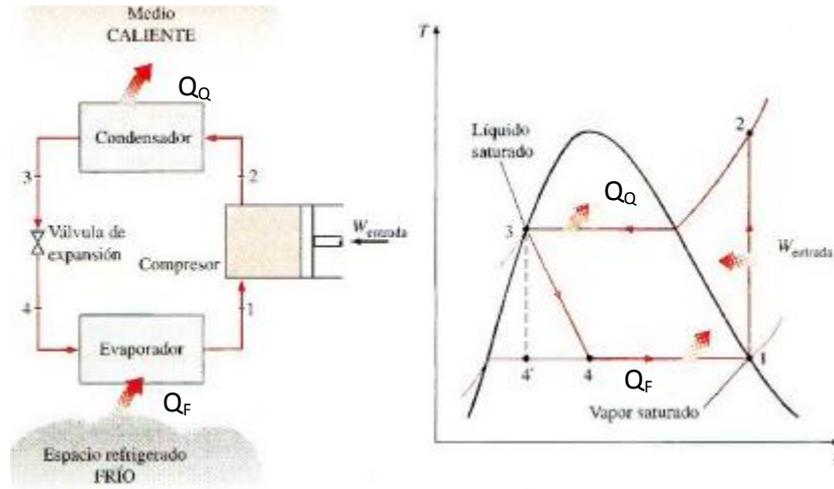


Figura 6 - Ciclo ideal por compressão de vapor (5)

O condensador e o evaporador não envolvem trabalho e o compressor pode ser aproximado como adiabático. O COP, exprime-se pela equação a seguir.

$$COP = \frac{Q_F}{W_{itq}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Equação 3 (5)}$$

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor consiste em quatro processos:

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Rejeição de calor num condensador a pressão constante
- 3-4 Expansão
- 4-1 Remoção de calor num evaporador a pressão constante

2.2.3. Ciclo real por compressão de vapor

O ciclo real difere do ideal devido às várias irreversibilidades dos diferentes processos. Duas fontes comuns de irreversibilidade são o atrito do fluido e a transferência de calor para a vizinhança. Se no ciclo ideal o fluido sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado, no ciclo real esse controlo pode não ser possível. Assim cria-se no sistema forma do fluido entrar sobreaquecido no compressor, assegurando que está totalmente vaporizado. A linha entre o evaporador e compressor não deve ser muito longa de forma a diminuir quedas de pressão. Estas duas soluções aumentam o volume específico e portanto um aumento da potência de entrada uma vez que o trabalho do compressor é proporcional ao volume específico. No compressor temos uma compressão que não é isentrópica, devido aos atritos. Temos também a seguir ao condensador uma queda de pressão de forma a garantir que a condensação esteja completa. Estes efeitos descritos podem ver-se de forma esquemática na Figura 7.

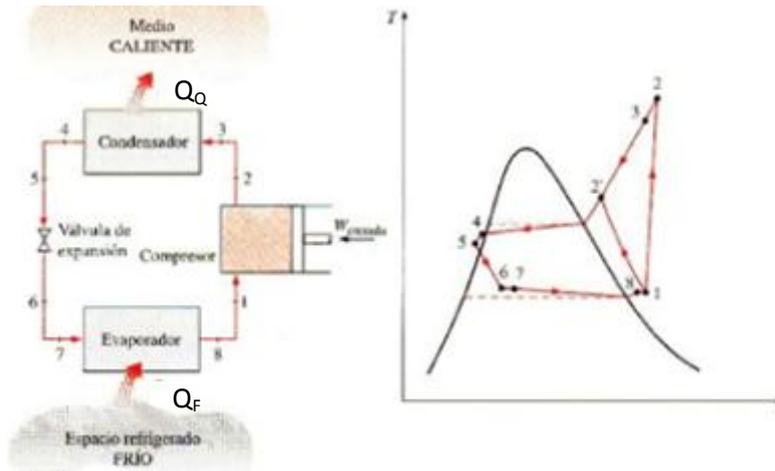


Figura 7 - Ciclo real por compressão de vapor (5)

Apesar de este ser o ciclo mais utilizado há aplicações que podem requerer algumas alterações, como por exemplo a refrigeração em cascata presente na figura 8, para intervalos de temperatura muito grandes.

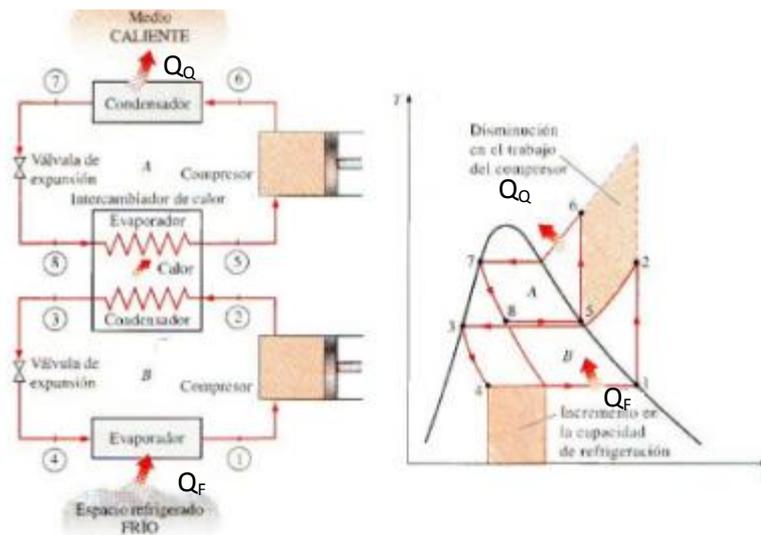


Figura 8 - Sistema em cascata (5)

Igualmente usado é a compressão em múltiplos estágios, semelhante ao anterior e usado quando o fluido nos dois circuitos é igual.

Temos ainda o caso dos aparelhos domésticos onde um único compressor com duas válvulas de expansão permite dois tipos de temperatura no mesmo aparelho. Pode ver-se o esquema na Figura 9.

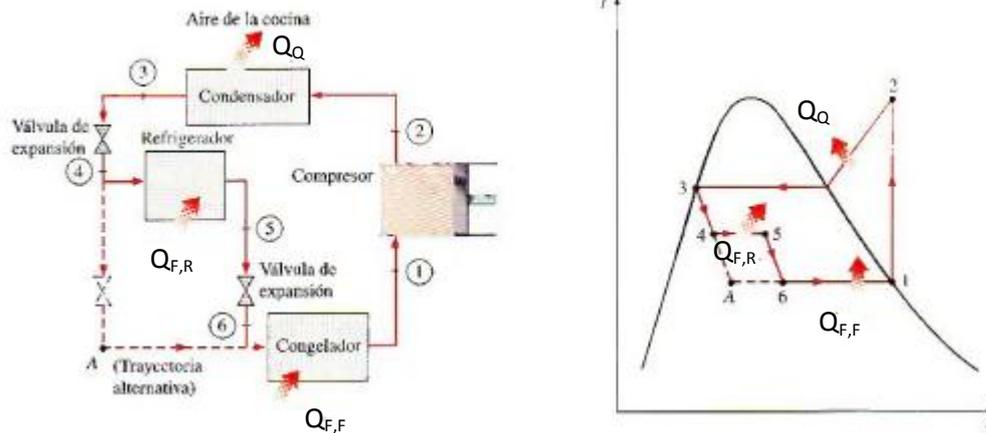


Figura 9 - Esquema de uma unidade refrigerador/congelador com um só compressor (5)

2.2.4. Ciclo a gás

No ciclo de refrigeração a gás, este é comprimido pelo compressor, aumentando temperatura e pressão, que baixam mediante troca de calor durante este processo. Em seguida temos a expansão numa turbina, sendo que por fim o gás frio absorve calor do espaço a refrigerar. O funcionamento deste ciclo pode ver-se na Figura 10.

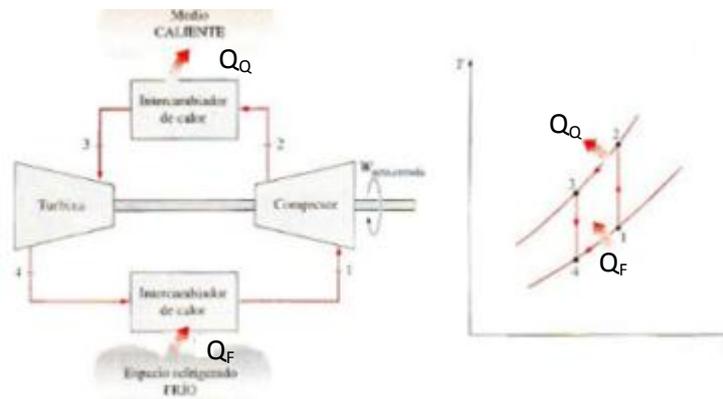


Figura 10 - Ciclo a gás (5)

No ciclo ideal os processos são reversíveis, enquanto que no real os processos não são isentrópicos. O COP exprime-se na equação 4.

$$COP = \frac{Q_F}{W_{liq}} = \frac{Q_F}{W_{Comp} - W_{Turb}} \quad \text{Equação 4 (5)}$$

2.2.5. Ciclo de refrigeração por absorção

Uma forma de refrigeração viável quando há energia térmica disponível a uma temperatura de 100 a 200°C é a refrigeração por absorção. Este sistema implica um fluido de absorção e outro de transporte sendo que a combinação mais comum é

amónia/água. A grande diferença está na forma como se consegue a compressão, à custa de um absorvedor, bomba, gerador, regenerador, uma válvula e um retificador. O funcionamento deste sistema pode ver-se na Figura 11.

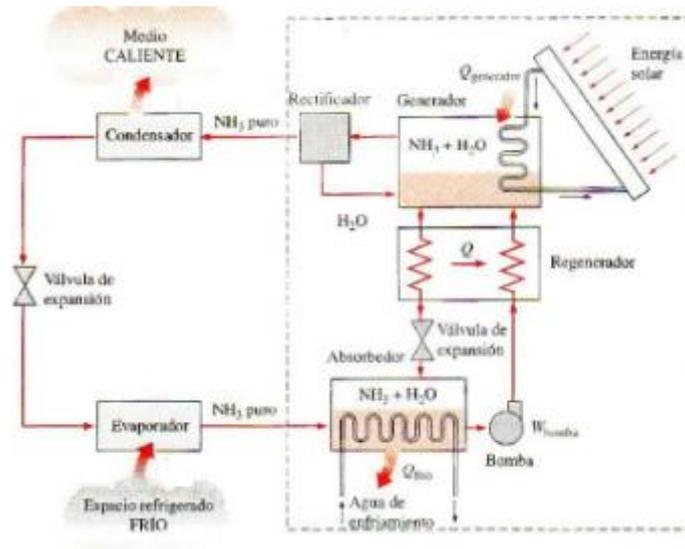


Figura 11 - Ciclo de refrigeração por absorção (5)

Comparado com sistemas de compressão de vapor, o sistema de absorção tem uma grande vantagem que é comprimir líquido em vez de vapor. Assim o trabalho a efetuar é muito reduzido, sendo no entanto um sistema mais caro e complexo. O seu COP pode ver-se na equação 5.

$$COP = \frac{Q_F}{Q_{ger} - W_{bomba}} = \frac{Q_F}{Q_{ger}} \quad \text{Equação 5 (5)}$$

2.3. Frio comercial

A refrigeração comercial é a designação do setor em que se enquadra este trabalho. Podemos ainda distinguir entre refrigeração doméstica e refrigeração industrial. O que distingue estes três tipos de refrigeração, são a sua aplicação e pressões de trabalho.

O frio comercial tem como objetivo a conservação, isto é a manutenção da temperatura de um dado produto, para sua conservação. As pressões de trabalho são de gama média, menores que em refrigeração industrial mas maiores que as usadas no setor doméstico.

A conservação em refrigeração comercial é feita com uma variedade muito grande de aparelhos: vitrinas (Figura 12), murais (Figura 13), ilhas (Figura 14). Dentro do tipo de aparelhos anteriormente mencionados há variantes em função da aplicação e gama de temperaturas a atingir.



Figura 12 – Vitrina



Figura 13 – Mural

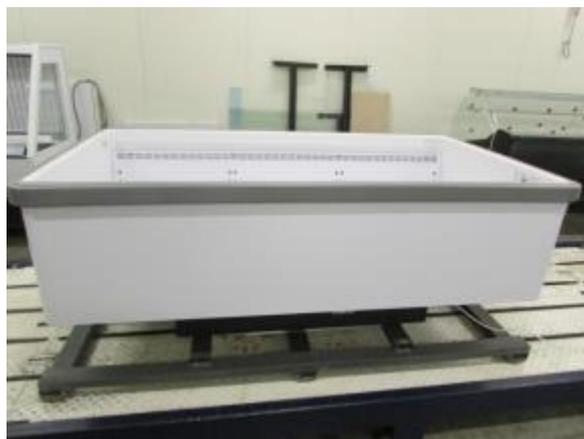


Figura 14 – Ilha

Sendo um mercado muito competitivo há ainda máquinas especiais para nichos de mercado como se vê na Figura 15 o modelo FINOS da HYDRACOOILING, com a particularidade de ser desmontável e de fácil transporte.



Figura 15 – Mural

2.3.1. Frio à distância e Frio integrado

O frio à distância difere do frio integrado, no sentido em que os equipamentos não têm o grupo compressor no móvel. O grupo encontra-se numa unidade central como se vê na Figura 16, sendo depois unido ao aparelho expositor por meio de uma rede de distribuição. Esta solução é usada em grandes unidades comerciais com muitos aparelhos.



Figura 16 - Unidade central para refrigeração à distância (6)

O frio integrado tem portanto o grupo compressor no próprio aparelho expositor, podendo ser instalado em qualquer local.

2.3.2. Componentes fundamentais

2.3.2.1. Fluido frigorígeno

Os frigorígenos são substâncias químicas que transportam o calor no ciclo frigorífico, sendo que no evaporador o calor será absorvido, e no condensador será rejeitado, ocorrendo mudanças de fase. Estes fluidos nem sempre foram os mesmos ao longo do tempo, como se pode ver na Tabela 1 e obedecem a uma classificação e categorias. Nestas encontramos compostos sintéticos, naturais e misturas, como se vê na Figura 17.

Tabela 1 - Uso de diferentes fluidos ao longo do tempo

Histórico da evolução dos frigorígenos	
1834	Éter etílico
1880-1920	Amoníaco, ácido sulfúrico, dióxido de carbono, propano
1930-1940	CFC- R-12, R-11, R-114, R-113
1950	HCFC- R-22, R-502
1987	Protocolo de Montreal (eliminação de CFC e HCFCe generalização de HFC)
1997	Protocolo de Quioto (Adoção de fluidos com GWP zero)

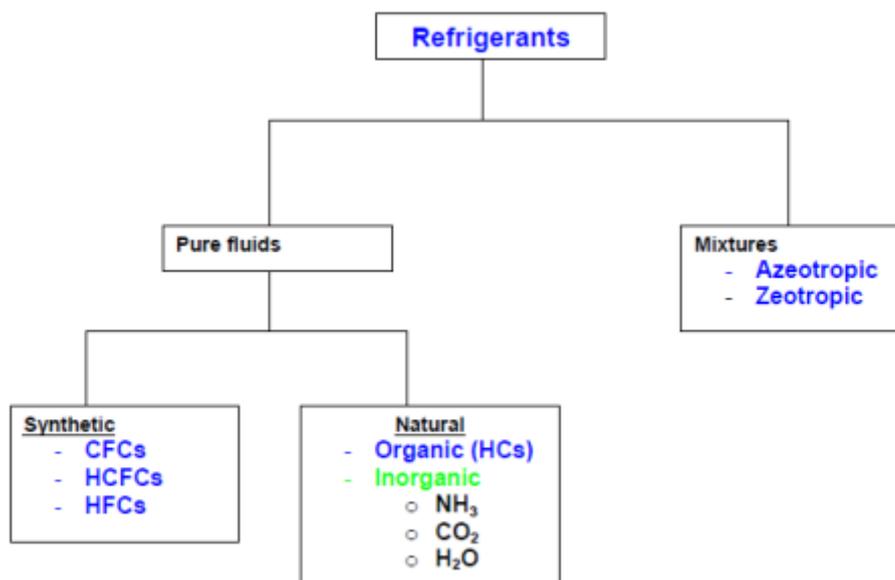


Figura 17 - Classificação dos fluidos usados como frigorígenos (7)

Para identificar os fluidos existe uma classificação numérica que obedece a um conjunto de regras. A classificação será R xyz. xyz para os compostos halogenados está relacionado com a fórmula química, x é o número de átomos de carbono menos 1, y é o número de átomos de hidrogénio mais um, e z é o número de átomos de flúor. Um exemplo é o R 22 cuja fórmula química é CHClF_2 .

A classificação anterior também serve para os compostos naturais; exemplo o propano C_3H_8 R 290.

Para compostos inorgânicos a designação começa com um 7 e termina com o peso molecular do composto. Como exemplo temos o CO₂- R 744.

A numeração das misturas azeotrópicas e zeotrópicas começa em 5 ou 4 (series 500 ou 400) sendo o restante preenchimento aleatório. Como o nome indica, estas são misturas de um ou mais fluidos, de que é exemplo o R 404A que é 44% R 125, 52% R 143A, e 4% R 134A.

Dada a sua função no sistema, as propriedades termodinâmicas são um dos pontos vitais para melhorar a eficiência energética do equipamento, algumas encontram-se na Tabela 2. Destas, salientam-se as seguintes: pressão de condensação (não muito alta para favorecer a eficiência do compressor); a compressão do fluido com valores de pressão não muito altos, uma vez que estes obrigam a grandes taxas de compressão e um aumento do custo do compressor; pressão de vaporização (não muito baixa); calor latente de vaporização (elevado para diminuir a carga de fluido); volume específico (reduzido); condutibilidade térmica (elevada); o fluido não deve poder congelar à temperatura do evaporador, pois a congelação do fluido iria impedir o funcionamento normal do sistema uma vez que na proximidade do ponto de congelação a viscosidade pode aumentar anulando a taxa de transferência de calor. As características químicas também devem ser salientadas: o fluido deve ser quimicamente estável na gama de pressões e temperaturas de trabalho; a mistura com o lubrificante deve ser estável (Figura 18); em funcionamento não deve provocar a corrosão dos tubos. Em termos de segurança o fluido deve ser de fácil deteção de fuga. Em caso de ser inflamável e tóxico, devem ser contemplados sistemas auxiliares de segurança. Em termos ambientais, fonte de grandes pressões para alterações dos sistemas, o fluido ter o mais baixo valor de ODP (Ozone Depletion Potential), GWP (Global Warming Potential), TEWI (Total Equivalent Warming Equivalent). Há ainda fatores de ordem económica devendo ter o mais baixo custo e estar disponível.

Tabela 2 - Características de alguns fluidos disponíveis no mercado (8)

Refrigerant	Boiling point (°C)	Critical point (°C) ²⁶	Ozone depletion potential (ODP)	GWP, 100y	Safety classification (ANSI/ASHRA E 34)
R134a (hydrofluorocarbon)	-26	101	0.0	1410	A1
R404A (hydrofluorocarbon)	-46	72	0.0	3300	A1
R410A (hydrofluorocarbon)	-49	73	0.0	1890	A1
R407A (hydrofluorocarbon)	-43	82	0.0	1900	A1
R290 (propane)	-42	97	0.0	3	A3
R600a (isobutane)	-12	135	0.0	3	A3
R1270 (propylene)	-48	92	0.0	3	A3
ECP717 (ethane + ammonia)	-55	41.9	0.0	2	A2
R717 (ammonia)	-33	132	0.0	0	B2
R718 (water)	100	373	0.0	0	A1
R744 (carbon dioxide)	-78	31	0.0	1.0	A1
R152a (difluoroethane)	-24	113	0.0	122	A2
HFC-1234yf (unsaturated HFC)	-30	94	0.0	4	A2
HFC-1234ze(E) (unsaturated HFC)	-19	110	0.0	6	A2

	Traditional oils			New lubricants		
	Mineral oil (MO)	Alky-benzene (AB)	Poly-alphaolefin (PAO)	Polyol ester (POE)	Polyvinyl-ether (PVE)	Poly-alkil-glycol (PAG)
(H)CFC	■	■	▨	▨ ▲		
HFC + blends		▨		■	■ T	▨ ▲
Hydrocarbons	■	▨	■	■		▨ ▲
NH3; R723	■	▨	■			▨ ▲

■ Good suitability ▲ Critical with moisture
 ▨ Application with limitations T Under testing
 □ No suitable

Figura 18 - Compatibilidade entre óleos e frigorigêneos (9)

2.3.2.2. Coquilha

A coquilha é o componente onde é injetado o isolamento, funcionando também como elemento estrutural, como se vê na Figura 19.

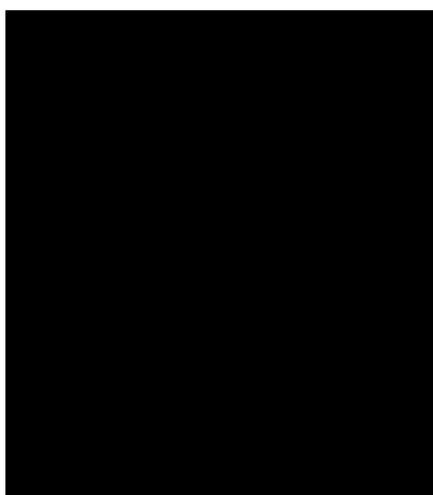


Figura 19 - Coquilha de um mural

A finalidade do isolamento térmico, é reduzir as trocas térmicas indesejáveis e evitar problemas de condensação.

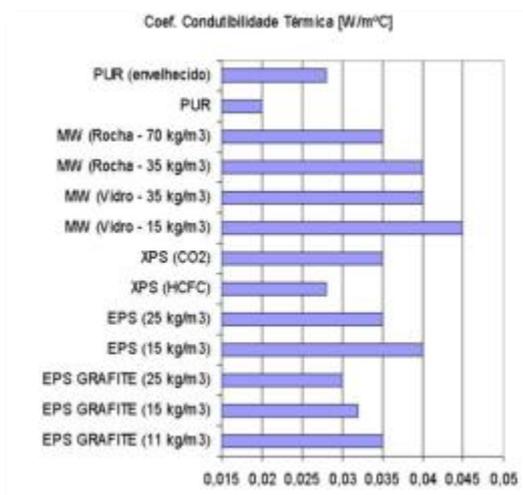
O isolamento térmico é formado por materiais de baixo coeficiente de condutividade térmica (k). Os materiais isolantes são porosos, sendo que a elevada resistência térmica se deve à baixa condutividade térmica do ar contido nos seus vazios. A transferência de calor ocorre, principalmente, por condução.

Entende-se que quanto menor a densidade do isolante e maior o número de vazios, maior o poder do isolamento. Um bom isolante térmico deve apresentar as qualidades apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Características relevantes para a escolha do isolante

Qualidades de um bom isolante
Coeficiente de transferência de calor de acordo com o custo do isolamento
Boa impermeabilidade à água e humidade
Baixo coeficiente de expansão térmica
Pouca variação da condutividade térmica devida à utilização
Total ausência de odores
Material à prova de fogo
Gás utilizado no isolamento não deve afetar a camada de ozono

O isolante mais usado é o PUR, poliuretano rígido: obtido pela reação química de 2 componentes líquidos (isocianato e polioli), em presença de catalisadores. Este tem características de condutividade que o tornam ideal para este fim, como se vê na figura abaixo.

**Figura 20** - Coeficiente de condutividade térmica de diferentes isolantes (10)

A construção da coquilha leva em consideração a utilização de painéis isolantes pré-fabricados do tipo "sanduíche". Os painéis são constituídos por dois revestimentos metálicos interligados por um núcleo isolante.

2.3.2.3. Compressor

O compressor é utilizado para fazer a elevação da pressão, recebendo vapor a baixa pressão, elevando-o até ao ponto de vapor sobreaquecido, funcionando como o coração da máquina.

Podemos classificar os compressores da forma como se acede ao seu interior, como se vê na tabela a seguir.

Tabela 4 - Classificação quanto ao acesso do seu interior

Aberto	Compressor separado do motor, sendo a transmissão feita por correias
Semi-hermético	Compressor acoplado a um motor elétrico estando ambos fechados num invólucro metálico
Hermético	Compressor acoplado a um motor elétrico estando ambos fechados num invólucro metálico selado

Dentro dos três tipos de compressor vistos em cima, podemos classificar ainda quanto ao seu funcionamento mecânico, exemplificado na tabela seguinte.

Tabela 5 - Tipos de compressor

Volumétricos		Dinâmicos
Rotativos	Parafuso, Alhetas Lóbulos	Centrífugos
Alternativos	Pistão	Axiais

O compressor alternativo, na Figura 21 tem um sistema de biela manivela para converter o movimento rotativo de um eixo, num movimento translacional de um pistão. A abertura e fecho das válvulas depende da pressão interna e externa, abrindo para dentro quando a pressão no tubo de sucção supera a pressão a pressão interna do cilindro e mantendo-se fechado em caso contrário. O inverso ocorre quando a pressão interna supera a pressão no tubo de descarga.

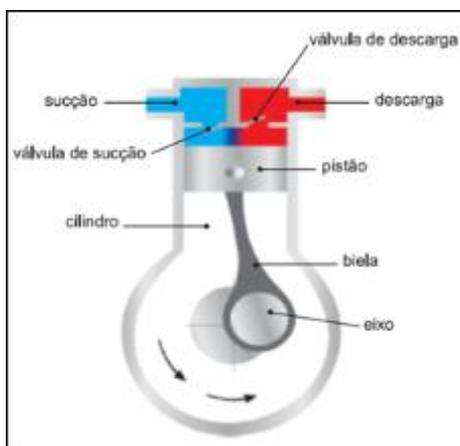


Figura 21 - Compressor alternativo (11)

O compressor rotativo tem um rotor excêntrico que roda dentro de um cilindro. O rotativo pode ser: de alhetas, parafuso e lóbulos. Podem ver-se estes três tipos de compressor nas figuras a seguir.

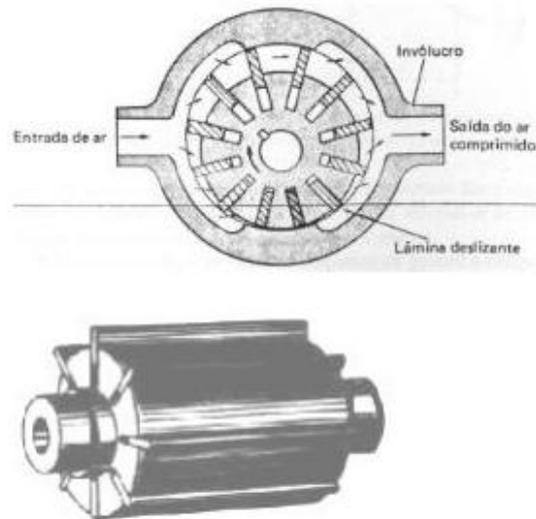


Figura 22 - Compressor rotativo de alhetas (12)

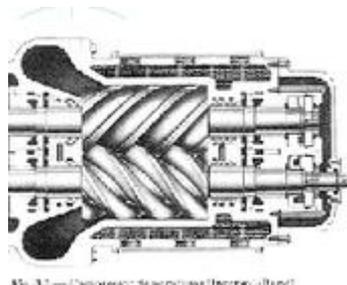


Figura 23 - Compressor de parafuso (13)

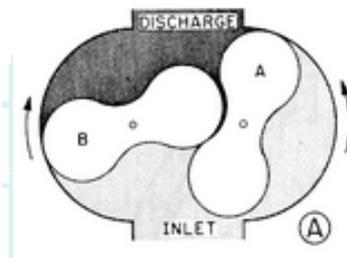


Figura 24 - Compressor de lóbulos (13)

O compressor dinâmico pode ser centrífugo ou axial. Estes têm dois componentes fundamentais, um acionador e um difusor. O primeiro tem movimento e pás, o segundo é fixo. O processo dá-se de forma contínua. Exemplos deste tipo de compressores podem ver-se nas figuras seguintes.

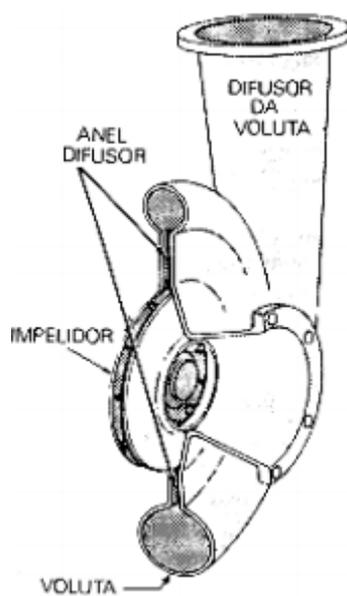


Figura 25 - Compressor centrífugo (14)

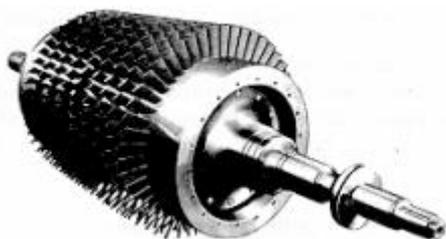


Figura 26 - Compressor axial (14)

2.3.2.4. Evaporador

Este elemento é aquele que absorve o calor do meio a refrigerar, logo o ponto onde deve ser satisfeita a necessidade frigorífica do sistema. Neste elemento o fluido sofre mudança de estado saindo da fase líquida para a fase gasosa. O seu rendimento depende de como proporciona a transferência de calor, sendo função da área, volume interno, queda de pressão entre entrada e saída do fluido, espaçamento entre alhetas e o seu rendimento, e caudal/velocidade do ar.

No evaporador podemos encontrar duas situações distintas: frio estático e frio ventilado, que como o nome indica, no segundo temos ventiladores junto do evaporador e no primeiro não, como se vê na Figura 27.



Figura 27 - Vitrina com frio estático (15)

O primeiro sistema consome menos energia e é adequado para produtos onde a humidade relativa do ar seja importante, como é exemplo a carne, no entanto não permite adaptação tão grande a diferentes gamas de temperatura, nem a sua correta distribuição no interior do aparelho, devido à ausência de ventilação.

Os evaporadores mais comuns na refrigeração comercial são serpentinas alhetadas presente na Figura 28, sendo a tubagem em cobre e as alhetas em alumínio.

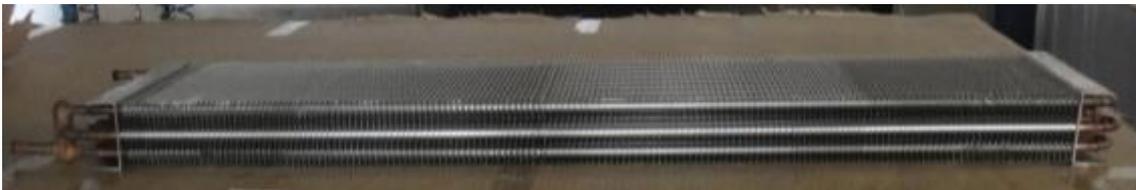


Figura 28 - Evaporador do tipo serpentina alhetada

Estes evaporadores podem ter várias fiadas e circuitos. Os fabricantes de permutadores de calor melhoraram o seu rendimento produzindo os tubos espiralados no seu interior, aumentando a área de superfície de contacto com o fluido.

2.3.2.5. Condensador

O condensador, presente na Figura 30, é o elemento responsável pela rejeição de calor absorvido pelo sistema. Este é também, à semelhança do evaporador uma serpentina alhetada, conforme nas Figuras 29 e 30. O condensador deve estar sempre limpo e possuir em volta uma boa circulação de ar tendo em vista o seu rendimento. O condensador depende dos mesmos fatores que o evaporador.



Figura 29 - Exemplo de um condensador de uma gola



Figura 30 - Condensador de duas golas com os ventiladores montados

2.3.2.6. Elemento expensor

Este dispositivo tem a missão de reduzir a pressão do fluido desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação. Ao mesmo tempo deve também regular o caudal de fluido que chega ao evaporador para satisfazer a potência frigorífica necessária. Para o fazer podem ser usadas válvulas de expansão ou tubos capilares.

Na tabela seguinte temos os diferentes elementos expansores usados, sendo os mais comuns a válvula eletrónica e o capilar.

Tabela 6 - Elementos expansores

Elementos expansores
Válvula eletrónica
Válvula termostática
Válvula de bóia
Válvula de pressão constante
Tubo capilar

As válvulas de expansão eletrónica, na Figura 31, são muito eficientes e precisas. Estas possuem um controlo mais preciso de temperatura, controlo eficaz mesmo em condições de pressão variável, operam em baixas pressões de condensação.



Figura 31 - Válvula de expansão eletrónica (16)

As válvulas de expansão termoestática na Figura 34, são de muito alta eficiência e usadas para regular o fluxo do refrigerante de forma a que evapore totalmente na serpentina, para garantir a redução da pressão do sistema e ainda para manter um sobreaquecimento constante do vapor que deixa a serpentina. Estas válvulas são constituídas por um corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste, e bolbo sensível.



Figura 32 - Válvula de expansão eletrónica (17)

A válvula de expansão de bóia, mantém constante o nível de líquido num recipiente, diretamente no evaporador ou nos separadores de líquido. Existem de dois tipos, de alta pressão e baixa pressão.

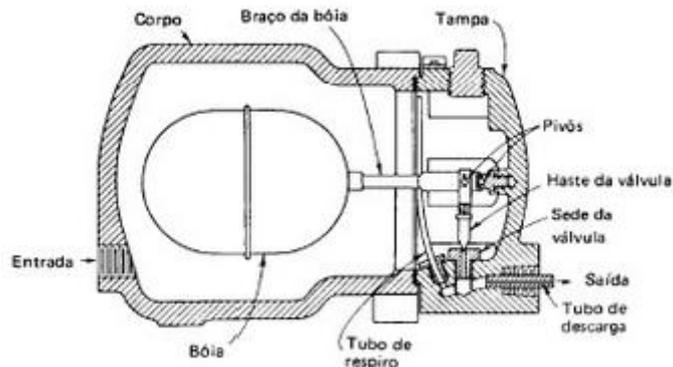


Figura 33 - Válvula expansão de boia de alta pressão (18)

A válvula de expansão de pressão constante, mantém uma pressão constante na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador, em função das mudanças de carga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interação de duas forças opostas: pressão do fluido frigorífero no evaporador e da pressão de mola, como mostrado na Figura 34.

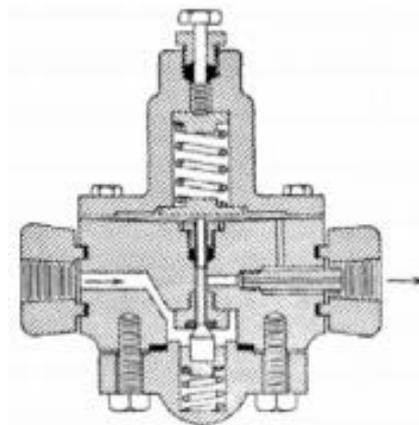


Figura 34 - Válvula de expansão de pressão constante (19)

O tubo capilar na Figura 35, é um tubo de cobre com um diâmetro muito pequeno e grande extensão, unindo a linha de alta pressão à linha de baixa pressão. Apesar de não ter controlo muito preciso o seu custo é muito inferior ao de uma válvula de expansão, permite a equalização das pressões durante a paragem. A carga de frigorífero é crítica com o uso deste dispositivo, uma vez que não existe tanque coletor e havendo variação da pressão de condensação há perda de rendimento.



Figura 35 - Tubo capilar

2.3.2.7. Filtro secador

Os filtros secadores têm como principal função a de filtrar eventuais impurezas do sistema de refrigeração. Hoje estes filtros trabalham com secantes como *molecular sieves*, alumina e carvão ativado, devido à sua alta capacidade de absorção, muitas vezes ajudam na falta de um bom vácuo, a evitar humidade no sistema

A finalidade do filtro secador como o da Figura 36 e 37 é reter a humidade e a acidez do sistema de refrigeração.



Figura 36 - Interior de um filtro secador (20)



Figura 37 - Filtro secador

2.3.2.8. Ventiladores

Este componente está associado ao condensador e evaporador. O caudal e velocidade de ar facial sobre cada um desses elementos é vital para ocorrer a transferência calor necessária e conseqüentemente a potência.

Os ventiladores podem ser axiais de hélice simples, ou centrífugos.

Os de hélice simples, como na Figura 38, se pode ver, apesar de não serem os mais eficientes, têm um custo muito baixo, podendo ter duas ou mais pás. São indicados para elevados volumes de ar, proporcionando boa circulação de ar. São usados tanto em evaporadores como condensadores. Na sua seleção devemos ter em conta o ângulo de ataque (pitch), diâmetro e caudal proporcionado em função de uma dada perda de carga.



Figura 38 - Hélices para ventilador

Dentro dos axiais podemos ainda encontrar ventiladores compactos, como o da Figura 39., mais eficientes mas também de valor mais alto.



Figura 39 - Ventiladores compactos

Os ventiladores centrífugos também são comuns no setor, embora não preferenciais. Podemos ver um ventilador centrífugo na Figura 40.



Figura 40 - Ventilador centrifugo (21)

Alem das condicionantes supramencionadas, há ainda restrições de espaço e volume que podem ditar a escolha de um ventilador.

2.3.2.9. Controlador

Os controladores de hoje são fruto de uma grande evolução recente, passando de analógico a digital, podendo ser pré-programado ou programável. O controlador tem como função gerir e controlar o ciclo frigorífico, recebendo as informações vindas dos sensores e dos demais elementos de campo comparando com os parâmetros pré-configurados e tomando uma ação de acordo com a sua configuração, acionando elementos de campo como atuadores, relés, entre outros. Além de características de hardware, os controladores possuem um software interno que normalmente dispõem de rotinas pré-configuradas que permitem configurar a lógica de controlo para cada aplicação. Estas rotinas são chamadas de algoritmos de controlo. Tão importante quanto o hardware e o software do controlador é a customização de campo, ou seja, a configuração do controlador. Isso porque é muito importante para uma boa aplicação do produto que se conheça o sistema que está a ser controlado para que se aplique a lógica correta.

Na Figura 41 pode ver-se um controlador digital usado no setor.



Figura 41 - Controlador digital (22)

3. CASO DE ESTUDO

3.1. Local do trabalho experimental

O trabalho experimental foi realizado na empresa HYDRACOOILING (Figura 42) do setor da refrigeração comercial, localizada no Parque industrial de Ponte (Guimarães). A HYDRACOOILING é uma PME com 42 pessoas que se dedica à produção de equipamentos de refrigeração comercial, organizada como se vê na Figura 43.



Figura 42 - Logo da empresa HYDRACOOILING

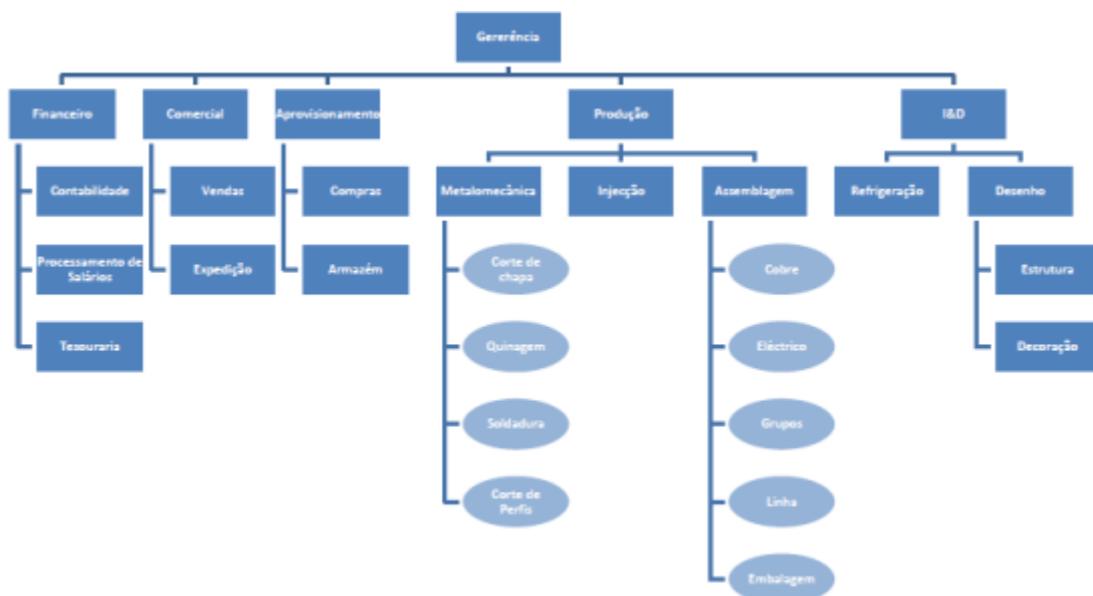


Figura 43 - Organograma da empresa HYDRACOOILING

Os testes realizados foram conduzidos no fim da linha de montagem. Essa zona é designada de túnel, no interior do qual se encontra a sala de testes. Nesta zona o ambiente é controlado para classe 3 com 25°C e 60% de humidade relativa. Na figura seguinte pode ver-se a localização do túnel e sala de testes.

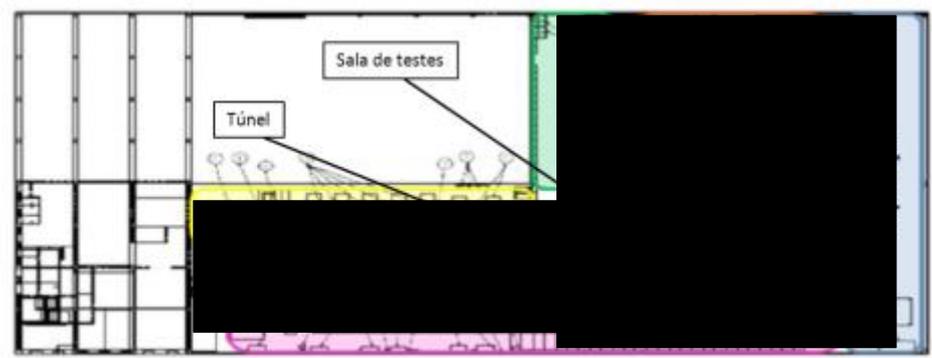


Figura 44 - Layout da empresa HYDRACOOILING e localização do túnel e sala de testes

3.2. Caracterização do aparelho

O aparelho usado para estudo é o mural vertical aberto HYDRACOOILING W080SS130, como o da Figura 45.



Figura 45 - Mural HYDRACOOILING W080SS130

As características técnicas do aparelho encontram-se na tabela a seguir.

Tabela 7 - Características técnicas do mural W080SS130

Características técnicas do mural W080SS130	
Tipo de aparelho	IVC2
Gama de temperaturas (°C)	[2;5]/[4;7]
Dimensões (C × A × L) mm	1272 × 1952 × 800
Número de prateleiras	5
Área de prateleira refrigerada (m²)	2,37
Volume bruto (m³)	0,7
Cortina noturna	Sim
Iluminação	LED
Compressor	1
Evaporador	1, c/ três ventiladores
Condensador	1, c/ duas golas
Capilar	3
Controlador	Carel ir33

Tendo como base o mural W080S130, o estudo e trabalho experimental visam perceber se o fluido R 290 representa economia em relação ao R 404A, fazendo registo de consumos elétricos e de temperaturas em pacotes de teste.

Para esse efeito foi feita uma seleção de componentes para equipar um mural com R 290, que respeite as normas relativas ao uso de fluidos inflamáveis, nomeadamente a EN 378-1, respeitante a limites de carga, e a IEC 60079, para equipamentos elétricos em ambiente potencialmente explosivo. Essa seleção envolveu a escolha de um compressor para o fluido R 290, dimensionamento de um evaporador novo e respetivos ventiladores, escolha de um condensador e ventiladores, e definição de capilar. Conforme mencionado, para o cumprimento das normas todos os equipamentos elétricos estão de acordo para ambientes com produtos inflamáveis e foi desenvolvido um sistema novo para a base do grupo compressor para evitar fricção entre metais, e consequente possível ocorrência de ignição.

O mural foi testado de acordo com a norma ISO 23953-2, para testes em equipamentos de refrigeração comercial, produzindo resultados ao nível de consumo elétrico e temperaturas em produto.

Este teste é comparativo entre o aparelho com R 404A e R 290, que partilharão o evaporador e terão compressores diferentes, adaptados a cada um dos fluidos.

Como o objetivo é a economia no consumo elétrico foi feito ainda um estudo sobre o peso relativo de cada uma das parcelas que compõem a necessidade frigorífica.

3.3. Carga térmica

O cálculo da carga térmica traduz a necessidade frigorífica de um dado aparelho. Este cálculo complexo é função de diferentes fatores. Esses fatores encontram-se em quatro parâmetros fundamentais: transmissão de calor, infiltração de ar, carga térmica dos produtos e dos componentes. Importa pois para a construção de um aparelho de

refrigeração comercial, perceber quais os parâmetros fundamentais a vencer com o propósito de selecionar adequadamente materiais e componentes.

Como base foi usado o mural vertical W080SS130 da HYDRACOOILING, presente na figura seguinte.



Figura 46 - HYDRACOOILING W080SS130

Ganhos através da envolvente

A carga térmica por transmissão de calor diz respeito aos ganhos térmicos através dos materiais que constituem a estrutura do expositor. Este ganho térmico acontece devido à diferença de temperaturas entre o ar refrigerado e o ar ambiente, sendo o calor função do coeficiente de transmissão global do sistema, área das paredes, e a diferença das temperaturas.

$$q = U \times A \times \Delta T$$

Equação 6 (23)

Em que:

q - Fluxo de calor (W)

U - Coeficiente global de transmissão de calor

A - Área total das paredes do mural

O teto, base e costas são em painel do tipo sandwich aço/isolante/aço e as laterais poliestireno/isolante/poliestireno. O isolante usado é o poliuretano com 40 mm, sendo esta a espessura ideal, a partir da qual o ganho em isolamento deixa de ser viável. Na tabela seguinte estão os dados para cálculo.

Tabela 8 - Dados para cálculo de ganhos através da envolvente

Dados	
<i>U</i>	2,87 W/m ² .K
<i>A</i>	6,54 m ²
<i>Δt</i>	25°C

Os dados, definições de geometrias e considerações de cálculo podem ser encontradas em dois relatórios: PIEI- Projeto HYDRUM 2012 G-1 (24) e Integradora VIII- Desenvolvimento de um mural usando o R 290 (25).

Infiltração de ar

A infiltração de ar ambiente no espaço a refrigerar é devida à inexistência de uma barreira física. Para além do calor sensível associado ao aumento da temperatura dentro do aparelho, o ar infiltrado também transporta calor latente devido ao teor de humidade nele contido. Para o cálculo da carga térmica da infiltração de ar é necessário determinar o valor das infiltrações, como se pode ver nas equações a seguir.

$$V = C_{inf} \times A \times \overline{H} \left(\frac{\rho_R - \rho_\infty}{\rho_R} \right)^{1/2} \times \left[\frac{2}{1 + \rho_R \rho_\infty} \right]^{3/2} \quad \text{Equação 7 (26)}$$

Em que:

V - Infiltração do ar

C_{inf} - Coeficiente de infiltração

H - Altura da abertura

A - Área da abertura do móvel

$\rho_{R,\infty}$ - Massa volúmica do ar interior e exterior

Os dados usados estão na Tabela 9.

Tabela 9 - Dados para o cálculo da infiltração de ar

Dados	
C_{inf}	0,221 m ^{1/2} /s
H	1,06 m
A	1,25 m ²
ρ_R	1,19 kg/m ³
ρ_∞	1,30 kg/m ³

$$m = V \times \left(\frac{\rho_R + \rho_\infty}{2} \right) \quad \text{Equação 8 (26)}$$

Em que:

m - Caudal mássico

Para cálculo do caudal mássico entram os dados da tabela a seguir.

Tabela 10 - Dados para o cálculo do caudal mássico

Dados	
V	0,083 m ³ /s
ρ_R	1,19 kg/m ³
ρ_∞	1,30 kg/m ³

Por fim o valor da carga térmica associada à infiltração de ar.

$$Q = m \times (h_{\infty} - h_R) \quad \text{Equação 9 (26)}$$

Em que:

Q - Carga térmica associada à infiltração de ar

h_{∞} - Entalpia exterior

h_R - Entalpia interior

Os dados para este cálculo são os seguintes:

Tabela 11 - Dados para o cálculo da carga da infiltração de ar

Dados	
m	0,104 kg/s
h_{∞}	300,19 kJ/kg
h_R	270,11 kJ/kg

Carga do produto

A carga do produto está associada à necessidade de extrair o calor do produto até atingir a temperatura de conservação.

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad \text{Equação 10 (26; 24)}$$

Em que:

Q - Carga do produto

m - Massa de produto

C_p - Calor específico do produto

Δt - Diferença de temperatura entre produto a introduzir e zona refrigerada

Para cálculo da carga térmica foi considerado o produto carne, sendo os dados apresentados na tabela a seguir.

Tabela 12 - Dados para cálculo da carga do produto

Dados	
m	230 kg
C_p	3,35 kJ/kg. °C
Δt	5°C

Carga dos equipamentos

A carga dos equipamentos diz respeito a ventiladores e iluminação no interior do aparelho. Assim, foram contabilizados três ventiladores a barra de iluminação LED. O valor da carga dos equipamentos é o somatório das potências dos equipamentos considerados.

Temos então os seguintes dados para o cálculo: 15W de potência dos ventiladores, e 9,6W de potência na iluminação.

A análise conjunta dos quatro parâmetros permite verificar que a parcela com maior peso é a da carga da infiltração do ar como se vê na Figura 47.

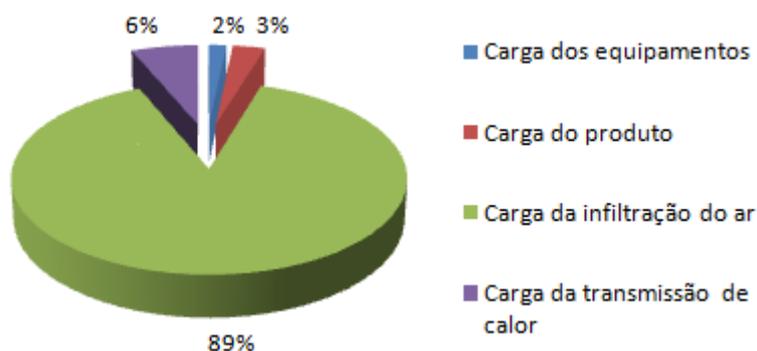


Figura 47 - Peso dos parâmetros de cálculo de carga térmica

Quer isto dizer que se o objetivo for reduzir consumos elétricos, devemos fechar o aparelho. Devemos então salientar os seguintes aspetos nos aparelhos abertos: imperfeição da barreira térmica produzida pela cortina de ar; interação térmica e mássica do ar refrigerado no interior do aparelho, com o ar ambiente mais quente e húmido através da aspiração; perdas de ar arrefecido devido a configurações do aparelho e montagem, que obrigam a instalação de potências mais elevadas; disposição dos equipamentos na loja baseados apenas na lógica visual e acesso imediatos; condições de armazenamento prévio dos produtos; condições de temperatura ambiente e humidade relativa.

3.4. Estudo comparativo R 404A / R 290

Tendo identificado o frigorigéneo como ponto fundamental para melhorar a eficiência energética de um equipamento frigorífico, foram analisados dois fluidos: o R 404A que é usado atualmente pela empresa e o R 290 (propano) que representa a alternativa teoricamente mais eficiente. O primeiro é uma mistura zeotrópica e o segundo é um fluido natural pertencente à família dos hidrocarbonetos.

A escolha do propano (R 290) prende-se com uma variada ordem de razões. As propriedades físicas (termodinâmicas) que podem conduzir a um menor trabalho do compressor, logo menor consumo são a pressão de condensação, calor latente de vaporização, pressão de vaporização, volume específico e a condutividade térmica. As razões ambientais com GWP e ODP melhores. E ainda o funcionamento com R 290 é mais silencioso. A somar às razões técnicas há ainda a sensibilidade política e o mercado. Em termos políticos há a pressão para optar por fluidos naturais devido ao potencial de poupança por melhoria da eficiência dos aparelhos, mas sobretudo devido à questão ambiental, como sustenta o estudo para o Eco Design requirements for EuPs, Bio intelligenceservice de Maio de 2011 (8) para a Comissão Europeia. No mercado há sinais importantes como o compromisso da Unilever em substituir um conjunto

alargado de equipamentos à escala mundial, ou ainda a cadeia Lidl que pretende substituir toda a frota de frio comercial atual na Alemanha, por máquinas com R 290, sendo que em Portugal já temos algumas máquinas dessa mesma cadeia com R 290. Na figura seguinte podemos ver o potencial de penetração no mercado por continente.

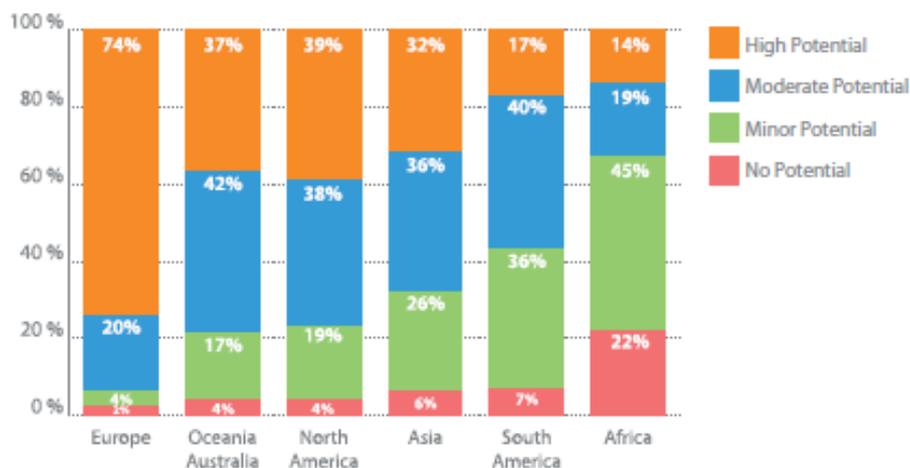


Figura 48 – Potencial de adoção de fluidos naturais por continente (1)

Das propriedades devemos salientar o calor latente de vaporização e o coeficiente de condutibilidade térmica, este último muito importante para o dimensionamento do novo evaporador. Na tabela 13, estão algumas das propriedades termodinâmicas dos dois fluidos.

Tabela 13 - Propriedades termodinâmicas do R 404A e do R 290

Propriedades	R 404A		R 290	
	5 °C	50 °C	5 °C	50 °C
Massa molecular (g/mol)	97,6		44,1	
Ponto de ebulição (°C)	-46,1		-42,1	
Temperatura crítica (°C)	72,0		96,7	
Pressão crítica (MPa)	3,6		4,7	
Pressão de saturação (kPa)	515	2,304	406	1,713
Densidade de liquido sat. (kg/m ³)	1,169	899	535	449
Densidade de vapor sat. (kg/m ³)	25,9	138	8,9	38,7
Calor específico de liquido sat. (kJ/kg.K)	1,37	1,96	2,47	3,10
Calor específico de vapor sat. (kJ/kg.K)	0,97	1,85	1,74	2,54
Viscosidade de liquidosat. (μ/Pa.s)	191	89	132	74
Viscosidade de vapor sat. (μ/Pa.s)	12,3	17,3	7,3	9,4
Calor latente (kJ/kg)	170	104	382	284
Capacidade volumétrica (kJ/m ³)	4,41		3,39	

A condutividade térmica é uma das propriedades mais importantes e que pode permitir evaporadores mais pequenos, logo de custo menor, uma vez que esta é uma

parcela importante para o cálculo do mesmo. Na figura seguinte podemos ver o rácio da condutividade térmica entre o R 404A e o R 290.

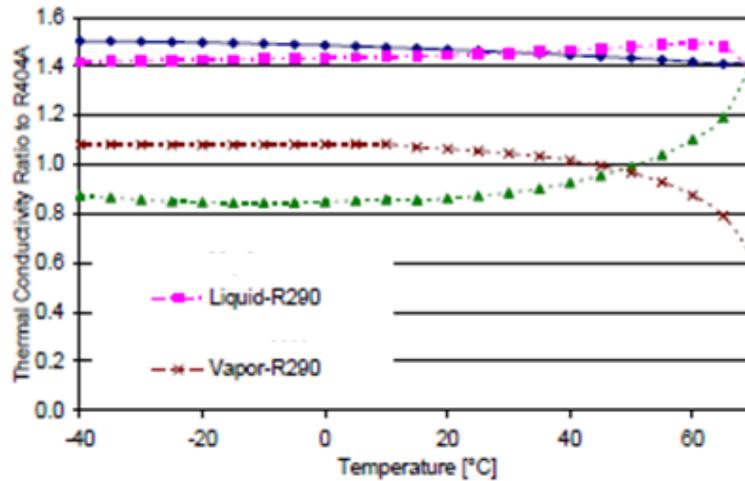


Figura 49 - Rácio da condutividade térmica R 290/ R 404A (27)

Associado a um melhor coeficiente de transferência de calor estão outras propriedades termodinâmicas que proporcionarão um menor trabalho do compressor uma vez que para as mesmas temperaturas de evaporação e condensação teremos uma diferença de pressão menor, logo consumindo menos eletricidade para fazer o mesmo trabalho. Podemos constatar isso mesmo nas Figuras 50 e 51, onde temos um diagrama de Mollier (p-h; pressão/entalpia) onde estão identificadas as linhas de pressão (-10;+55) de funcionamento teórico para dimensionamento.

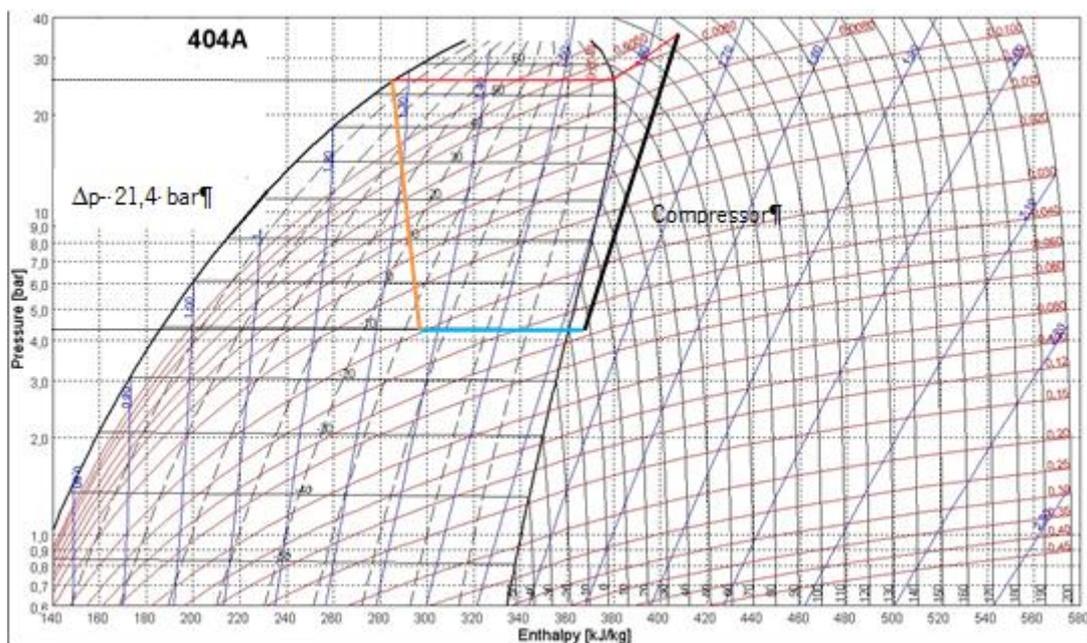


Figura 50 - Diferença de pressão entre as linhas de pressão para o R 404A

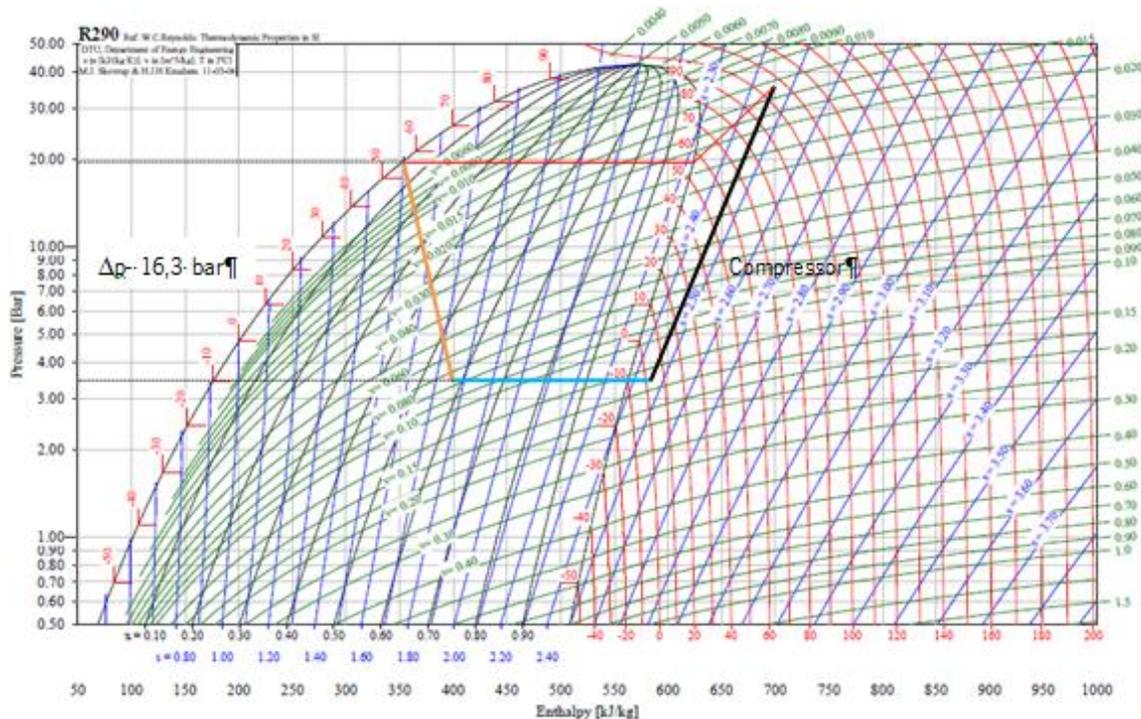


Figura 51 - Diferença de pressão entre as linhas de pressão para o R 290

Esta melhoria de performance é confirmada por estudos do fornecedor Embraco onde se aponta para melhorias do coeficiente de performance até 12%, comparativamente com o uso do R 404A. O resultado desse teste pode ver-se na Figura 52.

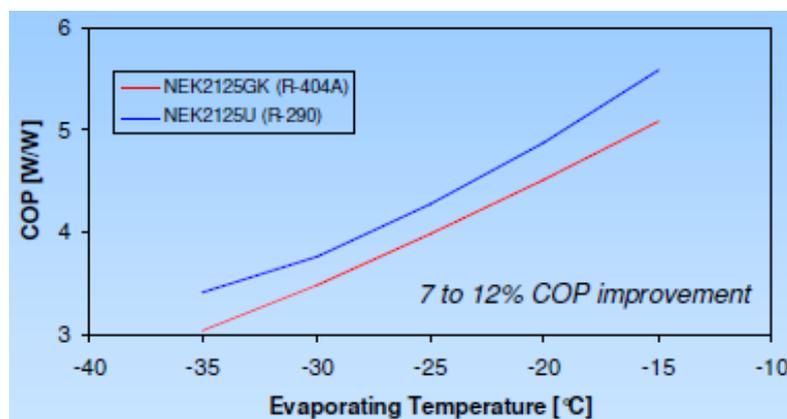


Figura 52 - Comparação da evolução do COP entre 404A e R 290 (28)

Contudo o R 290 não tem só aspetos positivos. Como principais pontos fracos identificamos a sua inflamabilidade e o custo associado ao cumprimento das normas de segurança e limites de carga. Significa isto que os equipamentos terão de ter componentes e sistemas extra. A norma que regula os limites de carga dos fluidos é a EN 378.

3.4.1. Princípios da norma EN 378-1

Esta norma diz respeito aos requisitos de segurança e proteção ambiental relativos a projeto, construção, fabrico, montagem, requisitos respeitantes aos ambientes locais e globais, entre outros.

Pretende-se minimizar a possibilidade de acidentes com pessoas e destruição de bens. As ocorrências estão ligadas às características físicas e químicas dos frigorigéneos, bem como às pressões e temperaturas que ocorrem nos ciclos frigoríficos, onde como exemplo se situa o risco de incêndio e explosão. Para evitar os perigos e ocorrências devemos tomar precauções, considerar fatores ambientais, estimar a vida útil do sistema, respeitar cuidados na instalação e por fim causas externas (29).

A norma distingue entre sistemas diretos e indiretos, categorias de ocupação, designação, classificação dos frigorigéneos e características ambientais, considerando o efeito sobre o ambiente e estimando o seu ciclo de vida útil. Aspetos essenciais para enquadrar o uso do R 290, devido à sua inflamabilidade.

Sendo o R 290 para uso num equipamento de refrigeração comercial, isto significa equipar um supermercado ou área comercial semelhante, correspondente à categoria A de ocupação. Em termos ambientais a norma estima o efeito de estufa global, TEWI, combinando a contribuição direta da totalidade das emissões de fluidos frigorigéneos para a atmosfera com a contribuição indireta das emissões de dióxido de carbono e outros gases, resultante da produção da energia necessária para o funcionamento do sistema frigorífico durante a sua vida útil.

O fator TEWI pode ser calculado pela expressão seguinte onde os domínios de impacto estão separados de modo correspondente.

$$TEWI = GWP \times L \times n + GWP \times m (1 - \alpha_{recuperação}) + [n \times E_{anual} \times \beta] \quad \text{Equação 11 (29)}$$

Em que:

$GWP \times L \times n$ = Impacto das perdas devido a fugas do fluido frigorigéneo

$GWP \times m (1 - \alpha_{recuperação})$ = Impacto das perdas devido a recuperação do fluido frigorigéneo

$n \times E_{anual} \times \beta$ = Impacto devido ao consumo de energia

E em que:

TEWI- Impacto equivalente total sobre o efeito de estufa, em kg de CO₂

GWP- Potencial de aquecimento global, referenciado ao CO₂

L- fugas de fluido frigorigéneo em kg por ano

n- tempo de funcionamento do sistema, em anos

m- carga de fluido frigorigéneo, em kg

$\alpha_{recuperação}$ - fator de recuperação/reciclagem variando de 0 a 1

E_{anual} - energia consumida em kWh/ano

β - emissão de CO₂, em kg por kWh

Sempre que possam ser emitidos gases com efeito de estufa pelos materiais de isolamento ou outros componentes do sistema frigorífico, o potencial desses gases sobre o efeito de estufa, deve ser acrescido ao seu GWP:

$$GWP_i \times m_i(1 - \alpha_i)$$

Equação 12 (29)

Em que:

GWP_i - Potencial de aquecimento global devido aos seus gases contidos no material de isolamento, referenciado ao CO₂

m_i - carga de gases contidos no material de isolamento, em kg

α_i - taxa de gases recuperados do isolamento no final da vida útil, variando de 0 a 1

A norma define ainda grupos de segurança, relativamente à toxicidade e à sua inflamabilidade, como se vê nas tabelas a seguir:

Tabela 14 - Limites de toxicidade e inflamabilidade

Toxicidade	Inflamabilidade
Classe A - Não se identifica nível tóxico a ≤ 4000 ppm	Classe 1 - Não há propagação de chama a 21°C e 1,01 bar
Classe B - Identifica-se toxicidade a níveis inferiores a 4000 ppm	Classe 2 - Limite inferior de inflamabilidade (LFL $>0,10$)kg/m ³ a 21°C e 1,01 bar, e combustão <19000 kJ/kg
-	Classe 3 - Altamente inflamável LFL $\leq 0,10$ kg/m ³ a 21°C e 1,01 bar, e combustão ≥ 19000 kJ/kg

Cruzando os dados da tabela anterior temos a classificação apresentada a seguir.

Tabela 15 - Classificação dos frigorigéneos quanto à toxicidade e inflamabilidade

Inflamabilidade	Toxicidade	
	Baixa	Alta
Não propagação de chama	A ₁	B ₁
Baixa inflamabilidade	A ₂	B ₂
Alta inflamabilidade	A ₃	B ₃

O R 290 é um fluido constituído por um único componente, logo deve ser classificado e deve ser classificado como de classe 3, desde que se verifiquem as seguintes condições: - libertado no ar em ensaio temperatura de 60°C, pressão de 101,3 kPa e exiba propagação de chama

- tenha um valor LFL $\leq 3,5\%$ do volume ou apresente um valor do calor de combustão ≥ 19000 kJ/kg.

A norma inclui ainda a forma de cálculo do valor máximo da carga, neste caso limitada a 1,5 kg. A equação para tal é a seguinte:

$$\text{Carga máxima} = V \times LFL \qquad \text{Equação 13 (29)}$$

Em que:

Carga máxima- Carga máxima de frigoriféneo, em kg

V- Volume do edifício ou zona a colocar o aparelho, em m³

LFL- Limite inferior de inflamabilidade, em kg/m³

O valor de LFL do R 290 é 0,038kg/m³. Pode ainda usar-se o limite prático de 0,08kg/m³ em vez do LFL.

3.5. Seleção de componentes

3.5.1. Dimensionamento do evaporador

Para esta área e volume é estimada uma carga térmica ou necessidade de frio [REDACTED] kW, para o mural aberto, sendo que é obtido esse valor mediante experiência e conhecimento do departamento técnico da empresa, com especialistas na área da refrigeração comercial há mais de 20 anos. Este é o valor que conduzirá o cálculo e dimensionamento do evaporador. Os fatores fundamentais são a área de transferência de calor, que inclui o número de tubos ([REDACTED] e alhetas, e do coeficiente de transferência de calor do sistema, função da velocidade facial, que passa através do permutador que é do tipo serpentina alhetada, semelhante ao da Figura 53. Referir ainda que o cálculo foi orientado para maximizar espaço e volume de carga útil, procurando o evaporador mais compacto possível.

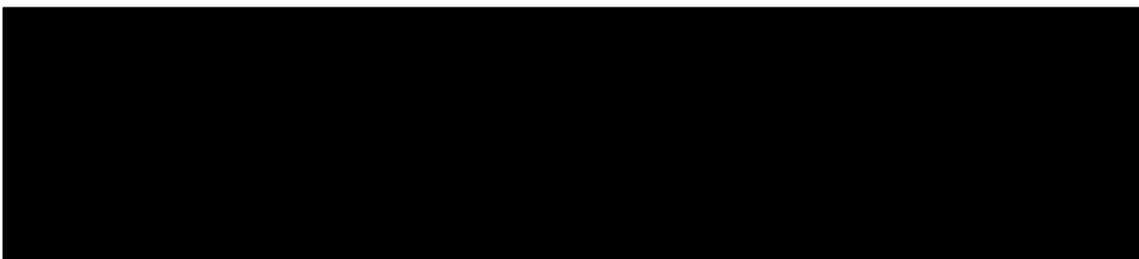


Figura 53 – Evaporador

O procedimento para o cálculo do evaporador encontra-se a seguir, tendo como base de cálculo o fornecedor Centauro e como referência as dimensões presentes nas Figuras 54 e 55.~

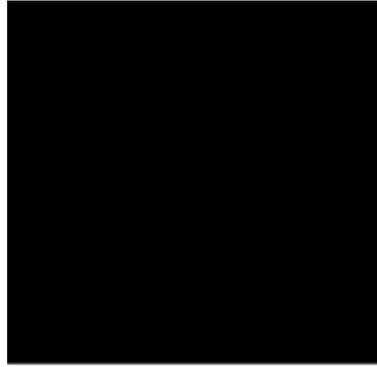


Figura 54 - Distância entre espelho e espaçamento entre alhetas

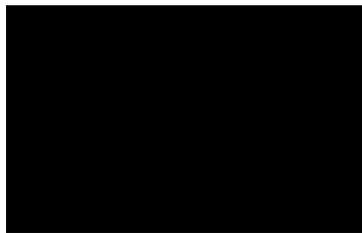


Figura 55 - Distâncias relativas entre os tubos

$$Q = U \times SA_{total} \times \Delta t$$

Equação 14

Em que:

Q - Potência frigorífica

U - Coeficiente de transmissão

SA_{total} - Área de transferência total

Δt - Diferença de temperaturas (evaporação)

Área de transferência:

$$SA = \left(\frac{2}{S_{fin}} \times r \times S_t \times S_l - \frac{\pi}{4} \times dt^2 + \pi \times dt \right) \times nt$$

Equação 15

Em que:

S_t - Altura entre centro de tubo

S_l - Largura entre centro de tubo

S_{fin} - Espaçamento entre alhetas

r - Fator de correção

dt - Diâmetro exterior do tubo

nt - Número de tubos

O valor usado para o coeficiente de transmissão (U) é função de uma relação com a velocidade facial que depende do caudal selecionado e área frontal do evaporador. Devendo ainda afetar o valor da potência frigorífica de um rendimento melhorado em 12% devido a melhoria da qualidade do gás refrigerante. Valor garantido pelo fornecedor Centauro. Os

valores respeitantes à área de transferência dependem dos tubos selecionados e sua configuração.

Área de entrada de ar e velocidade respectiva:

$$A = L_1 \times L_2$$

Equação 16

Em que:

A- Área em mm²

L₁- Altura do evaporador

L₂- Distância entre espelhos

Velocidade facial:

$$V = \frac{C}{A}$$

Equação 17

Em que:

V- Velocidade facial

C- Caudal volúmico

A- Área

Sendo o objetivo um evaporador compacto, o tubo selecionado foi

O evaporador terá três circuitos, e disponibilizará a potência frigorífica presente nas tabelas seguintes.

Tabela 16 - Dados para dimensionamento do evaporador

Dados para dimensionamento do evaporador	
<i>U</i>	
<i>SA_{total}</i>	
<i>S_t</i>	
<i>S_l</i>	
<i>S_{fin}</i>	
<i>r</i>	
<i>dt</i>	
<i>L₁</i>	
<i>L₂</i>	
<i>C</i>	
<i>A</i>	
<i>nt</i>	

Tabela 17 - Potência frigorífica disponibilizada no evaporador para R 290

Δt	Potência Frigorífica (W)
7	
8	
9	
10	
11	
12	
14	
15	
16	
17	

O evaporador selecionado permite uma gama de potência alargada, em função da temperatura de evaporação. Este evaporador será também testado com o fluido R 404A, que terá menor potência, devido a coeficiente de transferência de calor inferior.

3.5.1.1. Ventiladores do evaporador

Os ventiladores do evaporador são os equipamentos do mural, responsáveis pela circulação do ar no interior do mural. O ar passa através do evaporador, arrefecendo, sendo depois insuflado para a zona a refrigerar nas costas do mural e na parte superior, circulando assim. Para seleção dos ventiladores foram tidos em consideração dois pontos: dimensões e normas para equipamentos com substâncias inflamáveis. Os ventiladores do evaporador são os equipamentos do mural, responsáveis pela circulação do ar no interior do mural. Para seleção dos ventiladores foram tidos em consideração dois pontos: dimensões e normas para equipamentos com substâncias inflamáveis.

Para cumprir [REDACTED] onde todos os equipamentos passíveis de provocar faísca devem estar fora da zona da substância inflamável ou devidamente isoladas (encapsulamento), dois fornecedores foram consultados verificando se cumpriam [REDACTED] na Figura 56.

Para cumprir [REDACTED] onde todos os equipamentos passíveis de provocar faísca devem estar fora da zona da substância inflamável ou devidamente isoladas (encapsulamento), dois fornecedores foram consultados verificando se cumpriam [REDACTED] na Figura 56.

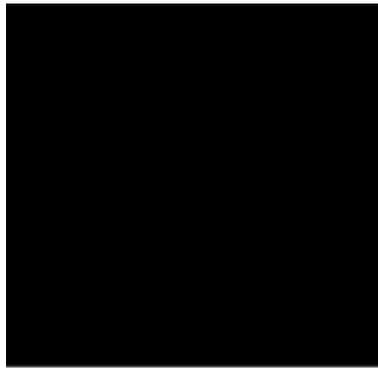


Figura 56 - Ventilador (30)

Os fabricantes ebmpapst e a Elco oferecem soluções que cumprem as normas de segurança, sendo que em segundo lugar procuraram-se aqueles que são mais compactos devido ao espaço a maximizar para carga, e com capacidade de caudal [REDACTED]

Na ebmpapst temos ventiladores axiais sendo o mais compacto de diâmetro 200 mm, como se vê nas Figuras 57 e 58.

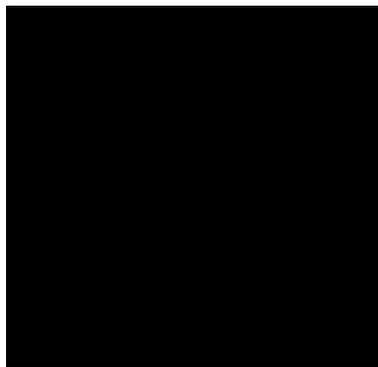


Figura 57 - Ventiladores ebmpapst (31)

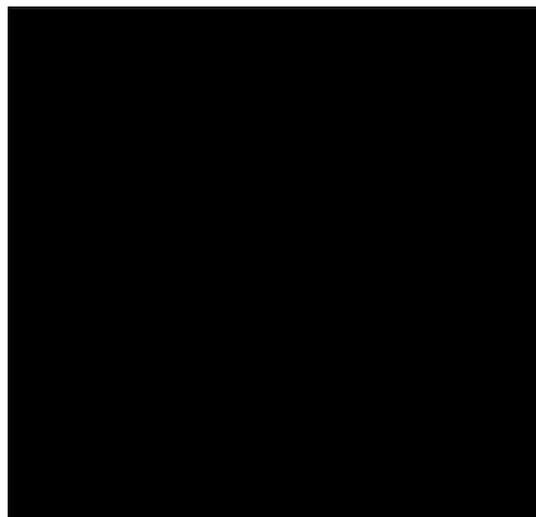


Figura 58 - Curvas de seleção de ventilador (31)

O fornecedor Elco disponibiliza também ventiladores que cumprem normas de segurança, sendo que neste caso [REDACTED], como se pode ver pelas Figuras 59, 60, 61 e 62 extraídas do catálogo.



Figura 59 - Motores para ventiladores da Elco (30)

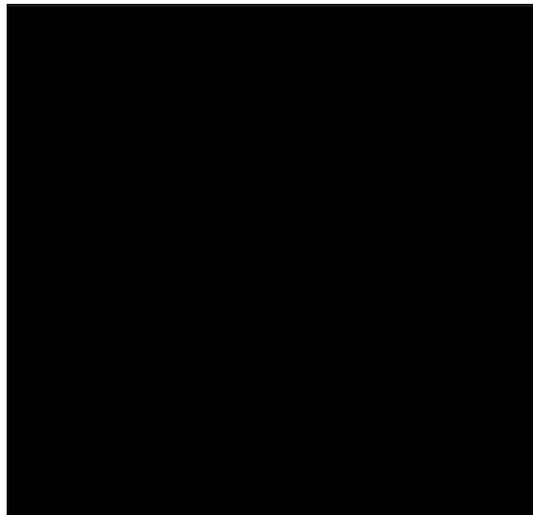


Figura 60 - Conjuntos possíveis de pás e motores (30)

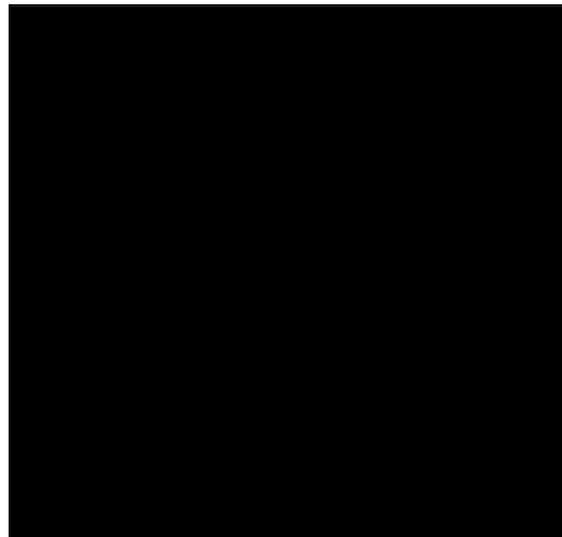


Figura 61 - Esquema e cotas dos ventiladores (30)



Figura 62 - Dimensões dos conjuntos pá/motor (30)

O ventilador selecionado é um [redacted] como o da Figura 63, com diâmetro de [redacted] para fazer testes alargados, prevendo-se a necessidade de uma bancada de 3 para perfazer os [redacted] de caudal.

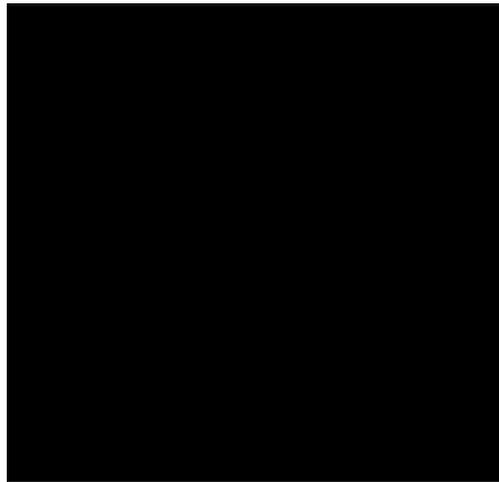


Figura 63 - Ventilador Elco selecionado

3.5.2. Compressor

Para o compressor foram usados princípios de seleção e software específico dos fornecedores, pertença da HYDRACOOILING. Os fornecedores estudados foram a Danfoss, a Tecumseh e Embraco, procurando uma vez mais aquele que seja mais compacto possível (mais baixo neste caso) e com a potência requerida. Para a seleção do compressor adequado são usados os seguintes parâmetros: tipo de compressor e aplicação, temperaturas de co [redacted] C), fluido frigorigéneo (R290) e potência frigorífica pretendida. Todos os compressores são de pistão.

- Tecumseh

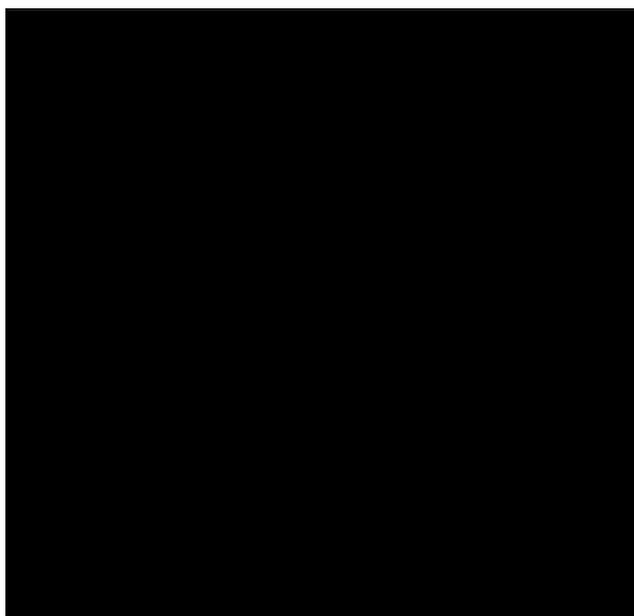


Figura 64 - Menu de seleção de compressor Tecumseh

- Danfoss

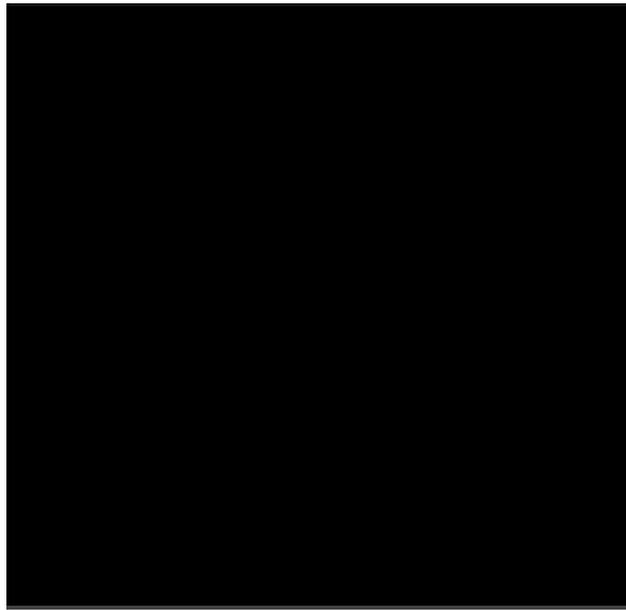


Figura 65 - Menu de seleção de compressor Danfoss

- Embraco

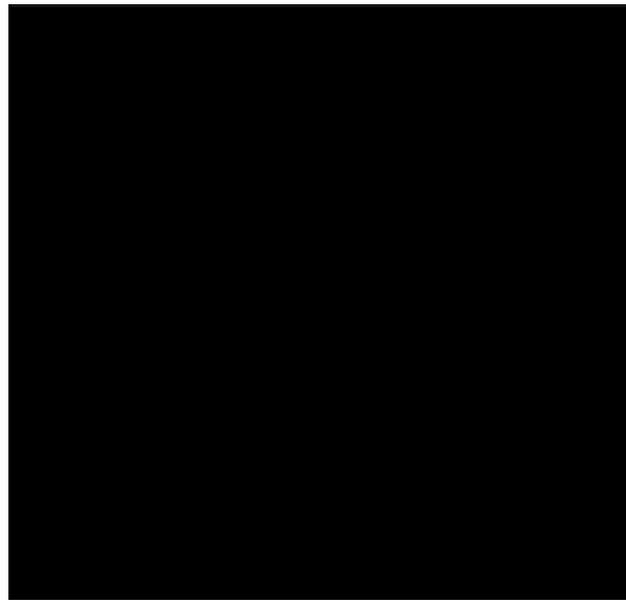


Figura 66 - Menu de seleção de compressor Embraco

O compressor selecionado  pistão, presente na figura seguinte.

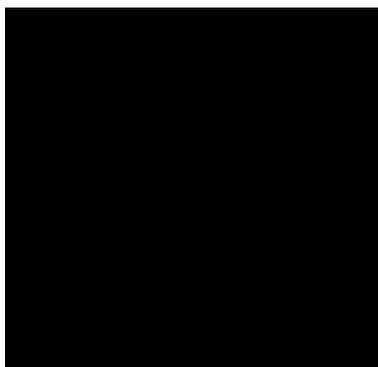


Figura 67 - Compressor

Este compressor foi escolhido por ser o mais potente nas condições de seleção, notando-se que compressores para R 290 ainda têm limites baixos de potência, dificultando a sua aplicação em aplicações maiores. Na tabela a seguir temos a potência disponibilizada pelo compressor em função das temperaturas de condensação e evaporação.

Tabela 18 - Potência do compressor NT 6224U em função das temperaturas de condensação e evaporação

Temperatura de condensação 35°C	
Temperatura de evaporação (°C)	Potência frigorífica (W)
-20	
-15	
-10	
-5	
Temperatura de condensação 45°C	
Temperatura de evaporação (°C)	Potência frigorífica (W)
-20	
-15	
-10	
-5	
Temperatura de condensação 55°C	
Temperatura de evaporação (°C)	Potência frigorífica (W)
-20	
-15	
-10	
-5	

3.5.3. Condensador

No caso do condensador, este é dimensionado/selecionado em função da potência frigorífica do evaporador, sendo que a prática da empresa é selecionar um condensador que tenha o dobro da potência do evaporador. Neste caso e considerando a temperatura de evaporação de [REDACTED] o condensador terá que ter uma capacidade de pelo menos [REDACTED] escolha é feita mediante uso do catálogo do

fornecedor Centauro, atendendo às dimensões ([REDACTED] que no evaporador), potência e número de golas para ventiladores.

O condensador selecionado, presente na Figura 68, está dimensionado para [REDACTED], uma vez que o condensador imediatamente abaixo não cumpre com o quesito de [REDACTED]

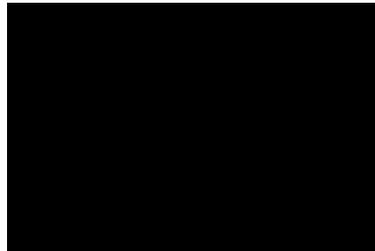


Figura 68 - Condensador selecionado

3.5.3.1. Ventiladores do condensador

Os ventiladores para o condensador têm de igualmente respeitar [REDACTED] 90. Recorreu-se ao fornecedor Elco e ao catálogo mostrado anteriormente, mas, selecionando-se três ventiladores [REDACTED] Além dos ventiladores estes devem vir acompanhados de uns suportes adequados fornecidos também pela Elco ilustrado na Figura 69.

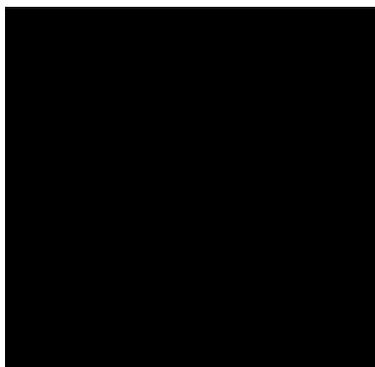


Figura 69 - Suporte do ventilador do condensador (30)

3.5.4. Elemento expensor

Para a expansão, a escolha recairá num tubo capilar (Figura 70) em detrimento de uma válvula de expansão, devido ao muito menor custo (3 € contra 50 €) e à não necessidade de ajuste durante o tempo de vida da máquina. O capilar é função do comprimento, diâmetro do tubo e experiência do técnico que por tentativa e erro ajusta o capilar.



Figura 70 - Tubo capilar

O capilar tem ainda a vantagem de equalizar pressões durante a paragem, dando vida ao compressor nos arranques.

3.5.5. Controlador

O controlador usado é o Carell ir33 como o da Figura 71, usado habitualmente pela empresa HYDRACOOILING.



Figura 71 - Controlador Carell ir33

3.5.6. Base do grupo compressor

A base do grupo compressor sofreu alterações em relação à versão standard. Duas alterações fundamentais foram feitas para cumprir com as normas para ambientes explosivos [REDACTED] circula o f [REDACTED] proteger o [REDACTED] Figura 72.

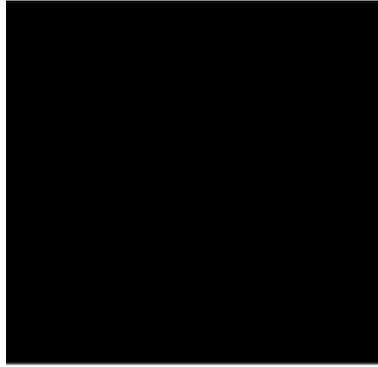


Figura 72 - Base do grupo compressor

Outra alteração prende-se com o facto da base do grupo compressor ser deslizante sobre superfícies metálicas, para facilitar a manutenção. Assim foi selecionado um novo material para as guias, de forma a impossibilitar a faísca aquando do seu movimento.

A opção r [redacted] da família das poliamidas, pela seguinte ordem de razões: baixo custo, boa dureza, absorção de vibrações, boa tenacidade, resistente à fadiga, fácil maquinagem, alta resistência à tração e elasticidade como comprovam as tabelas de comparação de polímeros em baixo.

Tabela 19 - Comparação de custos (31)

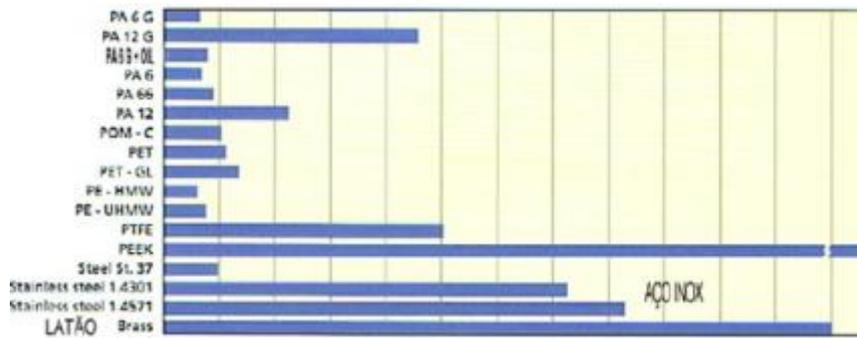


Tabela 20 - Resistência à flexão em MPa (31)

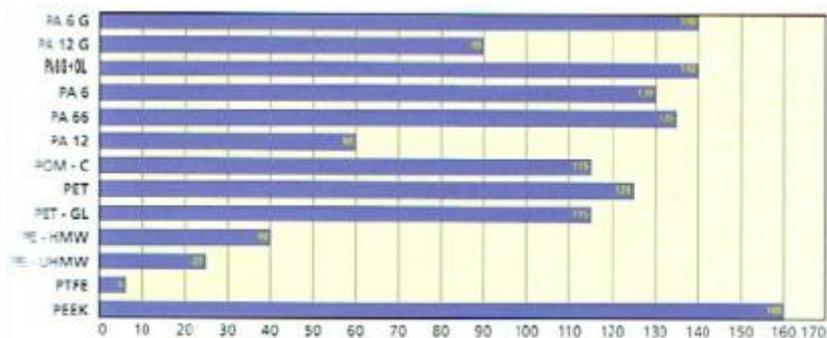
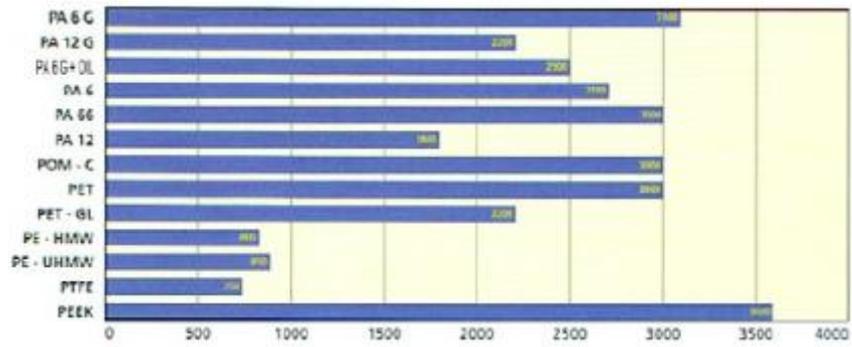


Tabela 21 - Módulo de elasticidade (31)



Escolhido o material, foram criadas várias geometrias como se pode ver na Figura 73.

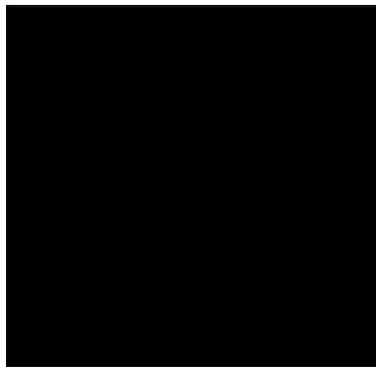


Figura 73 - Geometrias possíveis para as guias

Para as guias pretendia-se que fossem simples e funcionais. As guias escolhidas situam-se nas extremidades da base, evitando o jogo macho/fêmea, eliminando operações de quinagem, furação e soldadura na peça metálica de encaixe.

Na figura em baixo podemos ver as guias em Nylon na sua versão final.

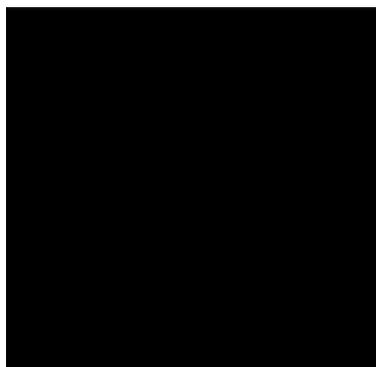


Figura 74 - Guias definitivas

A união à base do grupo compressor é feita pelo conjunto parafuso/porca.

4. TRABALHO EXPERIMENTAL

4.1. Instalação experimental

Neste ponto é apresentada toda a instalação experimental, isto é, todos os equipamentos usados para os testes de desenvolvimento de um novo grupo de refrigeração com R 290.

Depois de montado o equipamento, os equipamentos usados para os testes são os seguintes:

- Aparelho de vácuo

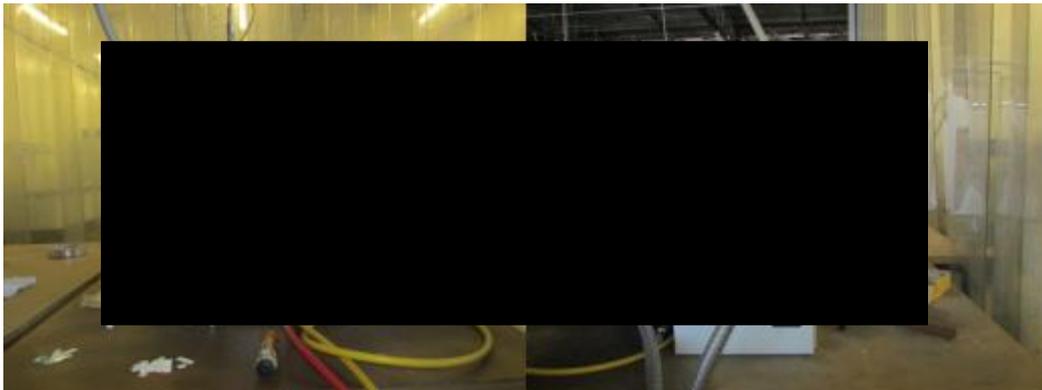


Figura 75 - Aparelho de vácuo

É feito vácuo no circuito frigorífico até 30 Pa.

- Aparelho para carga de refrigerante

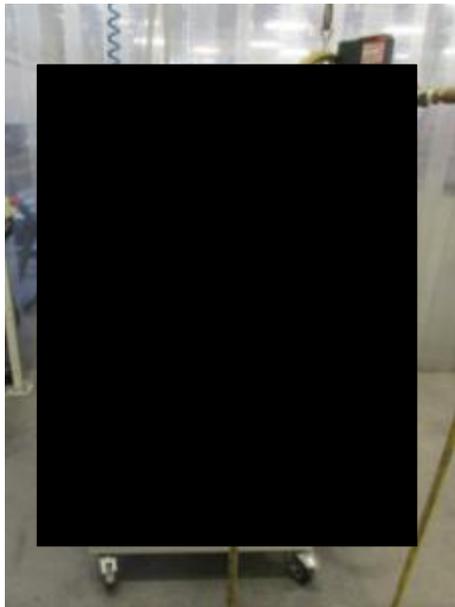


Figura 76 - Aparelho para carga de refrigerante

Antes de carregar de refrigerante é feito novamente vácuo e só depois é introduzida a carga de fluido previamente programada.

- **Aparelho de teste elétrico**



Figura 77 - Aparelho de teste elétrico

Todos os equipamentos são sujeitos a teste de conformidade elétrica.

- **Termohigrómetro**



Figura 78 – Termohigrómetro

Este aparelho serve para verificar se em todo o instante se verificam as condições de classe 3- 25°C e 60% de humidade relativa.

- Manómetros



Figura 79 – Manómetros

Os manómetros são colocados na linha de alta pressão, a seguir ao condensador, e de baixa pressão, na entrada do compressor, de forma a se poder controlar as pressões associadas às temperaturas de evaporação e condensação.

- Garrafa para acertos



Figura 80 - Garrafa para acertos

A garrafa é usada para fazer acertos de carga em aparelhos protótipos. Liga-se aos manómetros e tem uma capacidade de aproximadamente 1kg.

- Termómetros



Figura 81 – Termómetros

Os termómetros são usados nas prateleiras dos aparelhos em vazio até atingirem a gama pretendida.

- Aquisição de dados

- Temperaturas

- Placa de aquisição e módulos

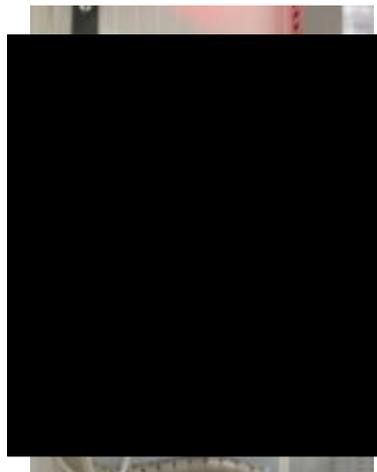


Figura 82 - Placa de aquisição e módulos

A placa de aquisição bem como os módulos são um sistema National Instruments.

- Termopares

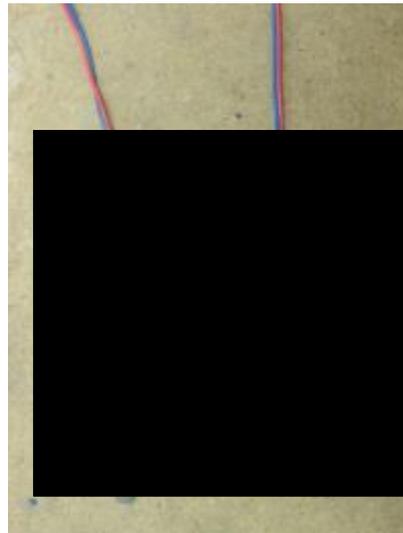


Figura 83 – Termopares

Termopares do tipo T, com termoelemento positivo 100% Cu, e termoelemento negativo 55% Cu e 45% Ni, para leitura de temperaturas.

- Sonda Temperatura/Humidade relativa

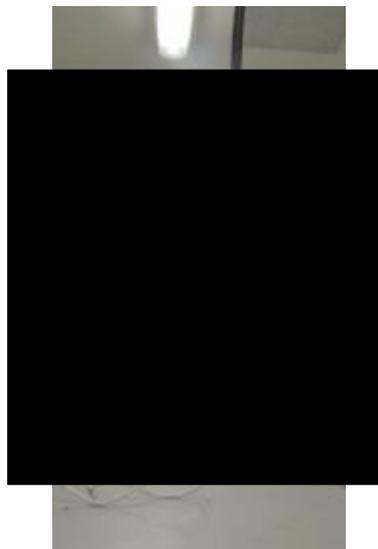


Figura 84 - Sonda Temperatura/Humidade relativa

- Software Signal express

O software Signal Express 2009 da National Instruments, foi usado para registo de temperaturas em pacotes de teste no mural. Este software permite de forma rápida e intuitiva seleccionar os termopares e programá-los, como se pode ver nas figuras abaixo.

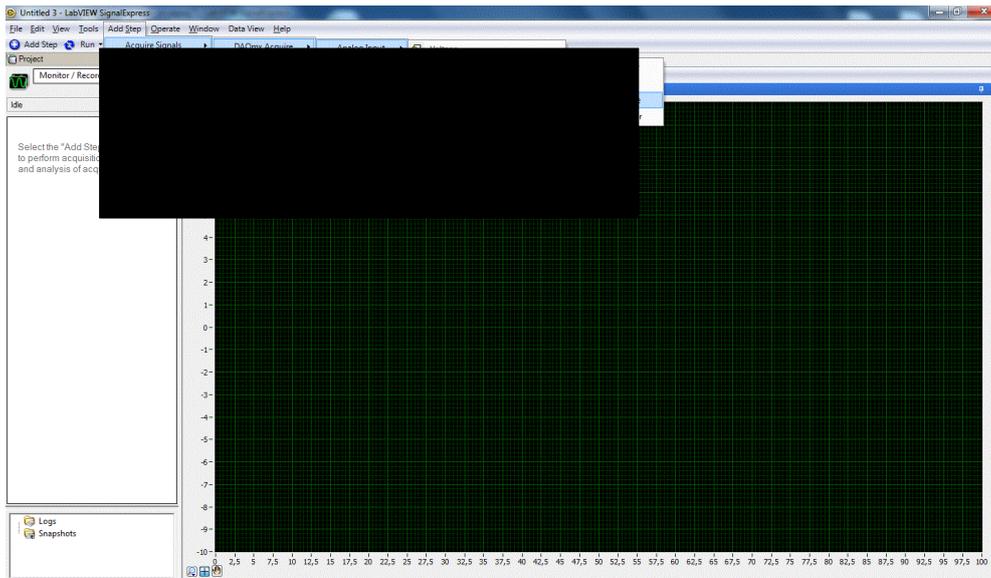


Figura 85 - Software Signal express

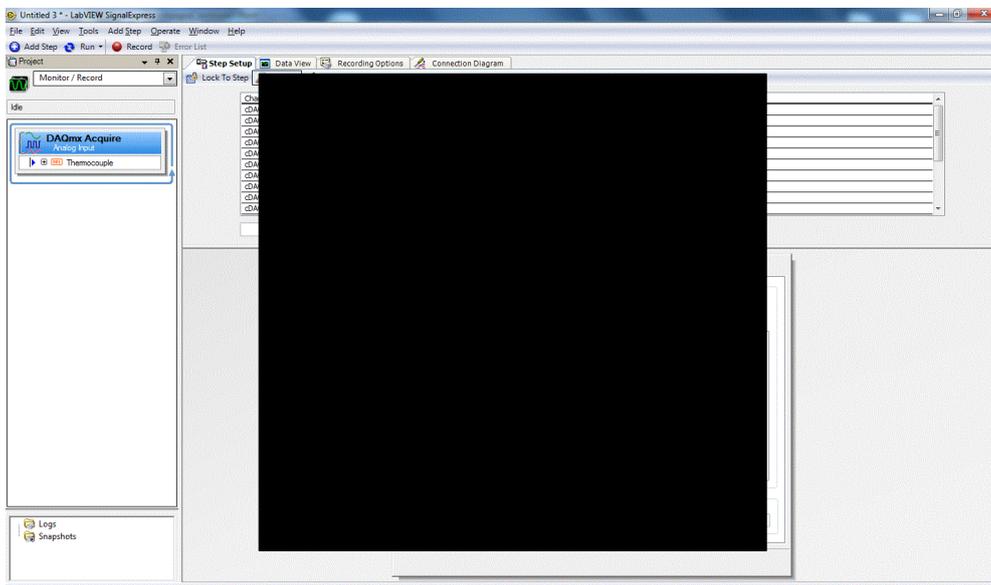


Figura 86 - Software Signal express

- Pacotes de teste



Figura 87 - Pacotes de teste

Para obtenção de temperaturas, são usados pacotes simuladores de produto, sendo que há os pacotes-M para colocação dos termopares e pacotes de teste sem ponto de inserção do termopar.

- **Aquisição de dados**

- **Consumos elétricos**

- **Aparelho de registo de consumos**



Figura 88 - Aparelho de registo de consumos

O aparelho NanoVip Plus foi usado para registo de consumo elétrico

- **Software NanoWin**

Com o software NanoWin pode obter-se de forma rápida e simples leituras de consumos elétricos dos aparelhos, bastando para isso ligar o aparelho a medir a uma tomada e dar início ao registo.

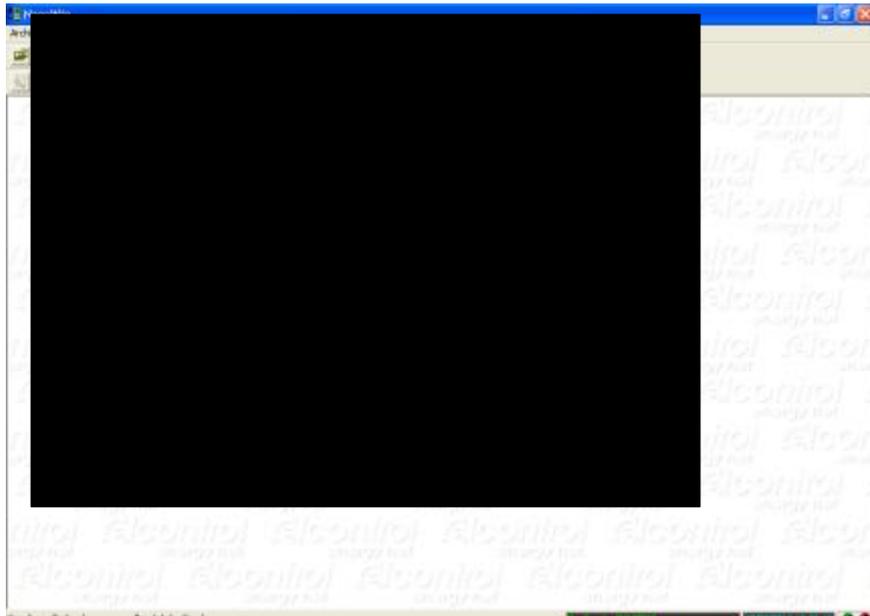


Figura 89 - Software NanoWin

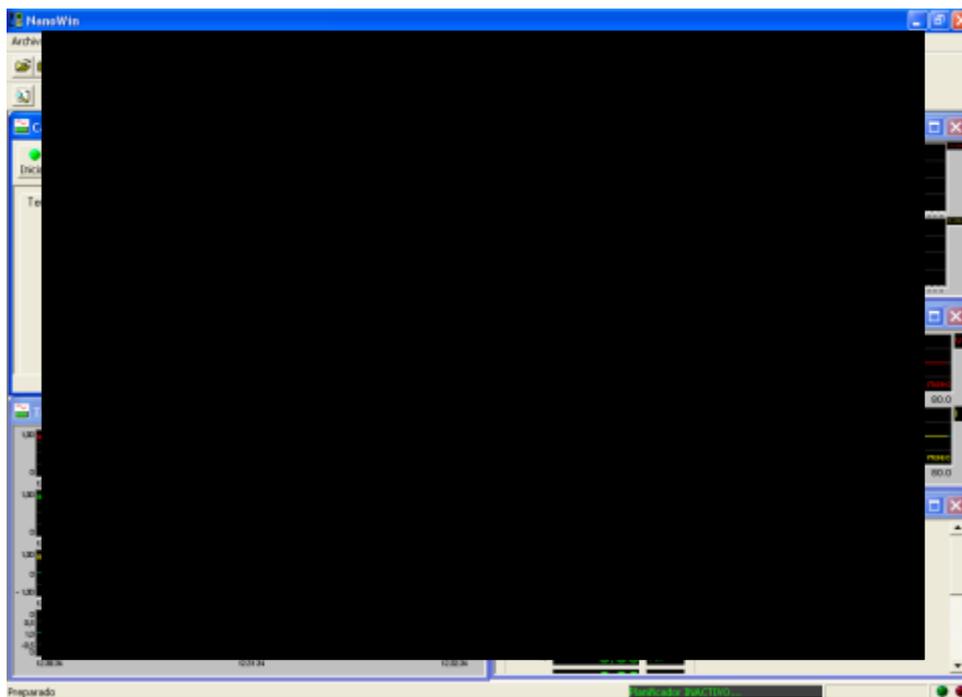


Figura 90 - Software NanoWin

4.2. Técnicas experimentais

4.2.1. Teste no túnel

O teste no túnel, que é o espaço no fim da linha de produção com ambiente controlado consiste no acerto de carga de frigorígeno, verificação de pressões, e obtenção de temperaturas no aparelho em vazio até estabilidade em ambiente de classe 3 (25°C e 60% HR) .

O procedimento base é o seguinte:

- Colocação de carga de frigorígeno inicial;
- Teste de conformidade elétrica;
- Posicionar no túnel;
- Verificação de condições de temperatura e humidade relativa no túnel;
- Colocação de termómetros nas prateleiras;
- Ligar o aparelho;
- Colocação de manómetros;
- Ligar garrafa de acertos aos manómetros (fazer purga na ligação);
- Observar ciclo e verificar se atinge temperatura nas prateleiras;
- Em função da temperatura nas prateleiras e pressões colocar ou retirar frigorígeno (verificar por toque e observação se há gelo à entrada do compressor);
- Verificar diferencial e set se são suficientes para atingir temperatura durante o funcionamento, e limpar o evaporador nas paragens;
- Caso não se atinjam temperaturas e pressões estejam fora do expectável, paragem do aparelho e substituição do capilar para ajuste do ciclo;
- Repetir procedimento até atingir temperaturas nas prateleiras, as pressões estarem corretas, e evaporador não bloquear;
- Deixar o aparelho funcionar em condições de estabilidade durante 5 dias;
- Fazer registo de temperaturas em cada uma das prateleiras, tempos de paragem e funcionamento e das pressões quer na paragem, quer no funcionamento;
- Se tudo OK, avançar para teste ISO 23953-2

4.2.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2

A norma ISO 23953-2 especifica os requisitos para a construção, características e desempenho de equipamentos de refrigeração comercial. Especifica as condições de teste e os métodos para verificação de que os requisitos são satisfeitos, bem como a classificação dos aparelhos, lista de informação e chapa de características a fornecer pelo fabricante.

A primeira parte da norma é referente a características do ponto de vista construtivo dos aparelhos, especificando características estruturais, uniões, tubagens, drenagem de condensados, materiais, resistência ao desgaste, isolamento, sistema de refrigeração e componentes elétricos

Os pacotes de teste terão uma classificação mediante o intervalo de temperaturas que atinjam.

A sala de testes deve cumprir com um conjunto de exigências de construção, nomeadamente a capacidade de conseguir manter condições ambientais de diferentes classes ao nível de temperatura, humidade relativa do ar e velocidade do ar que não deve exceder os 0,2 m/s.

Os testes são executados com os pacotes de teste que são de três tipos: pequenos (50x100x100 mm), grandes (50x100x200 mm) e pequenos para termopares (pacotes-M) (50x100x100 mm). Os pacotes devem ser controlados do ponto de vista da estabilidade dimensional e substituídos quando não conformes.

Os equipamentos a colocar na sala de teste deverão ocupar uma posição que é função do tipo de aparelho, estando condicionado em todas as direções. No caso deste mural, a distância à parede de insuflação deve ser 2 m, e a distância à parede da frente do mural deve ser superior a 0,8 m.

Para carregamento dos aparelhos com os pacotes de teste devem ser seguidas as figuras de apoio contidas na norma, bem como, a descrição detalhada da colocação dos pacotes em altura, longitudinalmente e transversalmente.

A duração dos testes é função do tipo de aparelho e no final deverá ser fornecida informação acerca das temperaturas do pacote mais quente e mais frio, e do consumo elétrico, além das características dimensionais e dados para a chapa de características. No caso deste mural com cortina, o teste divide-se em dois períodos: o primeiro de 24h com iluminação ligada e aberto, e o segundo de 24h, em que 12h a cortina está fechada e iluminação desligada e as outras 12h o mural está aberto com iluminação ligada.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1. Mural com R 404A

5.1.1. Teste no túnel

Após a montagem, como se vê na Figura 91, o mural foi carregado com uma carga de R 404A pequena, apenas 450 g, uma vez que para este novo evaporador não há referências. O aparelho foi ligado (Figura 92) e verificadas as condições de temperatura e humidade relativa correspondentes a classe 3, como se vê na figura abaixo.



Figura 91 - Evaporador montado no mural



Figura 92 - Posição do mural com R 404A no túnel



Figura 93 - Ambiente classe 3

Os termómetros foram colocados nas prateleiras, como na figura abaixo.



Figura 94 - Localização dos termómetros no mural

Após instalação dos manómetros e ligada a garrafa para acertos verificou-se falta de fluido pelo que se colocou mais, como se vê na figura.



Figura 95 - Ligação dos manómetros e garrafa de acetos

A cortina foi usada para ajudar a temperatura a descer e permitir novo acerto de carga, até atingir as pressões e temperaturas no mural. Nas figuras abaixo podemos ver o mural com cortina e as pressões de funcionamento.



Figura 96 - Mural com cortina



Figura 97 - Pressões de funcionamento

Para estas pressões de funcionamento (Fig. 23) o mural aberto atinge temperaturas dentro da gama [4,7]°C, com um set (temperatura a que o compressor desliga) de 4,0 e diferencial de 3,5 (diferencial define o tempo que o compressor está desligado).

Nas tabelas abaixo está o registo de temperaturas, tempos e pressões de funcionamento com o mural aberto.

Tabela 22 - Tempos e temperaturas do mural em vazio

Local	Tempo func.				
	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura
P1	4,8°C	4,3°C	4,5°C	4,3°C	4,2°C
P4	3,5°C	3,6°C	3,7°C	3,6°C	3,6°C
	Paragem	Paragem	Paragem	Paragem	Paragem
	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura
P1	6°C	6,4°C	6,3°C	6°C	6,2°C
P4	5,6°C	5,9°C	5,7°C	5,5°C	5,4°C

Tabela 23 - Pressões de funcionamento

Pressões de funcionamento	
Linha de alta pressão	16,47 bar
Linha de baixa pressão	3,64 bar

Neste teste preliminar verificou-se que o mural com este equipamento e fluido não consegue vencer a inércia térmica proporcionada pelas condições de classe 3. Este precisa da ajuda da cortina para diminuir o efeito da infiltração do ar sendo que depois mantém condições de funcionamento estáveis. Sem a cortina o mural nunca entra em paragem, fazendo com que o evaporador bloqueie e conseqüentemente chegue gelo ao compressor, como na figura abaixo.

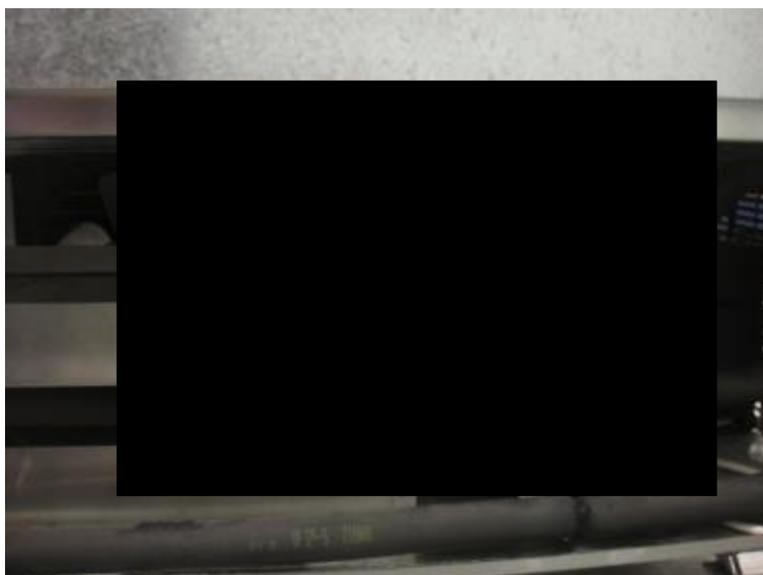


Figura 98 - Compressor com gelo

Esta questão levou também a retirar as descongelações do seu funcionamento, uma vez que assim durante a paragem teríamos novamente o efeito descrito anteriormente.

5.1.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2

Após o teste preliminar o mural é colocado na sala de testes e posicionado no interior da mesma conforme a figura abaixo.



Figura 99 - Posicionamento do mural dentro da sala de testes

Depois o mural foi carregado. Uma vez que o mural tem dificuldade no arranque, este só é ligado quando estiver 40% carregado. A carga está de acordo com o esquema abaixo, onde se vê de frente, alçado lateral e topo, perfazendo 235 kg de produto.

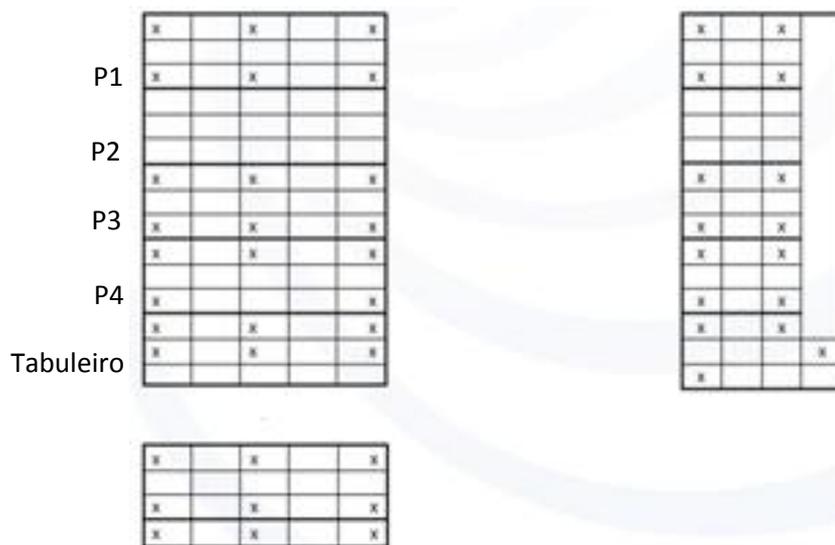


Figura 100 - Esquema de carga do mural com os pacotes-M assinalados

Como indica o esquema anterior estão assinalados os pacotes-M (para termopar) com um X.

São instalados todos os termopares para registo das temperaturas, ao todo serão 48. Em baixo podemos ver o mural carregado e a forma de inserção do termopar nos pacotes.



Figura 101 - Pacotes com termopar inserido

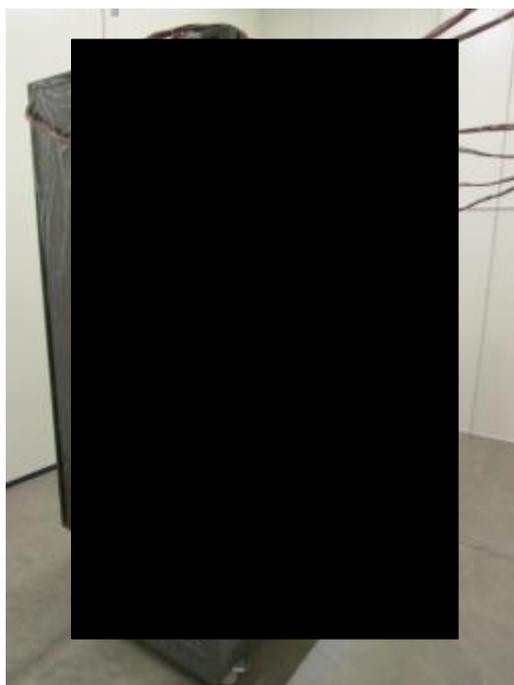


Figura 102 - Mural carregado e com termopares instalados nos pacotes

Os resultados deste teste são apresentados em dois grupos referentes aos períodos de teste descritos em 5.2.1.

Teste 24h aberto e iluminação ligada

Classe ambiental 3			
Valor médio da temperatura	Gráfico 1	Valor médio %HR	Gráfico 2
24,8°C		61,3%	

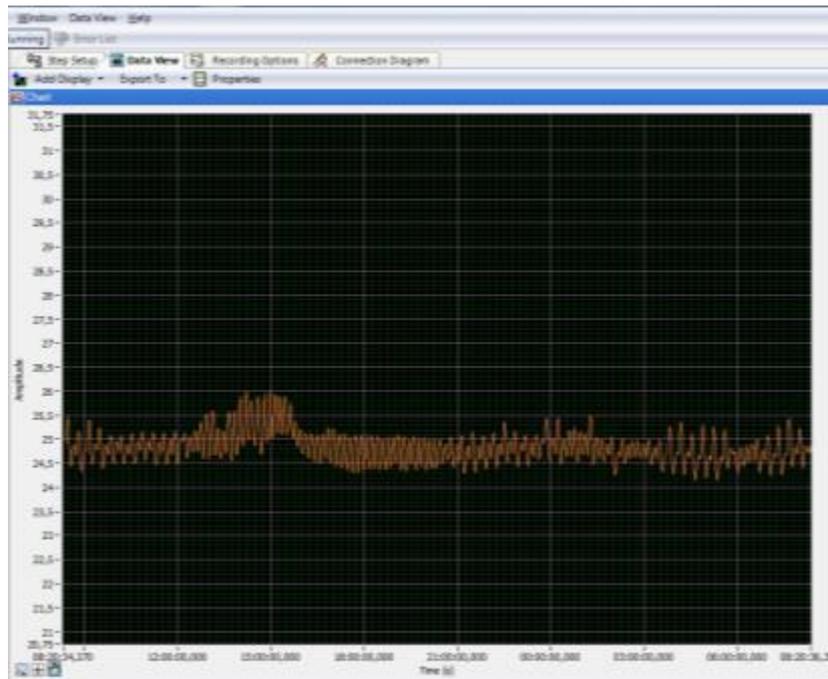


Gráfico 1 – Temperatura na sala de testes durante o teste

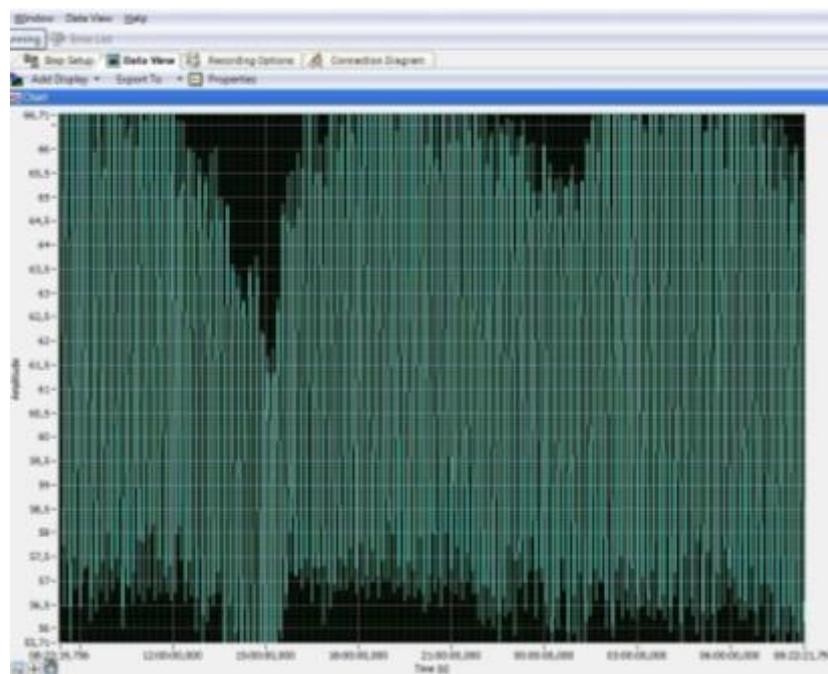


Gráfico 2 - Humidade relativa da sala de testes durante o teste

Temperaturas registadas	
Valor médio de todos os termopares	5,0°C
Valor do pacote-M mais quente	11,5°C
Valor do pacote-M mais frio	1,5°C

Seguem-se os gráficos com as temperaturas registadas na globalidade do mural e prateleira por prateleira, estas últimas em anexo.

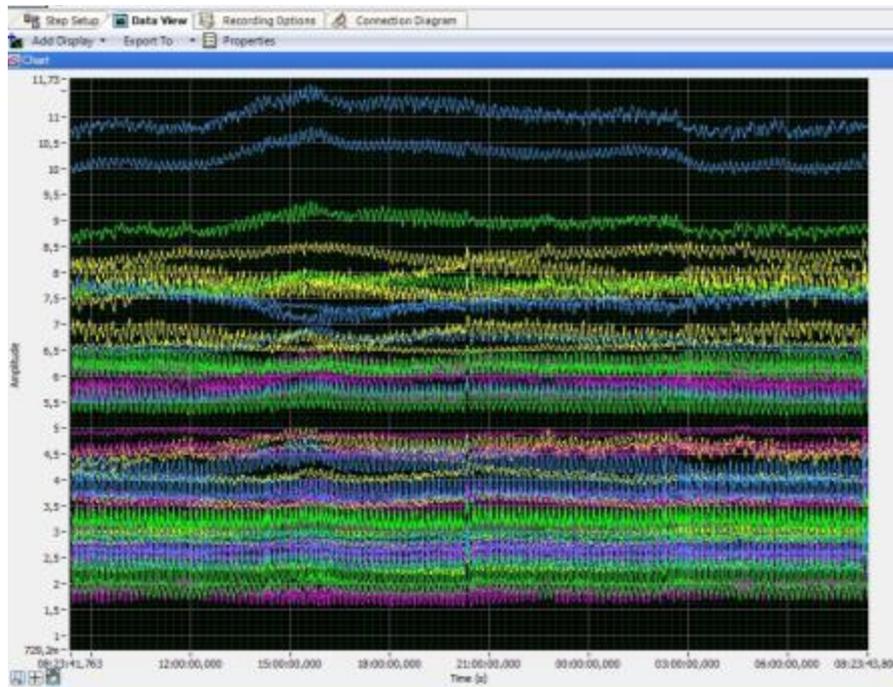


Gráfico 3 - Registo de todos os termopares durante o teste

A globalidade das prateleiras apresenta valores considerados interessantes, uma vez que a temperatura média se encontra dentro da gama $[4;7]^{\circ}\text{C}$.

Observamos ainda oscilações nas linhas da temperatura nos pacotes de teste, função sobretudo das flutuações de temperatura na sala de testes.

Consumo elétrico

28,75 kWh/24h

Durante o teste foi registado o valor do consumo elétrico (Figura 103), importante para a comparação com o fluido alternativo.



Figura 103 - Registo de consumo elétrico no fim do teste

Teste 24h com o mural 12h aberto e iluminação ligada e as 12h seguintes com cortina e iluminação desligada

Classe ambiental 3			
Valor médio da temperatura	Gráfico 4	Valor médio %HR	Gráfico 5
25,0°C		60,3%	

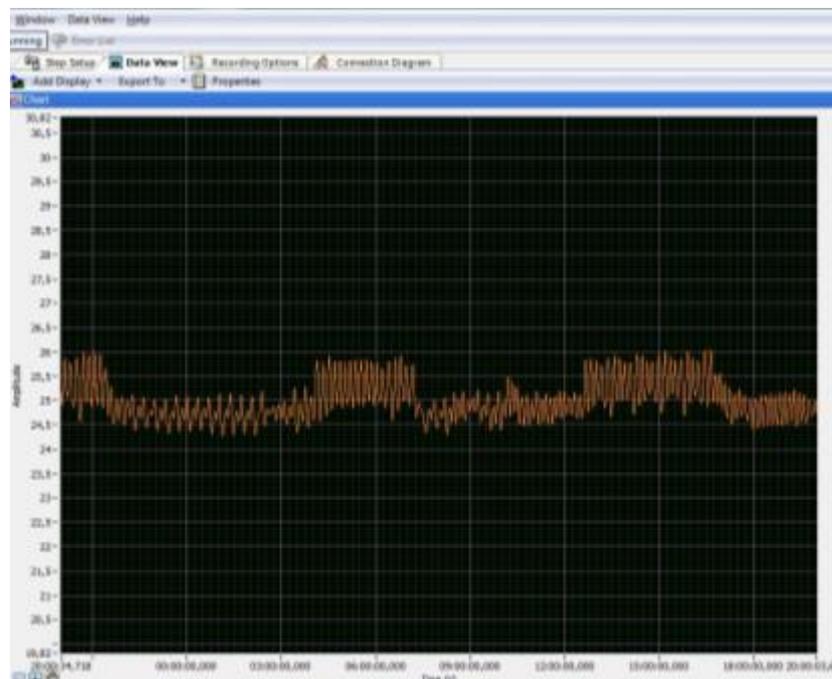


Gráfico 4 - Registo da temperatura da sala durante o teste



Gráfico 5 - Registro da humidade relativa da sala durante o teste

Temperaturas registadas	
Valor médio de todos os termopares	4,9°C
Valor do pacote-M mais quente	11,8°C
Valor do pacote-M mais frio	1,5°C

Seguem-se os gráficos com as temperaturas registadas na globalidade do mural e prateleira por prateleira estas últimas em anexo

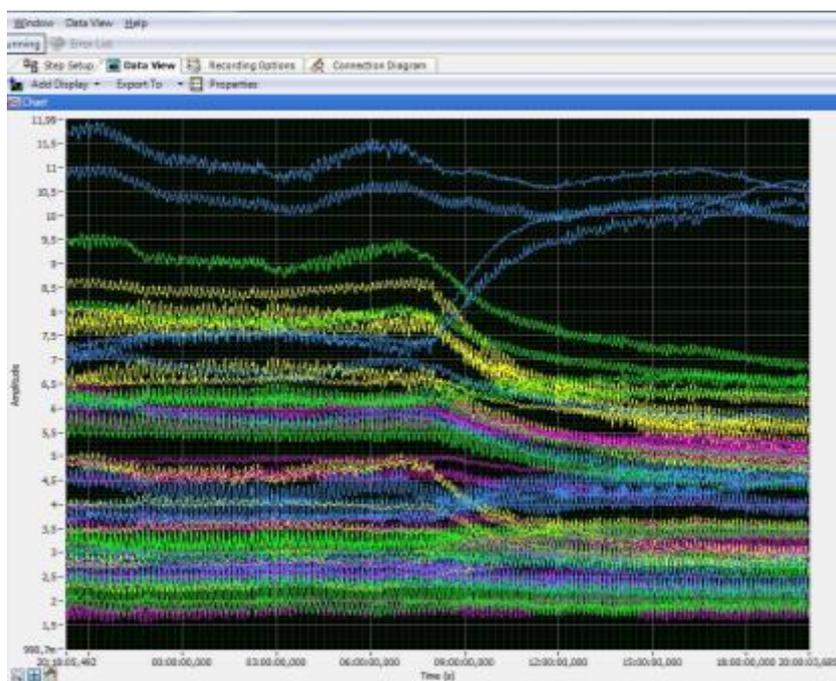


Gráfico 6 - Registro das temperaturas na globalidade do mural

Neste segundo período, as temperaturas em termos globais registam valores semelhantes. No momento da colocação da cortina os pacotes de teste registaram comportamentos diversos, sendo que uns subiram e outros desceram de temperatura. A cortina não só protege da infiltração do ar como também afeta a circulação do ar no interior do mural. Nas flutuações de temperatura no interior do mural também há que contar com as variações da temperatura ambiente.

Consumo elétrico
27,11 kWh/24h

Durante o teste foi registado o valor do consumo elétrico (Figura 104), importante para a comparação com o fluido alternativo.

Verifica-se que o uso da cortina diminui o consumo em 6%.



Figura 104 - Registo do consumo elétrico no fim do teste

5.2. Mural com R 290

5.2.1. Teste no túnel

Uma vez que o mural para testar o R 290 é o mesmo, à exceção do compressor, deve-se retirar a carga de fluido e limpar o circuito. O mural é ligado ao aparelho de recuperação de gás, como se vê na Figura 105.

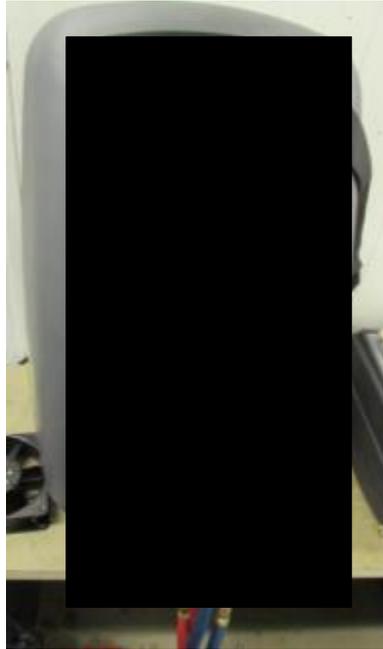


Figura 105 - Aparelho de recuperação de fluido frigorífero

Após a recuperação do fluido, todos os componentes do grupo de frio e o circuito foram varridos com azoto (Figura 106) de forma a receber o R 290 sem misturas.



Figura 106 - Garrafa de azoto

Depois de preparados os equipamentos e colocado o compressor, selecionado para R 290, como se vê na Figura 107, o circuito foi sujeito a vácuo.



Figura 107 - Montagem do compressor para R 290

O mural foi colocado na mesma posição no interior do túnel, com as mesmas condições ambientais (Figura 108) e colocados termómetros de forma semelhante ao teste preliminar para R 404A, conforme se pode ver nas figuras do capítulo 6.1.1.



Figura 108 - Termo higrómetro com as condições de temperatura e humidade relativa no túnel

A carga de R 290 faz-se com recurso a pequenas garrafas de 370 g como a da Figura 109, usando os manómetros para esse efeito.



Figura 109 - Carregamento de R 290 através dos manómetros

O acerto de carga foi executado com cortina, sendo que o circuito foi carregado com 474 g de R 290. As pressões de funcionamento podem ver-se na figura abaixo.



Figura 110 - Pressões do mural com R 290

Para estas pressões de funcionamento o mural aberto funciona numa gama de temperaturas [4;7]°C, com um Set de 4,2°C e um diferencial de 3,5°C.

Nas tabelas abaixo está o registo de temperaturas, tempos e pressões de funcionamento com o mural aberto.

Tabela 24 - Tempos e temperaturas do mural com R 290 em vazio

Local	Tempo func.				
	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura
P1	5,6°C	5,3°C	5,1°C	5,2°C	5,1°C
P4	3,5°C	3,7°C	3,4°C	3,8°C	3,6°C
	Paragem	Paragem	Paragem	Paragem	Paragem
	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura
P1	6,7°C	6,8°C	6,9°C	7,1°C	6,9°C
P4	6,5°C	6,9°C	6,7°C	7,0°C	7,2°C

Tabela 25 - Pressões de funcionamento

Pressões de funcionamento	
Linha de alta pressão	11,02 bar
Linha de baixa pressão	3,31 bar

Neste teste preliminar verificou-se que o mural com este equipamento e fluido não consegue vencer a inércia térmica proporcionada pelas condições de classe 3. Este precisa da ajuda da cortina para depois manter condições de funcionamento estáveis. Sem a cortina o mural nunca entra em paragem, fazendo com que o evaporador bloqueie e conseqüentemente chegue gelo ao compressor, como na figura abaixo.

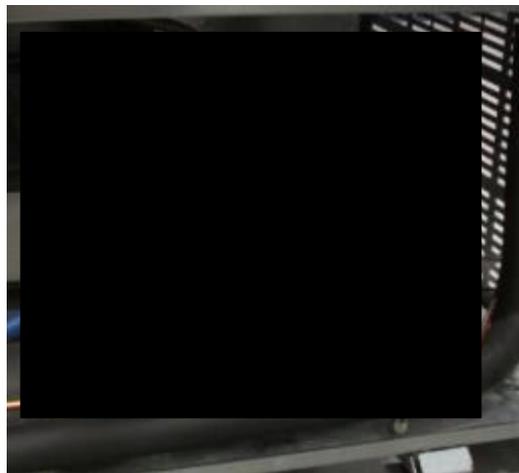


Figura 111 - Compressor com gelo

A medida preventiva para a situação supracitada é a retirada das descongelações.

5.2.2. Teste segundo a norma ISO 23953-2

Após o teste preliminar o mural é colocado na sala de testes e posicionado no interior da mesma conforme a figura abaixo.



Figura 112 - Posicionamento do mural com R 290 dentro da sala de testes

Depois o mural é carregado. Uma vez que o mural tem dificuldade no arranque, este só é ligado quando estiver 40% carregado. A carga está de acordo com o esquema abaixo, onde se vê de frente, alçado lateral e topo, perfazendo 235 kg de produto.

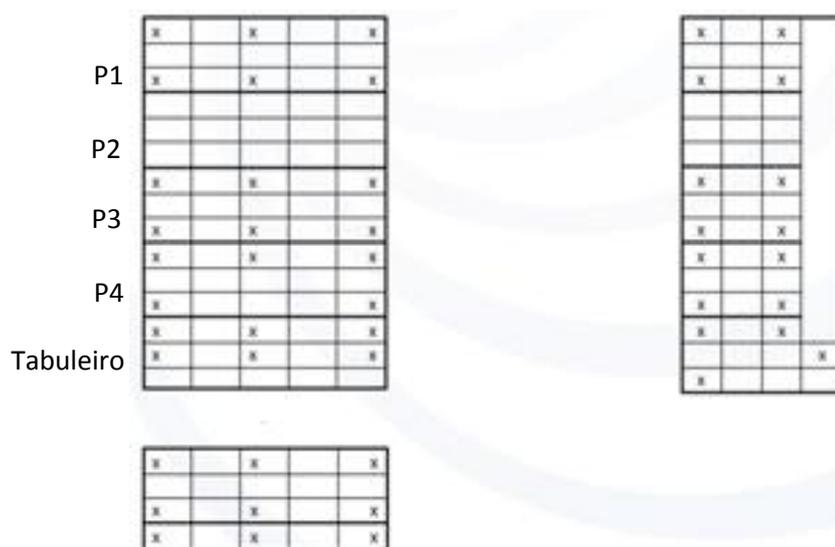


Figura 113 - Esquema de carga do mural com os pacotes-M assinalados

Como indica o esquema anterior estão assinalados os pacotes-M (para termopar) com um X.

São instalados todos os termopares para registo das temperaturas, ao todo serão 48, como se vê nas figuras abaixo.



Figura 114 - Pacotes com termopar inserido

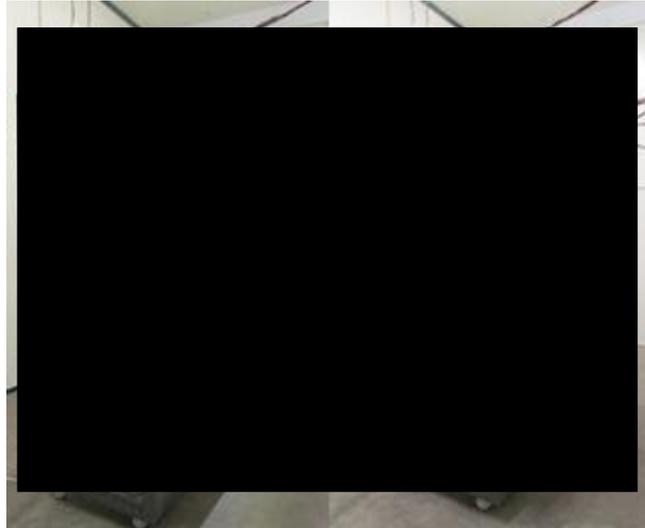


Figura 115 - Mural carregado e com termopares instalados nos pacotes

Os resultados deste teste são apresentados em dois grupos referentes aos períodos de teste descritos em 5.2.1.

Teste 24h aberto e iluminação ligada

Classe ambiental 3			
Valor médio da temperatura	Gráfico 7	Valor médio %HR	Gráfico 8
24,4°C		59,8%	

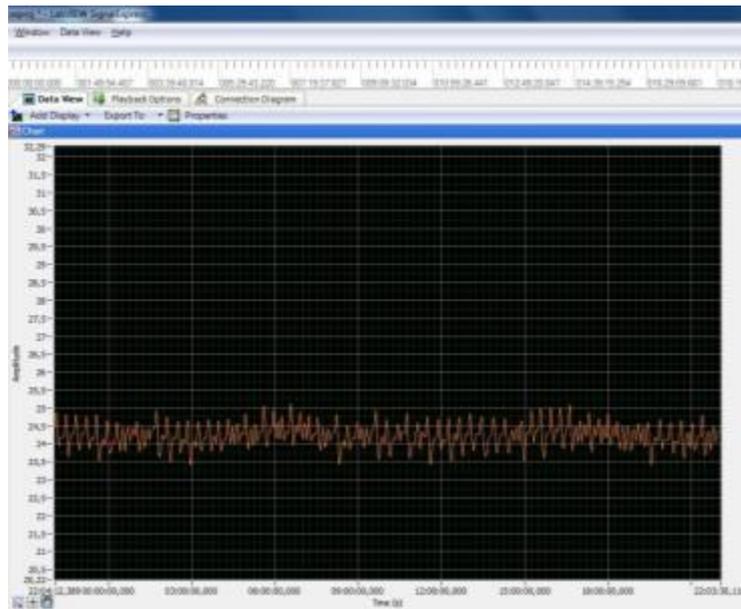


Gráfico 7 - Temperatura da sala registada durante o teste

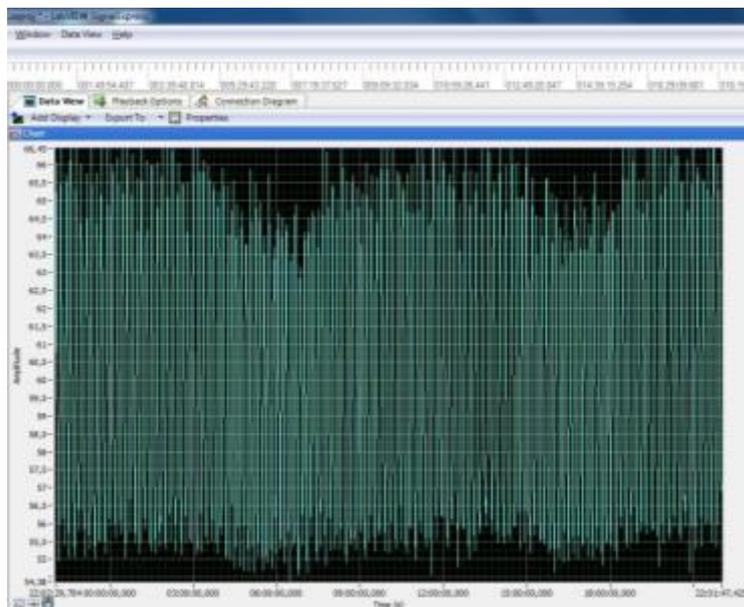


Gráfico 8 - Percentagem da humidade relativa da sala durante o teste

Temperaturas registadas	
Valor médio de todos os termopares	5,1°C
Valor do pacote-M mais quente	11,1°C
Valor do pacote-M mais frio	1,7°C

Seguem-se os gráficos com as temperaturas registadas na globalidade do mural e prateleira por prateleira estas últimas em anexo.

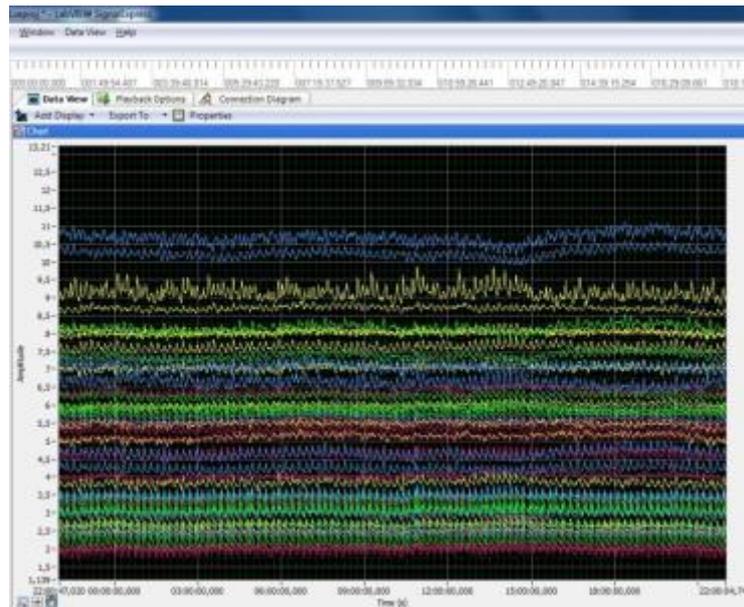


Gráfico 9 - Registro de todos os termopares durante o teste

A globalidade das prateleiras apresenta valores dentro da gama apontada para teste.

Observamos ainda oscilações nas linhas da temperatura nos pacotes de teste, função sobretudo das flutuações de temperatura na sala de testes.

Consumo elétrico

26,33 kWh/24h

Durante o teste foi registado o valor do consumo elétrico (Figura 116), importante para a comparação dos fluidos.



Figura 116 - Consumo elétrico registado durante o primeiro período de teste

Teste 24h com o mural 12h aberto e iluminação ligada e as 12h seguintes com cortina e iluminação desligada

Classe ambiental 3

Valor médio da temperatura	Gráfico 10	Valor médio %HR	Gráfico 11
24,4°C		60,0%	

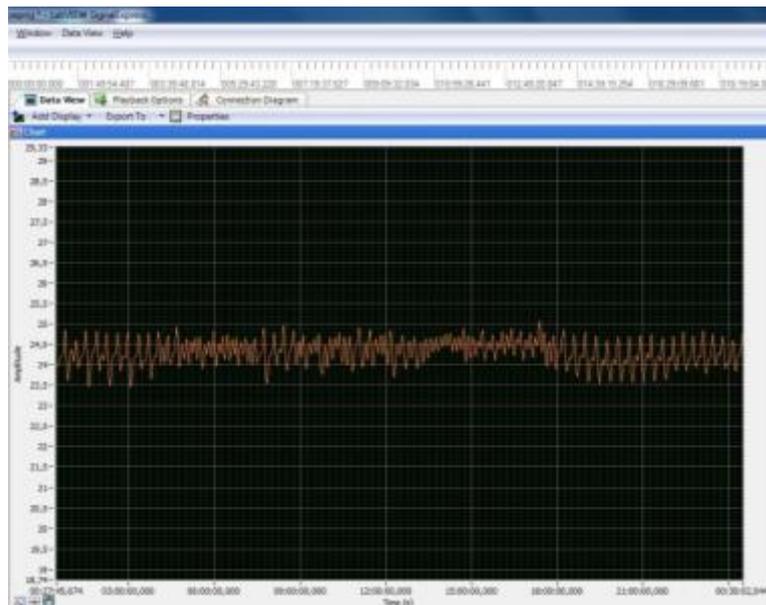


Gráfico 10 - Temperatura da sala registrada durante o teste

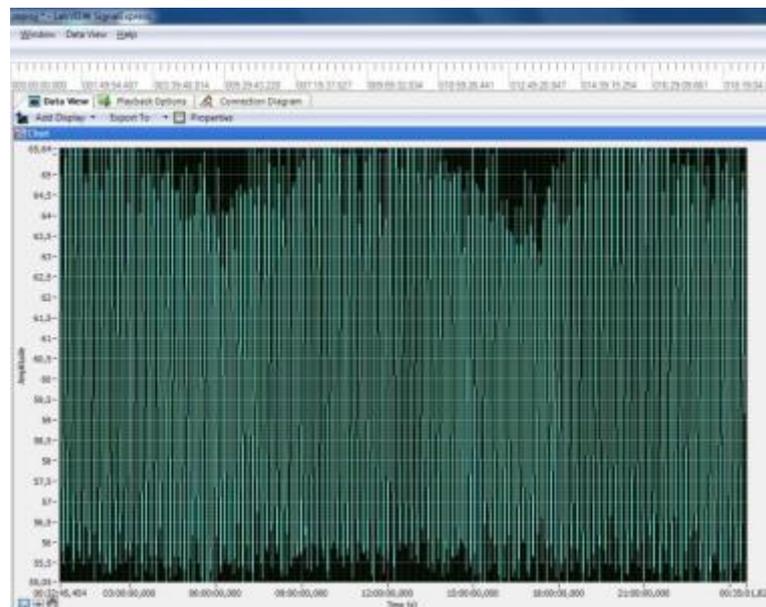


Gráfico 11 - Percentagem da humidade relativa da sala durante o teste

Temperaturas registadas	
Valor médio de todos os termopares	5,0°C
Valor do pacote-M mais quente	11,3°C
Valor do pacote-M mais frio	1,7°C

Seguem-se os gráficos com as temperaturas registadas na globalidade do mural e prateleira por prateleira estas últimas em anexo.

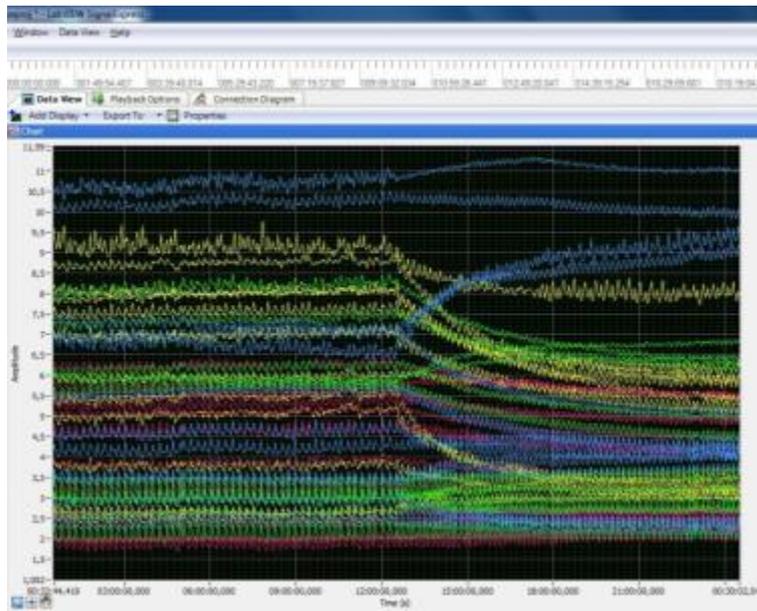


Gráfico 12 - Registro de todos os termopares durante o teste

Neste segundo período, apesar do uso da cortina, a temperatura média dos pacotes de teste apenas diminuiu 0,1°C. Apesar da melhoria, esta resulta de uma análise global, uma vez que há pacotes cuja temperatura subiu após uso da cortina, protegendo assim da infiltração do ar.

Consumo elétrico
23,59 kWh/24h

Durante o teste foi registado o valor do consumo elétrico (fig. 117), importante para a comparação dos fluidos.

Verifica-se que o uso da cortina reduz o consumo em cerca de 10%.



Figura 117 - Consumo elétrico registado neste segundo período de teste

5.3. Comparação dos resultados obtidos

Sendo o objetivo que o aparelho funcionasse dentro da gama $[4;7]^{\circ}\text{C}$, e que com o uso do R 290 consumisse menos energia, importa comparar esses dados.

Temos que para desempenhos próximos em termos de temperatura média o aparelho com R 290 consumiu de fato menos energia em ambos os períodos.

Tabela 26 - Comparação dos resultados obtidos nos testes com os dois frigorigêneos

1.º período de teste		
	R 404A	R 290
Temperatura média dos pacotes	5,0°C	5,1°C
Consumo elétrico	28,75 kWh/24h	26,33 kWh/24h
2.º período de teste		
	R 404A	R 290
Temperatura média dos pacotes	4,9°C	5,0°C
Consumo elétrico	27,11 kWh/24h	23,59 kWh/24h

6. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo principal desenvolver, e testar comparativamente um equipamento de refrigeração comercial usando os fluidos R 290 e R 404A, no seio da empresa HYDRACOOILING.

Para o desenvolvimento, foi necessário estudar os frigorigéneos, selecionar componentes, e novas soluções construtivas.

Por fim foram executados testes, dos quais se tiram as seguintes conclusões:

- O aparelho teve comportamento semelhante com os dois fluidos.
- Durante o teste no túnel verificou-se que o evaporador usado é insuficiente uma vez que o funcionamento se revelou muito instável e sem conseguir atingir a temperatura na fase de arranque.
- No teste no túnel para desempenhos semelhantes o equipamento com R 290 usou 474g de fluido, aproximadamente metade do usado com R 404A.
- Tendo sido semelhante o desempenho durante o teste no túnel para os dois fluidos, verificou-se que o aparelho com R 290 funciona numa gama de pressões mais apertada, sendo que a linha de alta pressão indicou uma pressão muito baixa (11 bar), indiciando um condensador sobredimensionado ou evaporador subdimensionado.
- O tempo de funcionamento do aparelho com R 290 é maior em duas vezes, uma vez que com o R 404A funciona cerca de 6 min. E com o R 290 funciona cerca de 12min. 30s.
- Durante os testes ISO 23953-2 registaram-se comportamentos semelhantes ao nível de temperaturas nos pacotes-M, para uma gama de temperaturas de [4,7]°C, sendo aceitável o seu desempenho.
- O registo de consumos elétricos durante os testes ISO 23953-2 revelaram, um menor consumo do equipamento com R 290, confirmando o potencial de economia usando este fluido.
- Os testes ISO 23953-2 indicam que o equipamento com R 290 apresenta um consumo 24h de 26,3 kWh/24h no primeiro período e 23,6 kWh/24h no segundo período, 10% e 15% respetivamente menor comparando com o R 404A, tendo atingido uma temperatura média nos pacotes-M de 5,0°C.

7. TRABALHO FUTURO

A realização deste trabalho permitiu perceber o potencial dos equipamentos de refrigeração comercial com o frigorigéneo R 290.

Contudo e após a análise dos resultados mais passos terão de ser dados no sentido de melhoria contínua do equipamento, nomeadamente o controlo do ciclo, através de alterações de capilar.

Como trabalho futuro são apresentados os seguintes passos a dar:

- Testar o equipamento com o R 290.
- Testar o equipamento com o R 290 e no entanto com o R 404A.
- Estudar a gama de pressões de funcionamento ideal do R 290.
- Realizar testes comparativos com o R 404A.

8. REFERÊNCIAS

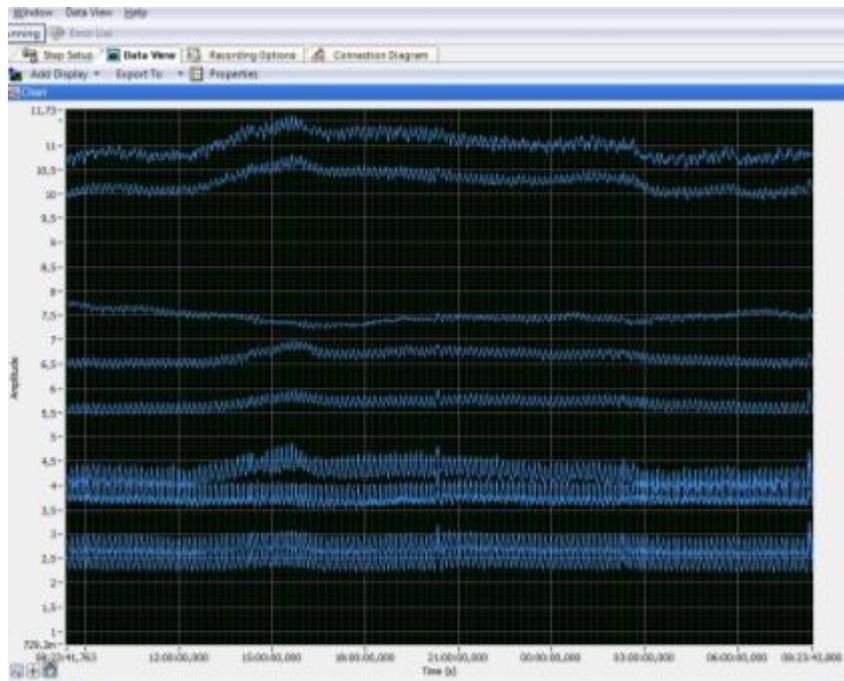
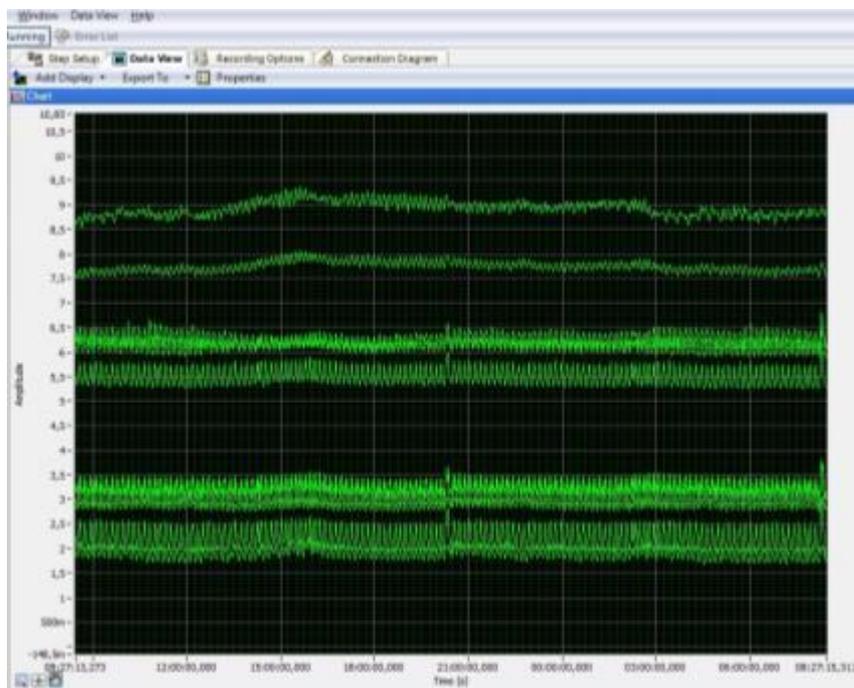
1. *GUIDE to Natural Refrigerants - Market Growth for Europe*. s.l. : Shecco Publications, 2012.
2. [Online] [Citação: 11 de Março de 2013.] <http://www.slideshare.net/Bteruel/historia-da-refrigerao>.
3. [Online] [Citação: 11 de Março de 2013.] ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/1_INTRODUCAO.pdf.
4. [Online] [Citação: 11 de Março de 2013.] https://www.google.com.br/search?q=monitor+top+ge&hl=pt-BR&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ei=aMRVUt2xM8jD7Ab7kYBQ&ved=0CAkQAUoAQ&biw=1280&bih=685&dpr=1#facrc=_&imgdii=_&imgrc=RHynWZQDXJkqvM%3A%3BBdF-gxam1Ma4MM%3Bhttp%253A%252F%252Fwikienergia.com%252F~edp%252.
5. **BOLES, Michael A. e ÇENGEL, Yunus A.** *Termodinâmica*. 6ª. s.l. : McGraw-Hill, 2009.
6. [Online] [Citação: 20 de Maio de 2013.] <http://www.refrinortebn.com.br/?pagina=produtos&code=15>.
7. [Online] [Citação: 10 de Janeiro de 2013.] http://nptel.iitm.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT%20Kharagpur/Ref%20and%20Air%20Cond/New_index1.html.
8. *Eco Design requirements for EuPs*. [Bio Intelligence Service] s.l. : Comissão Europeia, Maio 2011.
9. *35ChoiceandselectioncriteriaofrefrigerantsRistoCiconkov*. [pdf] 2013.
10. [Online] [Citação: 11 de Janeiro de 2013.] <http://www.bayer.pt/ebbsc/cms/pt/index.html>.
11. [Online] [Citação: 15 de Janeiro de 2013.] <http://blogdoprofessorcarlao.blogspot.pt/2008/12/processos-industriais-automao-aula-05.html>.
12. [Online] [Citação: 15 de Janeiro de 2013.] <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAePIAK/compressores-ar-acessorios>.
13. [Online] [Citação: 15 de Janeiro de 2013.] http://www.feng.pucrs.br/lsvm/alunos/luc_gab/compressores.html#C.
14. [Online] [Citação: 15 de Janeiro de 2013.] <http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/ref1.pdf>.
15. [Online] [Citação: 20 de Maio de 2013.] <http://frigorificos.pt351.com/html/?pageid=408&title=S%C9RIE%20700%20-%20ECOGASTRO%20%7C%20Pizza>.
16. [Online] [Citação: 18 de Janeiro de 2013.] http://www.carel.com.br/e2v_1.html.
17. [Online] [Citação: 18 de Janeiro de 2013.] http://www.danfoss.com/Portugal/BusinessAreas/Refrigeration+and+Air+Conditioning/Products_pdf/Thermostatic+Expansion+Valves.htm.

18. [Online] [Citação: 18 de Janeiro de 2013.]
<http://pt.scribd.com/doc/52930272/26/Valvulas-de-Expansao>.
19. [Online] [Citação: 15 de Janeiro de 2013.]
<http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/ref1.pdf>.
20. [Online] [Citação: 19 de Janeiro de 2013.]
http://www.refrigeracao.net/Topicos/filtro_seca.htm.
21. [Online] [Citação: 20 de Janeiro de 2013.]
http://www.ebmpapst.pt/media/content/products/downloads_1/centrifugal_fans/Centrifugal_fans_AC.pdf.
22. [Online] [Citação: 20 de Janeiro de 2013.]
http://www.carel.com/carelcom/web/eng/catalogo/gamma_dett.jsp?id_gamma=44.
23. **ASHRAE**. *Handbookrefrigeration*. 2006.
24. **G-1**. *PIEI- Projeto HYDRUM*. 2012.
25. *Integradora VIII- Desenvolvimento de um mural usando o R 290*. 2012.
26. **LOBARINHAS, Pedro**. Apontamentos de Frio Industrial. s.l. : Universidade do Minho, 2013.
27. **Dae-Hyun, Jin, Radermacher, Reinhard e Hwang, Yun** . *COMPARISON OF HYDROCARBON R-290 AND TWO HFC BLENDS R-404^a AND R-410A FOR MEDIUM TEMPERATURE REFRIGERATION APPLICATIONS*. s.l. : Department of Mechanical Engineer University of Maryland, 2004.
28. **Zgliczynski, Marek**. *Using Natural Refrigerants*. 2009.
29. Norma EN 378-1.
30. Catálogo Elco.
31. Catálogo ebmpapst.

9. BIBLIOGRAFIA

- BOLES, Michael A. e ÇENGEL, Yunus A.** *Termodinâmica*. 6^a. s.l. : McGraw-Hill, 2009
- DIAS, João ; RIBEIRO, Carlos Tavares , SILVA, Arlindo e SOUSA, Luís** *Desenho Técnico Moderno*. 3^a. s.l. : Lidel, 2004.
- LOBARINHAS, Pedro.** Transferência de Calor, apontamentos, Universidade do Minho 2008/2009.
- LOBARINHAS, Pedro.** Apontamentos de Frio Industrial. s.l. : Universidade do Minho, 2011/2012
- LOBARINHAS, Pedro.** Mecânica dos fluidos, apontamentos, Universidade do Minho 2007/2008.
- NUNES, Amaral.** Ventilação Industrial, apontamentos, Universidade do Minho 2010/2011.
- TEIXEIRA, José Carlos.** Instalações térmicas, apontamentos, Universidade do Minho 2010/2011.
- TEIXEIRA, José Carlos.** Energética Industrial, apontamentos, Universidade do Minho 2008/2009.
- WHITE, Frank.** *Mecânica dos fluidos*: Lidel, 2005.

10. ANEXO – GRÁFICOS

Teste segundo a norma ISO 23953-2**Teste 24h aberto e iluminação ligada para aparelho com R 404A****Gráfico 13 - Registro das temperaturas na prateleira 1****Gráfico 14 - Registro das temperaturas na prateleira 3**

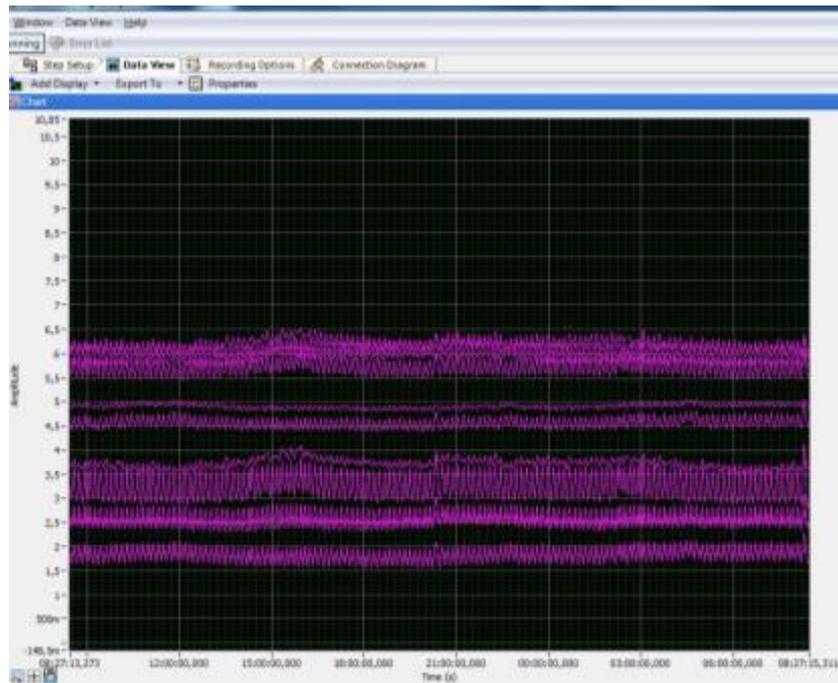


Gráfico 15 - Registo das temperaturas na prateleira 4

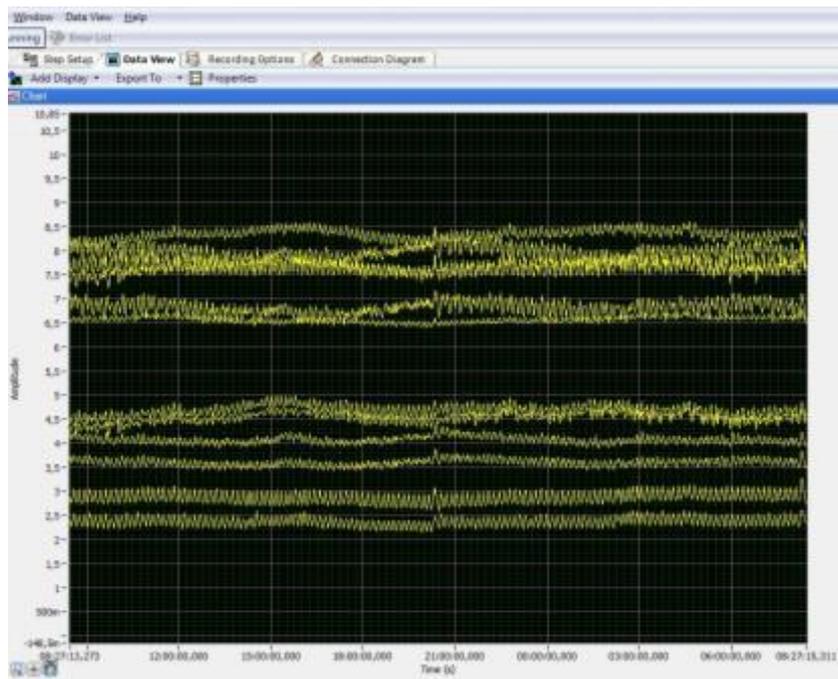


Gráfico 16 - Registo das temperaturas na prateleira 5

Teste 24h com o mural 12h aberto e iluminação ligada e as 12h seguintes com cortina e iluminação desligada, para aparelho com R 404A

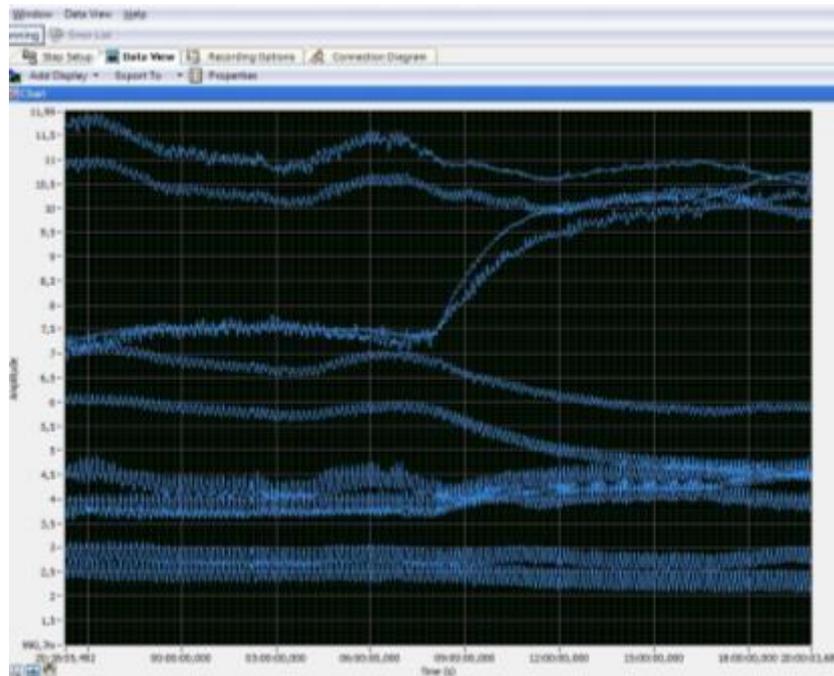


Gráfico 17 - Registo das temperaturas na prateleira 1

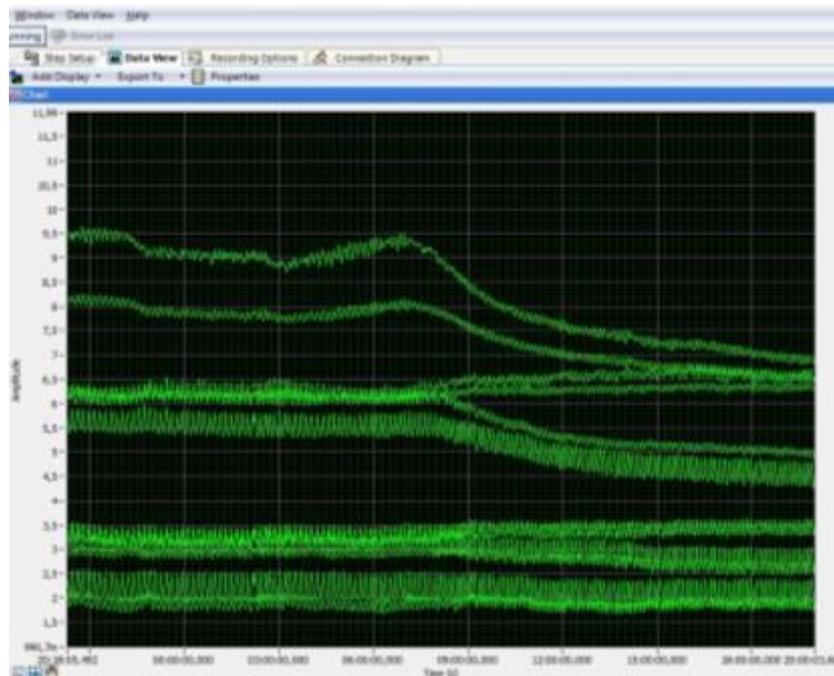


Gráfico 18 - Registo das temperaturas na prateleira 3

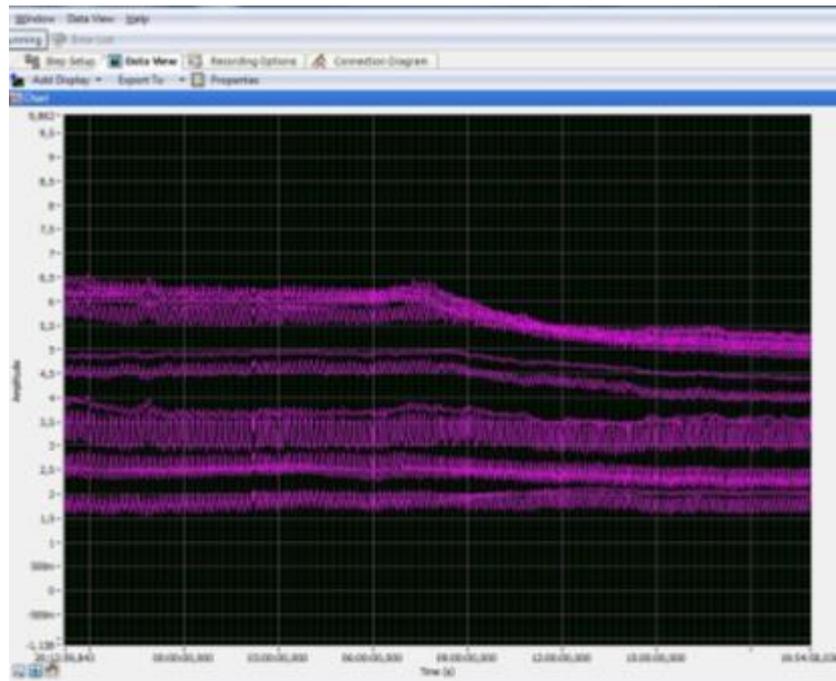


Gráfico 19 - Registro das temperaturas na prateleira 4

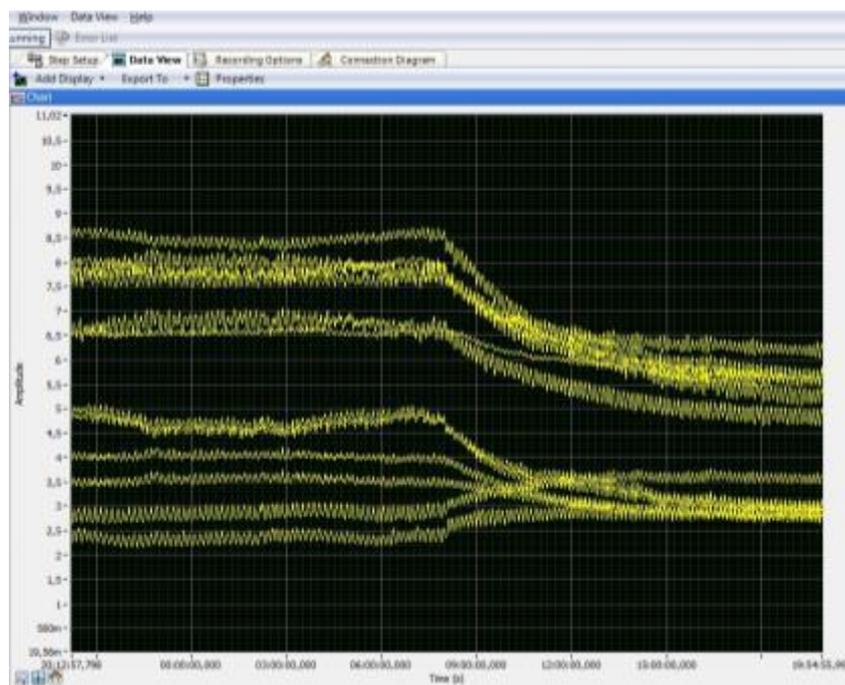


Gráfico 20 - Registro das temperaturas na prateleira 5

Teste segundo a norma ISO 23953-2

Teste 24h aberto e iluminação ligada para aparelho com R 290

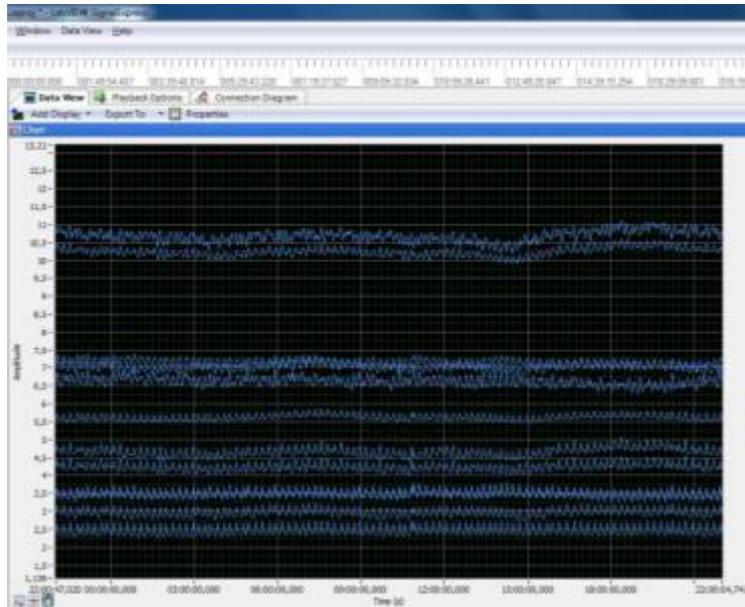


Gráfico 21 - Registro da temperatura na prateleira 1

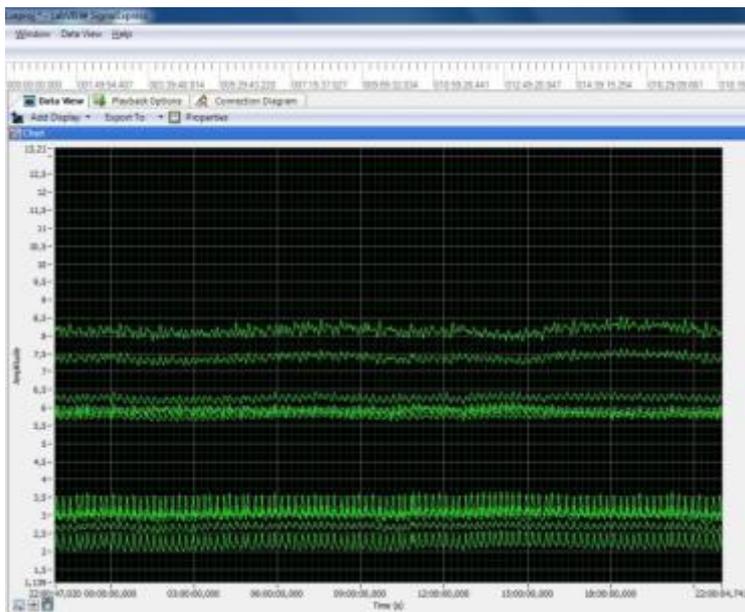


Gráfico 22 - Registro da temperatura na prateleira 3

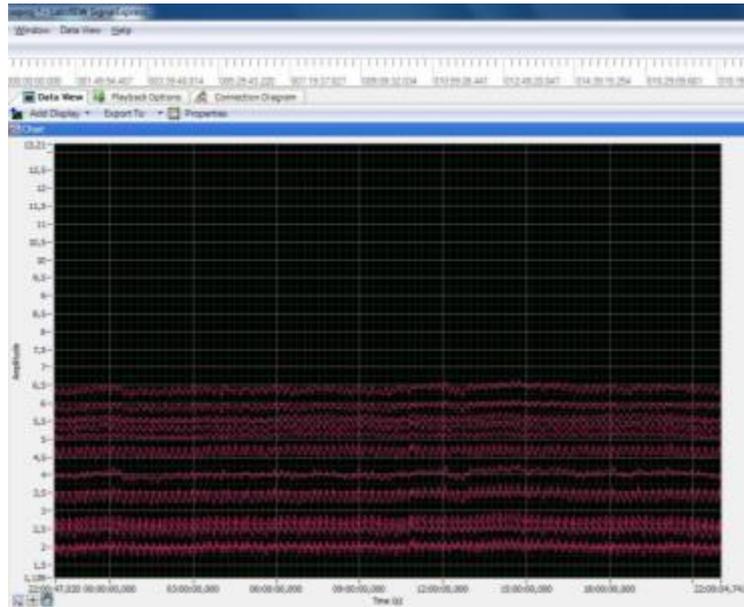


Gráfico 23 - Registro da temperatura na prateleira 4

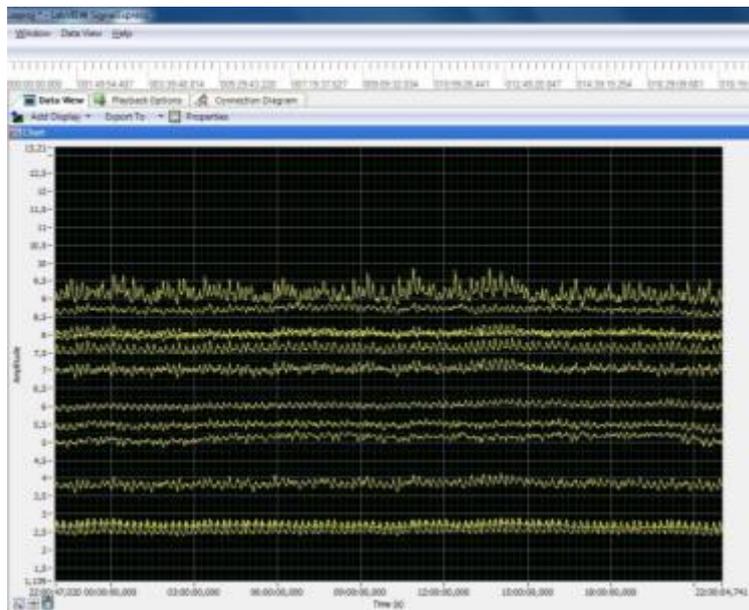


Gráfico 24 - Registro da temperatura na prateleira 5

Teste 24h com o mural 12h aberto e iluminação ligada e as 12h seguintes com cortina e iluminação desligada para aparelho com R 290

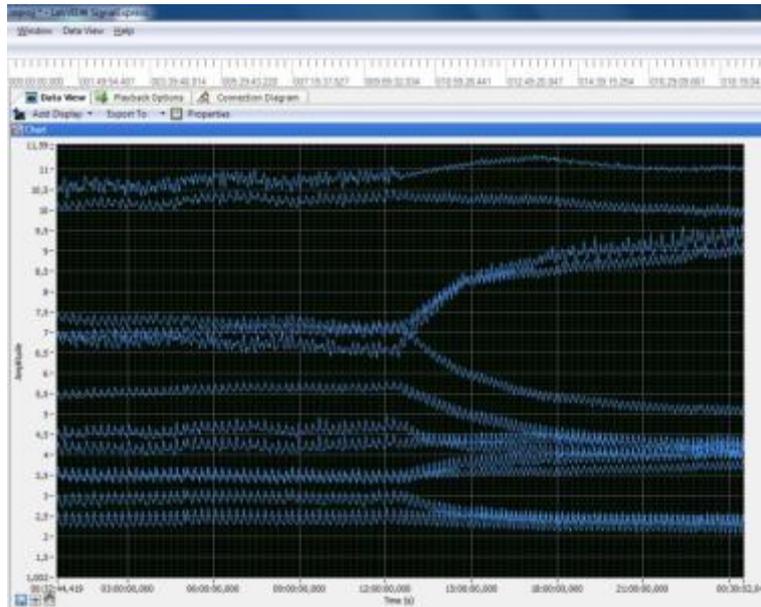


Gráfico 25 - Registro da temperatura na prateleira 1

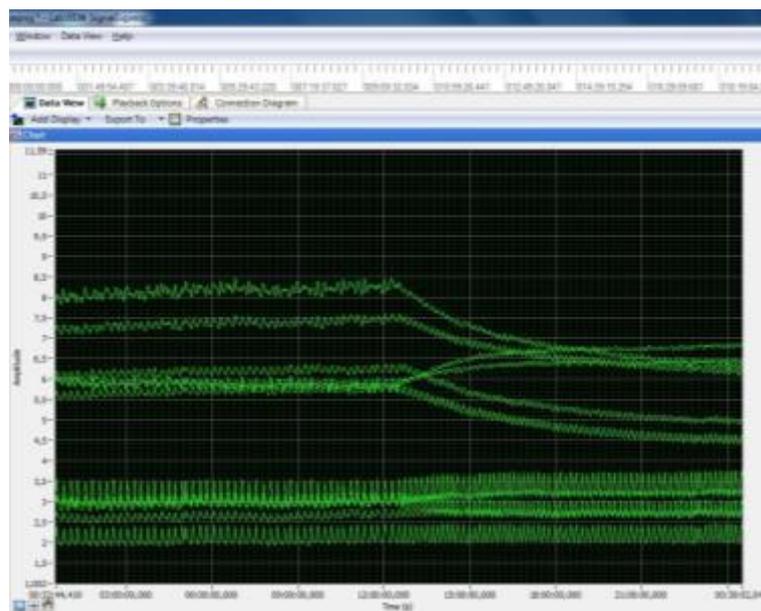


Gráfico 26 - Registro da temperatura na prateleira 3

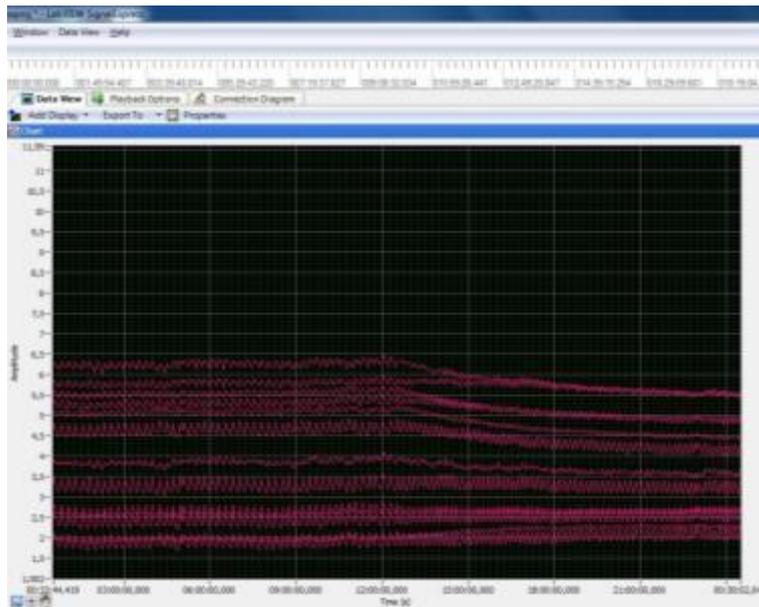


Gráfico 27 - Registo da temperatura na prateleira 4

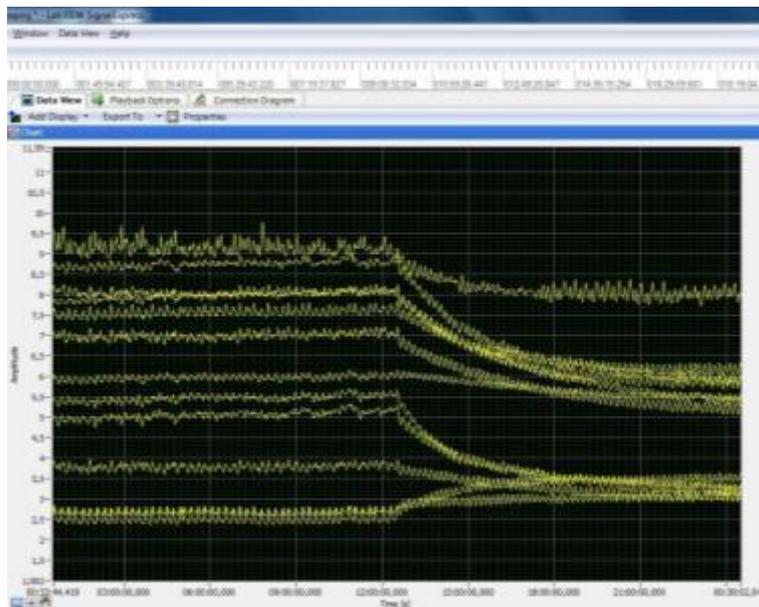


Gráfico 28 - Registo da temperatura na prateleira 5