



Otimização dos Sistemas de Refrigeração da Indústria Frisalgados - Fabrico e Distribuição de Produtos Alimentares, Lda.

Cristina de Jesus Cerqueira da Silva

Orientadores

José Nunes

Christophe Coimbra

Dissertação apresentada à Escola Superior Agrária do Instituto Politécnico de Castelo Branco para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Inovação e Qualidade na Produção Alimentar, realizada sob a orientação científica do Mestre José Nunes, Professor Adjunto do Instituto Politécnico de Castelo Branco.

Abril de 2014

Composição do júri

Presidente do júri

Doutor Paulo Manuel Pires Águas

Escola Superior Agrária - Instituto Politécnico de Castelo Branco

Vogais

Mestre José Nunes, ESA-IPCB

Escola Superior Agrária - Instituto Politécnico de Castelo Branco

Doutor Luís Pedro Mota Pinto de Andrade

Escola Superior Agrária - Instituto Politécnico de Castelo Branco

Agradecimentos

Em primeiro lugar, quero agradecer aos meus pais por todo o esforço que fizeram ao longo destes anos de universidade, durante e após a realização do presente estágio, por toda a confiança e incentivo, pois sem eles nada disto era possível.

Ao Bruno, por todo o apoio, confiança e incentivo em todas as horas e momentos bons e menos bons, mostrando-me sempre que era capaz de chegar até aqui.

Ao professor José Nunes, por ter aceite ser orientador do presente estágio, por toda a disponibilidade, acompanhamento e ajuda dedicada.

Ao Engenheiro Christophe, gerente da empresa Frisalgados - Fabrico e Distribuição de Produtos Alimentares Lda, por me ter recebido como estagiária e por toda a disponibilidade e ajuda dada ao longo do presente estágio.

A Eng. Cátia Nogueira, por todo o acompanhamento na empresa durante o estágio, a disponibilidade demonstrada e por todo o esclarecimento de dúvidas surgidas.

A toda a equipa de trabalho da empresa por me terem acolhido com um sorriso.

A todos aqueles que direta ou indiretamente colaboraram e apoiaram este trabalho.

Um Obrigado a Todos!

“No meio de qualquer dificuldade encontra-se a oportunidade”

Albert Einstein

Resumo

Devido à crescente consciencialização perante a sustentabilidade ambiental, a situação económica atual e o aumento constante do preço da energia elétrica que se tem verificado, cada vez mais, são realizados diferentes estudos com vista a melhoria da eficiência energética das indústrias.

Tendo em conta que os sistemas de refrigeração são os principais consumidores de energia elétrica no seio das empresas alimentares, a presente dissertação teve como principal objetivo, a análise e otimização destes sistemas numa empresa de fabrico de produtos alimentares, procurando assim, identificar e corrigir eventuais causas que contribuem para a diminuição da eficiência energética da empresa.

Numa primeira análise, recorreremos à informação contida nas faturas de energia elétrica dos últimos três anos e aos valores da temperatura ambiente. Os resultados demonstram que, a temperatura exterior tem um grande impacto no consumo de energia da empresa, causado pelo maior tempo de operação dos sistemas de refrigeração. Devido a deficiências de vedação das portas e ao mau isolamento das câmaras de refrigeração, constatou-se um aumento das cargas térmica para o interior das instalações e conseqüentemente para o interior das câmaras de refrigeração.

Em segundo lugar, foram recolhidas as temperaturas e humidades relativas das diferentes salas de fabrico e câmaras de frio através da utilização de data loggers. Os resultados obtidos, permitem-nos concluir que as temperaturas obtidas nestes espaços, eram maioritariamente aceitáveis, tendo-se considerado que na sala do embalamento as temperaturas obtidas eram um pouco altas para o fim a que se destinavam.

Por fim, procurou-se identificar as pontes térmicas nas paredes das câmaras de refrigeração e nas vedações das portas através da técnica de termografia, tendo-se constatado que existiam muitas pontes térmicas nas vedações das portas, nas paredes das câmaras e nos isolamentos e uniões dos painéis sandwich.

Da análise efetuada, conclui-se, que a empresa apesar de trabalhar com as condições ambientais desejadas no interior das câmaras, gasta muita energia elétrica para obter essas condições. Assim, a eficiência energética e a competitividade da empresa pode aumentar mediante a aplicação de medidas simples, tais como: eliminação das pontes térmicas identificadas, substituir as vedações das portas, reforçar a resistência e o isolamento do chão das câmaras, melhorar a manutenção dos sistemas de refrigeração, melhorar os isolamentos das paredes das infraestruturas da empresa, nomeadamente a cobertura para impedir a entrada de elevada carga térmica para o seu interior.

Palavras chave

Indústrias alimentares, Refrigeração; Ultracongelamento, Cargas térmicas; Eficiência Energética.

Abstract

Due to the growing awareness towards environmental sustainability, the current economic situation and the constant increase in the price of electricity that has been seen, more often, different studies are made, in order to improve energy efficiency in industries.

Given that the cooling systems are major consumers of electricity within the food business, this thesis aimed to the analysis and optimization of these systems in a manufacturing company of food, thus seeking to identify and correct any causes that contribute to reducing the energy efficiency of the company.

In a first analysis, we used the information contained in electricity bills for the last three years and the values of the ambient temperature. The results show that the temperature outside has a large impact on the power consumption of the company, caused by extended operation of refrigeration systems. Due to deficiencies of sealing the doors and poor insulation of refrigeration chambers, there was an increase in thermal loads to the interior of the premises and consequently to the chambers cooling.

Secondly, the temperatures were collected and relative humidities rooms of different manufacture and cold storage through the use of data loggers. The results allow us to conclude that the temperatures obtained in these areas, were mostly acceptable, and it is considered that in the packing room temperatures obtained were a little high for the purpose it was intended.

Finally, we sought to identify the thermal bridges in the walls of the cooling chamber and the door seals using the technique of thermography, and it was found that there were many thermal bridges in the door seals, the chamber walls and insulation and fittings of sandwich panels.

From the analysis performed, it is concluded that the company despite working with the desired environmental conditions inside the chambers, spends a lot of power for these conditions. Thus, energy efficiency and competitiveness of the company can be increased by the application of simple measures, such as elimination of thermal bridges identified, replace the door seals, strengthen resistance and insulation of the floor of the chambers, improve maintenance of refrigeration systems improve the insulation of the walls of the enterprise infrastructure, such as coverage to prevent the entry of high thermal load into it.

Keywords

Food industries, Refrigeration, deep-freezing, thermal loads; Energy Efficiency

Índice geral

Agradecimentos	V
Resumo	IX
Abstract.....	X
Índice de figuras.....	XIII
Índice de tabelas	XV
Índice de equações	XVII
Lista de abreviaturas, siglas e acrónimos.....	XIX
Capítulo 1- Introdução	1
1.1-Perspetiva geral.....	1
1.2 - O problema em estudo e a sua relevância	2
1.3 - Revisão bibliográfica.....	2
1.3.1- Estudos experimentais	3
1.3.2- Estudos numéricos	4
1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação	6
1.5. Organização da dissertação	7
Capítulo 2 - A refrigeração nos estabelecimentos agro-alimentares	9
2.1- Introdução.....	9
2.2- Aplicação de baixas temperaturas nos estabelecimentos agro-alimentares.....	9
2.3- Sistemas de refrigeração.....	10
2.4- Coeficiente de performance (COP).....	16
2.5- Cargas térmicas	17
2.5.1- Carga térmica de transmissão	18
2.5.2- Carga térmica por infiltração.....	20
2.5.3- Carga dos produtos.....	23
2.5.4- Cargas internas	25
2.5.4.1- Seres Humanos	25
2.5.4.2- Iluminação	25
2.5.4.3- Motores elétricos.....	26
2.5.5- Cargas do equipamento de refrigeração.....	26
2.5.6- Cargas devidas a descongelação	27
2.5.7- Carga Total.....	27
Capítulo 3 - Material e métodos.....	29

3.1- Descrição da empresa.....	29
3.2 Características das infraestruturas	30
3.3- Descrição do processo produtivo	30
3.4- Instalações frigoríficas da empresa	32
3.4- Metodologia de trabalho.....	38
3.4.1- Equipamentos de medida.....	38
3.4.2- Dados recolhidos	39
Capítulo 4 - Discussão e apresentação de resultados	43
4.1- Consumos de energia	43
4.2- Temperaturas e Humidades Relativas (HR).....	50
4.2.1- Salas de fabrico.....	51
4.2.2- Embalamento/Cais de expedição	55
4.2.3- Câmaras de refrigeração.....	56
4.2.4- Câmaras de congelação/Túnel de congelação	58
4.2.5- Antecâmara/Sala de desperdícios alimentares	62
4.3- Identificação de perdas térmicas.....	63
4.3.1- Portas das áreas refrigeradas	63
4.3.2- Interior das áreas refrigeradas	65
Capítulo 5 - Conclusão	69
5.1- Sugestões para trabalhos futuros.....	70
Referências bibliográficas	71

Índice de figuras

Figura 2.1: Diagrama de Mollier	11
Figura 2.2: Sistema termodinâmico da máquina frigorífica	11
Figura 2.3: Sistema de refrigeração por compressão a vapor	13
Figura 2.4: Sistema de expansão direta.....	15
Figura 2.5: Sistema de expansão indireta.....	15
Figura 2.6: Sistema de climatização com circuito primário(split).....	15
Figura 2.7: Sistema VRV de 3 tubos com recuperação de energia.....	16
Figura 2.8: Ciclo termodinâmico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.	17
Figura 2.9: Gráfico de calor sensível para o cálculo da carga de infiltração devido à abertura de portas.....	23
Figura 3.1: Fachada principal da empresa	29
Figura 3.2: Constituição do Painel Sandwich	30
Figura 3.3: Fluxograma geral de fabrico	31
Figura 3.4: Planta das instalações da empresa.....	32
Figura 3.5: Ventilador Centauro	33
Figura 3.6: Ventilador António Seveso S.P.A.....	33
Figura 3.7: Compressores lado esquerdo 1	33
Figura 3.8: Compressores lado esquerdo 2.....	33
Figura 3.9: Compressores lado direito 1	34
Figura 3.10: Compressores lado direito 2.....	34
Figura 3.11: Condensadores lado esquerdo 1	34
Figura 3.12: condensadores lado esquerdo 2.....	34
Figura 3.13: condensadores lado direito.....	34
Figura 3.14: Interior da câmara de conservação 1	35
Figura 3.15: Interior da câmara de conservação 1	35
Figura 3.16: Interior da câmara de conservação 3	36
Figura 3.17: Evaporador da sala de desperdícios	36
Figura 3.18: Evaporador da câmara de congelação	36
Figura 3.19: Evaporador da câmara do produto	36
Figura 3.20: Ventilador túnel de congelação.....	37
Figura 3.21: Armário de congelação.....	37
Figura 3.22: Compressor do armário de congelação	37
Figura 4.1: Gráfico relativo a energia consumida nos diferentes períodos horários	45
Figura 4.2a: Gráfico relativo a evolução dos consumos de energia versus produção (2010/2011).....	46
Figura 4.2b: Gráfico relativo a evolução dos consumos de energia versus produção (2011/2012).....	47
Figura 4.3a: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus temperatura exterior (2010/2011).....	47
Figura 4.3b: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus temperatura exterior (2011/2012).....	48
Figura 4.4a: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus produção (2010/2011).....	49

Figura 4.4b: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus produção (2011/2012)	49
Figura 4.5: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética em 2012 e 2013.....	50
Figura 4.6 a: Diagrama sala de fabrico 1-secção1	51
Figura 4.6 b: Diagrama sala de fabrico 1-secção2.....	52
Figura 4.6 c: Diagrama sala de fabrico 2-secção1.....	53
Figura 4.6 d: Diagrama sala de fabrico 2-secção2.....	54
Figura 4.7 a: Diagrama sala de embalamento.....	55
Figura 4.7 b: Diagrama cais de expedição	56
Figura 4.8 a: Diagrama câmara de refrigeração 1	56
Figura 4.8 b: Diagrama câmara de refrigeração 2.....	57
Figura 4.8 c: Diagrama câmara de conservação 3.....	58
Figura 4.9 a: Diagrama câmara de congelação 1.....	59
Figura 4.9 b: Diagrama câmara de congelação do produto final.....	59
Figura 4.10: Temperaturas recolhidas no mês de fevereiro referentes a câmara do produto final	60
Figura 4.9 c: Diagrama túnel de congelação antes da reparação	60
Figura 4.9 d: Diagrama túnel de congelação depois da reparação.....	60
Figura 4.11 a: Diagrama antecâmara	61
Figura 4.11 b: Diagrama sala desperdícios alimentares	62
Figura 4.12: Porta da câmara de refrigeração 2.....	64
Figura 4.13: Porta do embalamento lado dos folhados	64
Figura 4.14: Porta da câmara de refrigeração 1.....	65
Figura 4.15: Chão túnel de congelação antes da reparação	65
Figura 4.16: Teto da antecâmara.....	65
Figura 4.17: Parede da câmara de refrigeração 3	66
Figura 4.18 a: Canto da câmara de refrigeração 1	66
Figura 4.18 b: Canto da câmara de refrigeração 3.....	67

Índice de tabelas

Tabela 2.1: Principais tipos de sistemas de refrigeração.....	12
Tabela 2.2: Condutibilidades térmicas de alguns materiais isolantes.....	20
Tabela 2.3- Determinação do fator R_s utilizado no cálculo do calor sensível para as cargas de infiltração.....	22
Tabela 3.1: Ciclo diário.....	40
Tabela 3.2: Ciclo semanal.....	41
Tabela 4.1a: Consumos energéticos	43
Tabela 4.1b: Consumos energéticos.....	44

Índice de equações

Equação 2.1: Coeficiente de performance.....	16
Equação 2.2: Carga térmica devido à transmissão de calor.....	18
Equação 2.3: Coeficiente global de transmissão de calor	19
Equação 2.4: Resistência térmica de cada material nas paredes.....	19
Equação 2.5: Carga térmica por infiltração.....	20
Equação 2.6: Carga de refrigeração sensível e latente	21
Equação 2.7: Fator de abertura de porta	21
Equação 2.8: Carga térmica dependente do produto armazenado.....	24
Equação 2.9: Carga térmica devida à respiração do produto armazenado	24
Equação 2.10: Carga termica de calor sensível dos produtos.....	24
Equação 2.11: Carga térmica devida aos seres humanos	25
Equação 2.12: Carga térmica devida à presença de lâmpadas	25
Equação 2.13: Carga térmica devida a motores elétricos.....	26
Equação 2.14: Calor equivalente do equipamento em funcionamento	26
Equação 2.15: Carga térmica devida a motores que se encontrem dentro do espaço refrigerado e as máquinas acionadas no exterior	26
Equação 2.16: Carga térmica devida a libertação de calor durante o funcionamento do equipamento de refrigeração.	27
Equação 3.1: Indicador de eficiência energética (IEE).....	40

Nomenclatura

A	Área	[m ²]
C	Calor específico	[kJ/kg ^o C]
C _r	Calor de respiração/ fermentação	[J/(Ton.dia)]
D _f	Fator de fluxo na porta	
D _t	Fator do tempo de abertura da porta	
F _{LM}	Fator de carga do motor	
F _{UM}	Fator de utilização do motor	
h	Coefficiente de convecção	[W/m ^{2o} C]
H	Altura	[m]
L	Largura	[m]
m	Massa	[kg]
p	Pressão	[Pa]
P _{lum}	Potencia instalada de iluminação	[W/m ²]
P _p	Número de passagens	
P _e	Potência elétrica	[W]
P _{vent}	Potência de cada ventilador	[W]
Q	Calor	[J]
Q _H	Calor transferido no condensador	[J]
Q _I	Calor transferido no evaporador	[J]
Q _L	Calor latente	[J/kg]
\dot{Q}	Carga térmica	[W]
\dot{Q}_{cond}	Carga térmica através de paredes, teto e pavimento	[W]
\dot{Q}_{ilum}	Carga térmica de iluminação	[W]
\dot{Q}_{inf}	Carga térmica de infiltração	[W]
$\dot{Q}_{L/S}$	Carga térmica latente e sensível	[W]
\dot{Q}_{mot}	Carga térmica do motor	[W]
\dot{Q}_{ocup}	Carga térmica de ocupação	[W]
\dot{Q}_{prod}	Carga térmica dos produtos	[W]
$\dot{Q}_{R/F}$	Carga térmica devida a respiração/fermentação	[W]
\dot{Q}_{vent}	Carga térmica dos ventiladores	[W]
R _i	Resistência térmica do elemento i	[m ² °C/ W]
R _s	Fator de calor sensível para cálculo das infiltrações de ar	
t _a	Tempo de abertura da porta	[h]

t_{evap}	Tempo de funcionamento do evaporador	[h]
t_{lum}	Tempo em que as lâmpadas estão ligadas	[h]
T	Temperatura	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² °C]
W	Trabalho	[J]
x	Espessura	[m]
x_i	Espessura do elemento i	[m]

Símbolos gregos

ε	Eficiência dos dispositivos contra infiltrações de ar	
η	Rendimento	
λ_i	Condutividade térmica para o elemento i	[W/ m°C]
Δ	Diferença	
ΔT	Diferença de temperatura inicial e final	[°C]
θ_d	Período de tempo diário	[h]
θ_0	Tempo de porta aberta	[min]
θ_p	Tempo de abertura de porta por passagem	[s]

Lista de acrónimos

AVAC	Aquecimento, Ventilação, Ar condicionado e Refrigeração
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coefficient of performance
FCFA	Fan-Coil plus Fresh Air
FIR	Finit Impulse Response
GCM	Global Circulation Model
IEE	Indicador de Eficiência Energética
HACCP	Hazard Analysis Critical Control Points
HR	Humidade Relativa
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
MGA	Modified Genetic Algorithm
MPC	Model Predictive Control
PVC	Polyvinyl Chloride
RSECE	Regulamentação dos Sistemas Energéticos de Climatização dos Edifícios
SOCP	Second-Order Cone Programming
VAV	Variable Air Volume
VRV	Volume de Refrigerante Variável
TMY	Typical Meterological Year

Capítulo 1

Introdução

O primeiro capítulo da presente dissertação, inicia-se com a perspetiva geral do tema em estudo, destacando a importância da refrigeração e da congelação industrial como método de conservação de produtos alimentares. Este processo de conservação implica por parte dos equipamentos necessários elevados consumos energéticos e conseqüentemente ambientais, sendo a redução destes consumos e a garantia da qualidade dos produtos alimentares ultracongelados o propósito desta dissertação.

Seguidamente, é exposta uma revisão bibliográfica baseada em diferentes trabalhos e investigações do sector da refrigeração.

Por fim, serão apresentados os objetivos e a contribuição deste trabalho para a empresa em causa, bem como a organização do texto da presente dissertação.

1.1- Perspetiva geral

Durante alguns séculos, técnicas como a salga, a salmoura, o fumeiro e a secagem revelaram-se métodos de conservação eficazes, sendo, algumas, ainda utilizadas na conservação de alimentos como enchidos, presuntos, queijos, salmão e bacalhau. Em contrapartida, estas técnicas apresentam como desvantagem a alteração das propriedades organolépticas originais dos alimentos, ou seja, o seu aspeto, odor e sabor. Estas alterações devem-se a adição de substâncias ou a alterações características do próprio método de conservação (Gaspar *et al.*, 2009).

Fase a esta desvantagem, em meados do século XIX, surgiu um processo de conservação que através das propriedades dos fluidos frigoríficos consegue preservar as características originais dos alimentos, passando este método, posteriormente, a ser utilizados em sistemas de refrigeração industrial (Baptista *et al.*, 2007).

Devido a esta descoberta, a conservação de produtos alimentares, através do frio, teve uma enorme adesão, pois, além de assegurar as propriedades originais dos alimentos, permite a redução de desperdícios causados pela deterioração, maturação ou contaminação dos alimentos. Não obstante, a crescente urbanização mundial e a necessidade da existência de *stocks* de alimentos em grandes quantidades nos mercados mundiais, leva a que a refrigeração desempenhe um papel extremamente importante na manutenção da qualidade e segurança alimentar (James & James, 2010).

A cadeia de frio, compreende todo processo de armazenamento, conservação, distribuição, transporte e manipulação dos produtos alimentares, tendo em vista o controlo e a manutenção adequada das baixas temperaturas necessárias para garantir a cadeia de frio. Qualquer falha nesta cadeia pode comprometer a qualidade dos produtos alimentares, pois as velocidades das reações químicas, bioquímicas e microbiológicas estão diretamente relacionadas com a temperatura, causando assim, impacto nos produtos alimentares a nível nutricional e na própria qualidade do mesmo (Pereira *et al.*, 2010).

Face ao exposto, pode-se dizer que a utilização dos sistemas de refrigeração/congelação é indispensável em indústrias agro-alimentares, assim como, a utilização de recursos energéticos para garantir o bom funcionamento dos sistemas em causa. Como não é possível

evitar estes gastos energéticos e conseqüentemente evitar a degradação ambiental pela exploração dos recursos naturais é de extrema importância reduzir ao máximo estes consumos, procurando assim, aumentar a eficiência das empresas associadas a conservação de produtos alimentares, bem como preservar o planeta deixando-o em condições de habitabilidade para futuras gerações.

1.2 - O problema em estudo e a sua relevância

Cada vez mais se denota uma maior consciencialização face ao desperdício dos recursos naturais e ao impacto de que estes representam a nível económico, social e ambiental. Para reduzir estes desperdícios, têm sido elaborados diferentes estudos que propõem medidas e estratégias para a utilização racional da energia.

Muito aquém do impacto económico que representa o excessivo consumo energético para a sociedade, pelos elevados custos dos recursos energéticos, o impacto ecológico exige grande cuidado, uma vez que, as conseqüências que lhe são associadas produzem efeitos irreversíveis no Planeta, desde alterações do clima global ao desequilíbrio de ecossistemas. Em particular, o aumento da temperatura global, conseqüência do aquecimento global, tem um impacto bastante significativo nas cadeias de frio industrial, favorecendo a multiplicação de microrganismos patogénicos e levando a que seja necessária uma maior potência de refrigeração para conservação dos alimentos dentro das temperaturas requeridas (Martins, 2012).

A resposta a redução do impacto provocado pelo consumo de energia elétrica, nos sistemas de frio industrial, passa pela implementação de medidas que se traduzem em poupanças de energia e pela seleção de equipamentos de maior eficiência energética. Vários fatores como a qualidade dos elementos utilizados na construção do edifício, o tipo de conservação (refrigeração ou congelação), o tamanho da câmara, a movimentação de *stock*, as temperaturas de entrada dos produtos e as condições ambientais externas influenciam o consumo de energia dos equipamentos de frio (James & James, 2010).

Assim, uma vez que o problema em causa se baseia na procura de uma melhor eficiência energética, foi realizada uma recolha de informação com base em diferentes estudos e investigações com vista a uma melhor perceção dos fatores que apresentam maior influência no desempenho energético por parte das indústrias de refrigeração industrial. A referida recolha de informação encontra-se na próxima secção, intitulada por revisão bibliográfica.

1.3 - Revisão bibliográfica

A avaliação da eficiência energética de uma indústria alimentar é um processo que implica a consideração de diferentes parâmetros e exige precisão nas medições efetuadas.

Uma das formas de promover a eficiência energética em indústrias é a utilização de softwares computacionais que permitem simular e incrementar precisão e velocidade no cálculo dos parâmetros necessários, revelando possíveis problemas existentes no processo em causa. Outro método distinto para avaliação da eficiência energética, consiste num balanço realizado aos consumos energéticos, no qual são medidas as variáveis relevantes ao estudo por intermédio de instrumentos de medida e procedimentos standard que indicam o método de avaliação. Torna-se pertinente salientar que, comparativamente ao método

numérico, este procedimento é mais trabalhoso e tem um maior número de erros associados, devido à incerteza dos valores medidos pelos instrumentos e à incerteza da leitura do utilizador, mesmo assim, é indispensável à validação do modelo numérico (Martins, 2012).

Segundo Silva, 2005, para permitir o funcionamento eficiente do sistema de frio, alguns fatores devem ser verificados, nomeadamente: nível de temperatura adotados para as câmaras frigoríficas, tipo e nível de iluminação artificial adotado, local de instalação do espaço refrigerado, entre outros. Alguns destes fatores acarretam consumo excessivo de energia, sendo possível a quantificação deste consumo. Para a sua quantificação, são utilizados dados de entrada obtidos em campo e constantes, alguns dos dados necessários são: tipo de isolamento da câmara e sua espessura; dimensões da câmara; exposição ou não da câmara à incidência direta de raios solares e indicação se a superfície da mesma é de cor clara, escura ou média.

Um dos fatores importantes a quantificar é a carga térmica total, sendo esta a quantidade de calor sensível e latente, que deve ser retirada (resfriamento) ou colocada (aquecimento) no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejada ou manter as condições ambientes adequadas para a conservação de um produto ou para realização de um processo de fabricação (Silva, 2005).

Dada a escassa existência de artigos publicados sobre indústrias agro-alimentares, foram considerados estudos relativos a outro tipo de indústrias mas que relatam simulações idênticas, onde o seu objetivo, é o aumento da eficiência energética, servindo assim, de modelo para o estudo em causa.

A recolha da informação referida encontra-se descrita seguidamente, estando dividida em duas secções: estudos experimentais e estudos numéricos.

1.3.1- Estudos experimentais

Khan e Zubair (2000), estudaram o controlo da capacidade de um sistema de refrigeração por compressão mecânica, injetando gás quente diretamente no lado de sucção do compressor. Foi demonstrado que as temperaturas de descarga do compressor aumentam significativamente quando o gás quente da descarga é extraído e injetado diretamente no lado de sucção do compressor.

Altwies e Reindl (2001) realizaram um estudo em armazéns refrigerados, tendo por objetivo a avaliação da fiabilidade de desacoplamento dos sistemas de refrigeração, em períodos tarifa em cheio, utilizando os períodos de tarifa em vazio para pré-refrigeração, de acordo com a capacidade térmica dos produtos. Este método, apesar de investigado e utilizado frequentemente nos Estados Unidos, requer que os produtos possam ter flutuações de temperatura, de modo a não colocarem em causa a sua qualidade, e uma estratégia sofisticada de controlo e operação dos sistemas de refrigeração para evitar a estratificação das temperaturas do ar nas câmaras.

Foster *et al.* (2002), avaliaram a influência das infiltrações em armazéns refrigerados, recorrendo, a medições experimentares e a softwares CFD para simulação do escoamento dinâmico através da porta. Deste estudo, concluíram que a redução das infiltrações de ar através das portas pode melhorar o controlo da temperatura e a economia geral dos armazéns refrigerados, pela utilização de dispositivos para proteção de infiltrações como cortinas em PVC, antecâmaras ou cortinas de ar.

Manzela (2005), estudou a possível utilização de gases de exaustão de um motor de combustão interno como fonte de energia de um sistema de refrigeração por absorção. Os resultados mostram que o potencial energético dos gases de exaustão é elevado, verificando-se ainda, que o desempenho e as emissões do motor não foram afetadas devido a adaptação do sistema de refrigeração para sistemas de exaustão.

Javali, et al. (2006), estudaram a possibilidade da realização de refrigeração utilizando gás natural como fonte de energia, procurando assim, desenvolver um método alternativo para produtos agrícolas em câmaras de refrigeração. Para este estudo, foi construída uma unidade piloto que consiste em três câmaras frias acopladas a unidade de refrigeração por absorção que usa gás natural em queima direta e uma câmara que utiliza o sistema por compressão a energia elétrica. Verificou-se que os dois sistemas são economicamente viáveis, sendo que o sistema por absorção usando gás natural leva uma ligeira vantagem comparativamente ao sistema de compressão.

Silva e Silva (2009), estudaram a possibilidade de utilizar hidrocarbonetos (R-600a e R-290) em sistemas de refrigeração e concluíram que, a mistura de propano e isobutano são a melhor opção como fluido alternativo em sistemas de refrigeração de pequeno porte e em segundo lugar, a utilização de R-600^a.

Coley e Kershaw (2010), estudaram a relação entre o aumento da temperatura externa, devido as mudanças do clima e a conseqüente variação da temperatura nos edifícios, descobrindo uma correlação linear que designam por constante de proporcionalidade do coeficiente de amplificação das mudanças climáticas.

Antunes (2011), estudou a possível eficiência energética de um sistema de refrigeração automatizado utilizando R22 e propileno como fluido refrigerante, como forma de reduzir os danos no meio ambiente. Assim, comprovou que para o estudo em causa, a automatização e a substituição do fluido tradicional por hidrocarbonetos reduziu em 77% os danos causados ao meio ambiente.

Shu (2012), estudou um novo sistema de refrigeração por absorção impulsionado por energia solar. No entanto, os resultados demonstram que os valores do COP são relativamente baixos, variando entre 0,2 e 0,28, assim como, demonstram uma tendência para baixarem à medida que se baixa a temperatura no espaço a refrigerar.

Segundo Martins (2012) as cortinas em PVC, em bom estado, podem reduzir as infiltrações de ar até 92 %, porém, se estiverem em mau estado, esta razão pode decair exponencialmente. As antecâmaras, apresentam-se como outra solução, mas, apesar da sua eficiência, requerem um elevado investimento económico e têm condicionantes de acesso. Outra medida apresentada na literatura são as cortinas de ar, que atuam como barreiras termo-aerodinâmicas, promovendo separação do espaço climatizado com a envolvente e possibilitando uma redução da entrada de massa de ar até 38 %.

Harvey e Hackl (2013), avaliaram a hipótese da aplicação de clusters industriais na área da refrigeração. Os resultados obtidos indicam um potencial de poupança de 15% no consumo total de energia referente aos sistemas de refrigeração.

1.3.2- Estudos numéricos

Koury et al. (2001), desenvolveram uma simulação numérica de um sistema de refrigeração de velocidade variável. O estudo modelou um sistema de refrigeração por

compressão mecânica, onde, foram executadas simulações com o objetivo de verificar a possibilidade de controlar o sistema de refrigeração e o sobreaquecimento do refrigerante na saída do evaporador variando a velocidade do compressor. Os resultados indicam que o modelo proposto pode ser usado para formular, controlar o sistema de refrigeração a distância.

Olivia *et al.* (2005), realizou uma simulação numérica e validação experimental de sistemas de refrigeração por compressão a vapor com especial ênfase em ciclos impulsionados a CO₂. Os resultados demonstram que o ciclo impulsionado com CO₂ como refrigerante apresenta bons resultados.

Li *et al.* (2009) desenvolveram um módulo para sistemas de ar condicionado de escoamento variável para implementarem no Energy Plus, sendo depois modelado e testado, no sentido de se avaliar o consumo de refrigeração sazonal e mensal e, a repartição dos diferentes tipos de energia final pelo consumo total. Da sua análise concluiu-se, ainda, que o consumo do compressor reduz pelo aumento da temperatura de evaporação enquanto a temperatura de condensação não é trocada e os sistemas FCFA (Fan-Coil plus Fresh Air) consomem cerca de 20% mais energia do que o sistema desenvolvido, devendo-se a sua eficiência às trocas de calor e perdas de distribuição pouco significativas, bem como a temperatura de evaporação mais elevada do que nos sistemas FCFA ou VAV (Variable Air Volume).

Li & Wu (2010) desenvolveram um novo módulo para um sistema de AVAC (Aquecimento, Ventilação, Ar condicionado) de caudal de refrigerante variável com recuperação de calor, no *software* Energy Plus, com base no módulo para a bomba de calor com caudal refrigerante variável já desenvolvido. Dos resultados que obtiveram na avaliação do desempenho e dos consumos energéticos, chegaram à conclusão que o novo sistema, comparativamente à bomba de calor, pode atingir poupanças de energia até 17%, permitindo melhoramentos no conforto térmico do edifício com menor consumo de energia.

Yu e Liu (2010), fizeram uma investigação numérica sobre a distribuição da temperatura e refrigeração com um regenerador magnético. Segundo os resultados obtidos é possível alcançar uma capacidade máxima de refrigeração de 293,7W com um COP de 5,4.

Chan (2011) estudou a influência das mudanças climáticas regionais em ficheiros climáticos futuros, referindo que a escolha de um GCM (*Global Circulation Model*)₁ adequado é essencial à criação de ficheiros TMY (Typical Meteorological Year) horários que possam ser usados em programas de simulação energética de edifícios e que reflitam as influência dessas alterações. O autor destaca, ainda, que a utilização desses ficheiros revela diferenças significativas nas simulações térmicas e energéticas que são repercutidas nos consumos dos sistemas de AVAC e nas emissões de gases de estufa, comparativamente aos ficheiros já existentes.

Jorgensen *et al.* (2011), estudaram a aplicação de um modelo de controlo de previsão do consumo de energia eficiente e flexível em sistemas de refrigeração. O modelo utilizado foi o modelo de controlo preditivo (MPC) económico, onde foram incorporadas restrições probabilísticas e programação segundo Cone order (SOCP), através da Finit Impulse Response (FIR). Os resultados demonstram poupanças significativas de 9 a 32% com a aplicação das restrições estudadas.

Korolija *et al.* (2011), solicitam que a utilização de um sistema de controlo para a iluminação natural pode reduzir os ganhos térmicos de iluminação artificial até em cerca de 65%, levando, por sua vez, a uma menor necessidade de climatização que pode atingir reduções de 25% para os sistemas de arrefecimento e de 20% para os de aquecimento.

Bhandari *et al.* (2012), concluíram que os ficheiros climáticos podem influenciar realmente o desempenho energético de um edifício, nomeadamente, no que diz respeito à temperatura de bolbo seco, às cargas de refrigeração ou aquecimento por influência da radiação solar e à humidade relativa que condiciona a carga latente do edifício e, conseqüentemente, o equipamento AVAC. Simulações realizadas pelos autores, no sentido de se avaliar a importância da modelação energética de calibração, demonstram que a precisão desses ficheiros climáticos para microclimas de determinado edifício são necessários para uma calibração energética igualmente precisa, podendo-se atingir diferenças de 90% entre variáveis, de 40% nas cargas do edifício e de 7% nos consumos anuais.

Chang et al. (2013), estudaram a possibilidade de otimizar o ciclo de compressão a vapor utilizando diferentes modelos. Um algoritmo genético modificado (MGA) em conjunto com uma estratégia de solução para um grupo de equações não lineares, foi proposto para obter de forma eficaz o ponto de ajuste ideal sobre as condições de operação. Os resultados mostram que os pontos de ajuste calculados pelo MGA, podem reduzir o consumo de energia face a outros modelos testados.

1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação

A utilização eficiente, numa base energética estrategicamente adequada é essencial para a competitividade duma empresa no mercado mundial. O aumento da eficiência energética numa indústria agro-alimentar exige uma atitude pró-ativa para uma atuação em termos de adequação dos seus equipamentos, processos, novas tecnologias e estratégias atualmente disponíveis, pois, uma elevada eficiência energética além de aumentar a competitividade da empresa permite reduzir o custo operacional e reduzir impacto no consumo dos recursos naturais que são cada vez mais escassos e levam a uma crescente preocupação por parte da população.

Neste sentido, a presente dissertação, tem como objetivos:

- Analisar as instalações, equipamentos e os processos produtivos da empresa;
- Realizar a medição dos consumos de energia através das faturas elétricas;
- Avaliar o organograma de fabrico e as condições ambientais mediante a utilização de loggers de temperatura e humidades;
- Analisar as condições ambientais, estruturais e as perdas térmicas através da utilização da termografia;
- Avaliar a diferença energética após reparação da câmara do produto final e do túnel de congelação;
- Apresentação de propostas de melhoria das condições ambientais (perdas de frio) com vista a otimizar e a poupar energia, aumentando assim a competitividade da empresa.

1.5. Organização da dissertação

A presente dissertação, é constituída por cinco capítulos, sendo realizada uma abordagem sequencial que parte de um pressuposto teórico que compreende o problema em estudo e os seus fundamentos teóricos para uma componente prática que engloba a definição teórica e as medições experimentais realizadas. No início de cada um dos capítulos é introduzida a temática predominante ao longo desse capítulo.

No capítulo 2, são descritos os fundamentos teóricos referentes a refrigeração nos estabelecimentos agro-alimentares, os diferentes tipos de refrigeração existentes, bem como os cálculos analíticos necessários para a determinação das cargas térmicas existentes numa indústria agro-alimentar.

O capítulo 3, consiste na descrição da empresa em estudo, apresentação do seu processo produtivo, análise das instalações frigoríficas da empresa, descrição dos equipamentos de medição utilizados e apresentação da metodologia de trabalho utilizada.

No capítulo 4, são analisados e discutidos os resultados obtidos nas medições experimentais descritas no capítulo 3, bem como a apresentação de propostas de melhoria, com vista ao aumento da eficiência energética dos sistemas de refrigeração em estudo.

No capítulo 5, encontram-se as considerações finais e algumas sugestões para estudos posteriores.

Capítulo 2

A refrigeração nos estabelecimentos agro-alimentares

O capítulo 2, tem como finalidade apresentar a importância da refrigeração nos estabelecimentos agro-industriais bem como, descrever os fundamentos teóricos em que se baseia o ciclo termodinâmico da máquina frigorífica, e os diferentes tipos de classificação que pode apresentar na prática. Por fim, expõe ainda os cálculos analíticos que permitem calcular a carga térmica total.

2.1- Introdução

Segundo Guedes (2009), segurança alimentar apenas faz sentido se encararmos a cadeia alimentar e todos os seus intervenientes como um todo. Temos de analisar e avaliar todos os possíveis intervenientes e a forma como eles atuam, garantindo a segurança alimentar desde o produtor até ao destinatário final (consumidor).

Sendo os alimentos fortemente susceptíveis a contaminação microbiana, podem através do seu consumo, quando estes não são devidamente conservados, provocar intoxicações alimentares ou toxicoinfecções aos indivíduos que os consomem, podendo estas, ocorrer de forma leve ou provocar complicações graves na saúde, podendo levar a morte do indivíduo.

Um dos fatores que permite garantir a conservação alimentar, é a utilização de frio, pois, os microrganismos podem-se desenvolver a temperaturas que variam entre 0°C e 70°C, de acordo com as suas características: Psicrófilos (desenvolvem-se entre 0°C e 20°C), psicrotrófilos (desenvolvem-se entre 0°C e 7°C), mesófilos (desenvolvem-se entre 30°C e 45°C) (Torrassi, 2009).

No entanto, a aplicação de frio apenas inibe o desenvolvimento e a multiplicação microbiana (Pereira, 2011).

2.2- Aplicação de baixas temperaturas nos estabelecimentos agro-alimentares

Uma agro-indústria, é o conjunto de atividades relacionadas com a transformação de matérias-primas provenientes da agricultura, pecuária, aquicultura ou silvicultura. O grau de transformação depende dos objetivos das empresas agro-industriais.

Este tipo de indústrias, inclui normalmente zonas refrigeradas (câmara frigoríficas) destinadas a manter as condições ideais de refrigeração para os produtos, e zonas não refrigeradas onde ocorre o processamento/ transformação dos produtos (Martins, 2012).

Segundo Rocha (2008), e a NP EN 1524:2009, existem 4 categorias de produtos:

Produto Fresco: todo o produto que não sofreu qualquer tratamento mantendo o seu estado natural;

Produto refrigerado: todo o produto que sofre um arrefecimento sem atingir a temperatura do seu ponto de congelação;

Produto congelado: todo o produto cuja água de constituição fica congelada, atingindo uma temperatura de -10°C em todos os seus pontos, mantendo essa temperatura até a entrega ao consumidor;

Produto ultracongelado: todo o produto que, depois de ultrapassar rapidamente a zona de cristalização máxima, atinge -18°C (podendo atingir -25°C , -30°C) em todos os seus pontos até a entrega ao consumidor.

Assim, a aplicação de frio nos alimentos, pode ocorrer tendo em vista apenas a sua refrigeração (0°C a 10°C) ou a sua congelação (temperaturas abaixo de 0°C). Devendo os alimentos estar devidamente embalados, evitando por exemplo, queimaduras pelo gelo nos alimentos, rressacando a sua superfície, levando conseqüentemente ao apodrecimento e à perda nutricional dos mesmos (Torrassi, 2009).

Neste tipo de indústrias, é essencial a conservação dos produtos alimentares pelo frio, pois se a aplicação deste método for realizada de forma correta, em que a cadeia de frio não é quebrada, possui a vantagem de preservar grande parte das características nutritivas e organolépticas dos alimentos. No entanto, deve-se ter em atenção de que os microrganismos não são eliminados pela ação do frio. Como já referido anteriormente a aplicação do frio nos produtos alimentares apenas retarda o seu desenvolvimento e conseqüentemente a produção de toxinas, tendo como desvantagem o facto de que se a temperatura retornar a valores favoráveis, os microrganismos continuam o seu desenvolvimento e multiplicação.

2.3- Sistemas de refrigeração

A refrigeração, hoje em dia, é aplicada de forma artificial. Este tipo de refrigeração surgiu em 1755, quando o Professor escocês William Cullen fez a primeira máquina de refrigeração, que podia produzir uma pequena quantidade de gelo em laboratório (Dias, 2012).

A refrigeração, consiste na transferência de energia (na forma de calor), de um corpo frio para um corpo quente, pela aplicação de trabalho externo (ou calor)” (Dias, 2012).

Para diminuir a temperatura dos alimentos, é utilizado um sistema que compreende um ciclo de refrigeração termodinâmico, com capacidade para remover as cargas térmicas no espaço de conservação, permitindo manter 1 determinada temperatura imposta nessa zona (Martins, 2012).

O campo de aplicação dos sistemas de refrigeração é vasto, sendo utilizados no condicionamento de ar (visando conforto), no armazenamento de alimentos (congelados ou não), no processamento de alimentos, na indústria química, na construção civil, entre outras aplicações. Devido a esta diversidade de aplicações, estes sistemas apresentam diversas configurações com diferentes características capazes de suprir as necessidades do processo específico em causa (Polleto, 2006).

A figura 2.1, diz respeito ao diagrama de Mollier, que representa o ciclo termodinâmico da máquina frigorífica e que descreve o seu funcionamento teórico pela caracterização do estado físico do fluido frigorígeno em diferentes fases do ciclo.

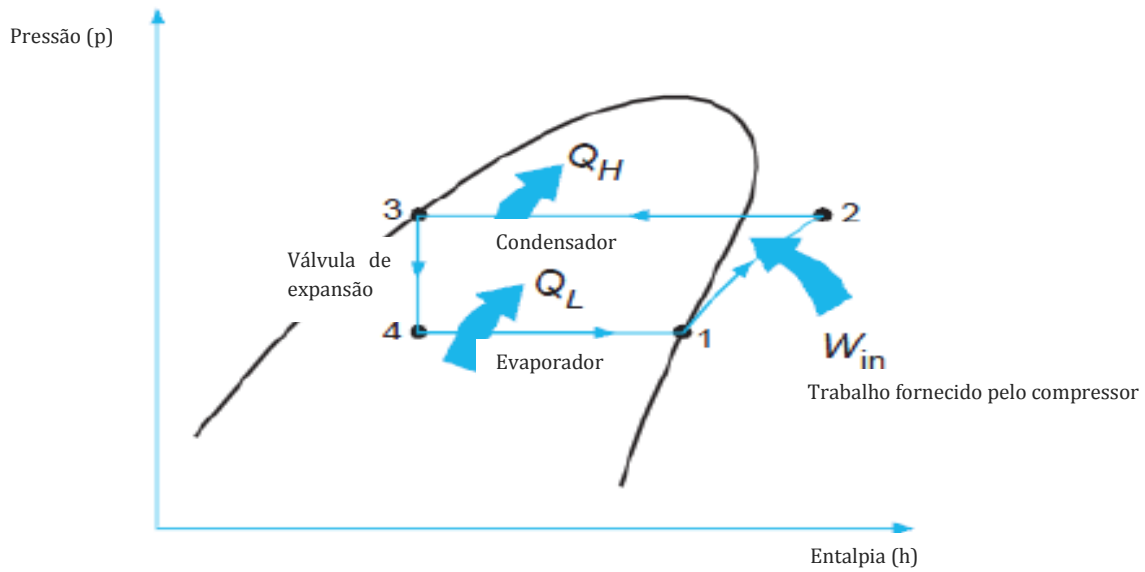


Figura 2.1: Diagrama de Mollier (BAPTISTA et al., 2007)

Através da análise do diagrama de Mollier, verifica-se que o trabalho fornecido à máquina frigorífica (W_{in}) é utilizado para elevar as pressões e conseqüentemente a temperatura do fluido frigorigéneo que chega ao condensador (fonte quente - Q_H). A fonte fria do ciclo termodinâmico (Q_L), é constituída pelo evaporador, e tem por função permitir a troca de calor entre o fluido frigorigéneo e o ar da câmara frigorífica, onde se encontram os alimentos (Martins, 2012).

De forma a uma melhor compreensão, a figura 2.2, mostra o esquema duma máquina frigorífica que funciona para retirar calor da fonte fria. A fonte fria encontra-se a uma temperatura T_L e é-lhe removida a carga térmica Q_L (energia por unidade de tempo). Por outro lado, há rejeição da carga térmica para a fonte quente, Q_H , que se encontra a uma temperatura T_H . Sendo que, ambos os processos são possíveis devido a potência mecânica que é necessário fornecer á maquina para que ela funcione, W (Dias, 2012).

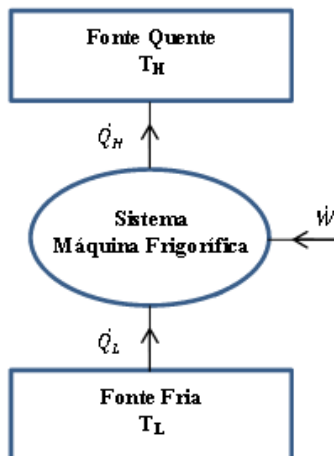


Figura 2.2: Sistema termodinâmico da máquina frigorífica (Dias, 2012)

Na tabela 2.1, são referidos os principais sistemas de refrigeração.

Dentro dos sistemas referidos, os mais utilizados a nível comercial e industrial são o sistema de compressão a vapor e o sistema por absorção de vapor, sendo que, o sistema de compressão a vapor é o mais utilizado face ao sistema de absorção a vapor, assim, o sistema de compressão a vapor será descrito seguidamente de forma mais pormenorizada.

Tabela 2.1: Principais tipos de sistemas de refrigeração (Adaptado: Dias,2012)

Sistema de refrigeração	Princípio de funcionamento	Exemplos de aplicações
Compressão mecânica de vapor	Um fluido volátil (fluido frigorígeno) recebe calor e evapora a baixa pressão e temperatura.	Ar condicionado, frigoríficos domésticos, sistemas de refrigeração comercial e industrial de médio e grande porte.
Absorção de vapor	O vapor de um fluido volátil é absorvido por outro fluido a baixa pressão e temperatura sendo posteriormente, destilado da solução a alta pressão.	Pequenos frigoríficos domésticos e sistemas de refrigeração e ar condicionado de médio e grande porte.
Efeito termoelétrico	Uma corrente elétrica atravessa a junção de dois materiais diferentes produzindo o arrefecimento.	Instrumentos de medida do ponto de orvalho do ar e equipamentos eletrónicos.
Expansão de ar	O ar a alta pressão sobre a expansão adiabática realiza trabalho sobre um pistão diminuindo assim a sua temperatura.	Arrefecimento de aeronaves.
Ejeção de vapor	A passagem de vapor a alta pressão através de um difusor provoca a evaporação da água existente num tanque reduzindo a temperatura.	Sistemas de ar condicionado em navios.

A figura 2.3, diz respeito a um sistema de refrigeração por compressão a vapor. Este sistema é composto por vários componentes básicos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, podendo ainda, conter, diversos acessórios como: controlos, filtros, secadores, separadores de óleo entre outros (Dias,2012).

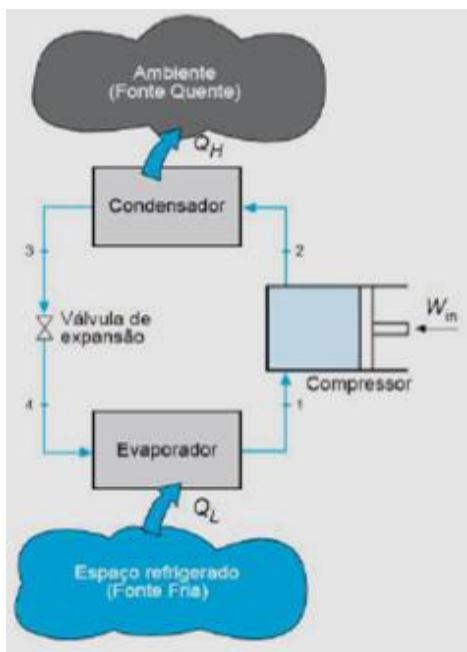


Figura 2.3: Sistema de refrigeração por compressão a vapor (Martins, 2012)

No interior deste sistema de refrigeração, circula um fluido frigorigéneo que descreve as seguintes etapas: no ponto 1, o fluido frigorigéneo que se encontra no evaporador, a baixa pressão e temperatura, permite a absorção do calor do espaço a refrigerar através da serpentina. Posteriormente, no ponto 2, devido a transferência de calor, o fluido evapora e desloca-se para o compressor onde é comprimido de forma a aumentar a temperatura e pressão, atingindo um estado de vapor sobreaquecido. Seguidamente, entre o ponto 2 e 3, o fluido passa pelo condensador e o calor intrínseco do fluido é transferido para o ar ambiente, levando a uma mudança de estado (condensação). No entanto, por vezes o fluido pode não atingir o estado líquido saturado (ponto 3), sendo novamente arrefecido antes de passar pela válvula de expansão. Por fim, no ponto 4 (válvula de expansão), é regulada a admissão de fluido ao evaporador, permitindo assim, separar a zona de alta e baixa pressão (Martins,2012).

Assim, o compressor é o equipamento responsável pelo fornecimento de trabalho ao fluido refrigerante na forma de compressão do mesmo e é o componente mais controlável do sistema, podendo ser determinadas as suas pressões máximas e mínimas de trabalho, vazão volumétrica e potência do motor utilizado (Ferzola, 2010).

Na refrigeração, podem ser utilizados compressores alternativos, rotativos (parafuso e de palhetas) ou centrífugos (Poletto, 2006).

O condensador, é responsável por retirar calor do sistema para o ambiente. Após o fluido refrigerante ter sua temperatura e pressão elevadas no compressor, ele passa pelo condensador onde passa da fase gasosa para a líquida, fornecendo calor para o ambiente na forma latente. Se o condensador não for capaz de trocar calor suficiente com o ambiente, ocorre um aumento de pressão e, conseqüentemente, de temperatura, na descarga do compressor, diminuindo assim, a eficiência do sistema (Ferzola, 2010).

Existem diferentes tipos de condensadores que podem ser utilizados na refrigeração, os encontrados mais frequentemente são: o condensador resfriado a ar, o resfriado a água e o evaporativo. Todos eles têm constituição semelhante à dos evaporadores (Poletto, 2006).

Na válvula de expansão, ocorre a diminuição da pressão do fluido refrigerante com uma mudança de fase parcial de líquido para líquido mais gás. Com a diminuição da pressão, a troca de calor na forma de vaporização do fluido no evaporador fica favorecida, além disso, a temperatura mais baixa também favorece a troca térmica. Normalmente, os sistemas industriais com evaporador inundado possuem, após a válvula de expansão, um separador de líquido, o qual tem como objetivo principal manter o evaporador cheio de líquido e aumentar a geração de vapor, favorecendo a troca de calor latente (Ferzola, 2010).

Existem diferentes tipos de válvulas disponíveis no mercado, sendo as mais utilizadas: válvulas de bloqueio, de regulação de fluxo e de expansão. A válvula de bloqueio opera somente nas condições de aberta ou fechada, sendo que na primeira condição ela deve introduzir uma perda de carga mínima e na segunda, bloquear totalmente o escoamento. As válvulas reguladoras de fluxo agem sobre o escoamento, controlando a vazão do fluido desde o fechamento até o fluxo máximo. Outro tipo comumente utilizado é a válvula solenóide, acionada por uma corrente elétrica (Poletto, 2006).

Inerente ao desempenho de um sistema de frio industrial, existem diferentes configurações e técnicas de instalação que permitem adaptar-se a diferentes situações consoante as condições de temperatura impostas. As diferentes configurações, são selecionadas de modo a possibilitarem um maior controlo ou uma maior distribuição de frio nas instalações de um edifício, podendo ser divididas em dois grandes grupos: os sistemas de distribuição centralizada e as unidades individuais (Martins, 2012).

No entanto, começa-se também a aceitar um terceiro grupo específico designado por sistemas modulares (Chaves, 2009).

Um sistema de distribuição centralizada, tem por objetivo servir a totalidade ou a maior parte do edifício, pelo que, o circuito primário (“central de produção de frio”) encontra-se localizado numa zona técnica cujo acesso a esta zona é restrito ao pessoal técnico (Chaves, 2009).

Assim, nestes sistemas, o fluido frigorigéneo é distribuído por diferentes câmaras de conservação, encontrando-se, geralmente, a unidade compressora e o condensador na zona técnica e os evaporadores nos respetivos espaços a refrigerar (Martins, 2012).

Os sistemas de distribuição centralizados podem, ainda, classificar-se consoante o tipo de circuitos, fazendo uso de um único fluido primário (o fluido comprimido é o mesmo que transporta o calor transferido na serpentina do evaporador) ou recorrendo a um segundo fluido para refrigeração da zona (o fluido comprimido remove o calor transportado pelo fluido secundário que passa na serpentina do evaporador), neste caso, a permutação de calor entre fluidos ocorre num local exterior à zona refrigerada. Consoante o número de fluidos considerados no circuito, o sistema é designado por sistema de expansão direta ou expansão indireta (Martins, 2012).

A figura 2.4 e 2.5 dizem respeito a estes dois tipos de sistemas referidos respetivamente.

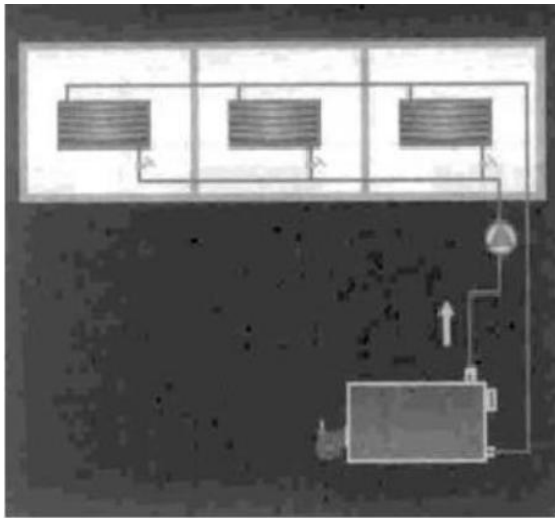


Figura 2.4: Sistema de expansão direta
(Chaves, 2009)

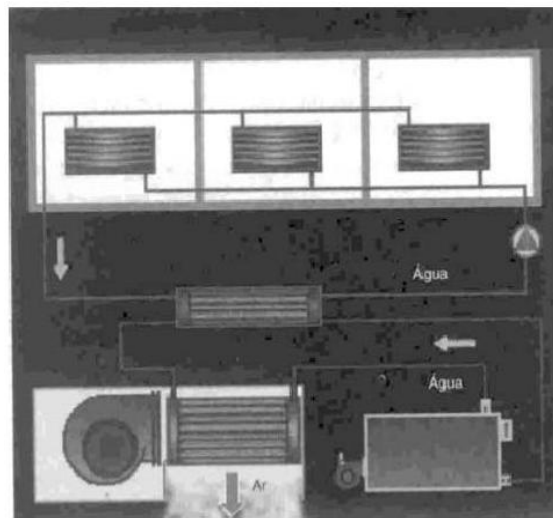


Figura 2.5: Sistema de expansão indireta
(Chaves, 2009)

Um sistema individual, consiste num aparelho ou um conjunto de aparelhos diferentes que servem de forma individual cada espaço do edifício, não estando dependente de sistemas centrais de distribuição de frio, possuindo cada zona refrigerada uma unidade compressora e condensador independente (Chaves, 2009).

A figura 2.6, diz respeito a outra variante, designada por unidades individuais compactas, ou unidades de condensação, aglomerando todos os seus constituintes numa estrutura monobloco, tipo unidade *split*, no qual, o evaporador se encontra no espaço a refrigerar e o condensador e compressor na zona exterior adjacente à câmara. Neste tipo de unidades existem, igualmente, sistemas de expansão direta e sistemas de expansão indireta, porém os segundos são menos usuais, dado que este tipo de topologia tem por princípio a simplificação do sistema (Martins, 2012).

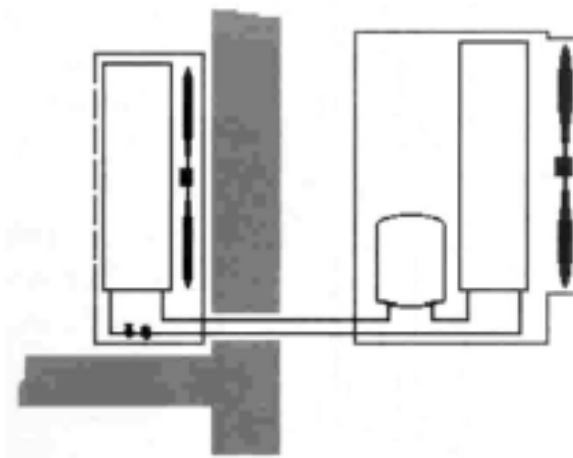


Figura 2.6: Sistema de climatização com circuito primário (split)(Chaves, 2009).

Por fim, a figura 2.7, diz respeito a um sistema modular, onde existe apenas um circuito, sendo que, o refrigerante primário vai até aos locais a climatizar. Estes sistemas não podem ser diretamente classificados como centralizados, pois é, um sistema que serve um conjunto de zonas de um edifício e que pode ser facilmente ampliado. Os sistemas modelares correspondem normalmente a um sistema de volume de refrigerante variável (VRV) que climatiza entre 4 a 15 zonas distintas, sendo constituído por uma unidade exterior e 4 a 15 unidades interiores. Por vezes, também, são designados por sistemas semi-centralizados (Chaves, 2009).

No entanto, segundo o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE), existem apenas dois grupos de sistemas: Sistemas unitários e Sistemas centralizados, devendo assim, para efeitos de aplicação do regulamento os sistemas VRV ser considerados como sistemas do tipo centralizado.

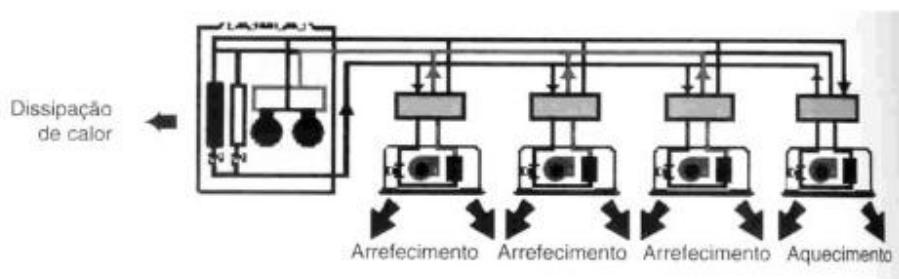


Figura 2.7: Sistema VRV de 3 tubos com recuperação de energia (Chaves, 2009)

2.4- Coeficiente de performance (COP)

O coeficiente de performance, permite avaliar o “rendimento” de um equipamento de refrigeração. Permite obter um índice que relaciona a capacidade de remoção de calor de um equipamento (energia útil ou efeito frigorífico) à potência requerida pelo compressor (energia consumida).

Quanto maior for o COP, melhor será o rendimento do equipamento. O índice, é dado pela expressão que se segue (2.1). A figura 2.8, demonstra os pontos envolvidos na expressão referida (Pena,2002).

Usualmente, o valor do COP varia entre 1 a 4, consoante o tipo de equipamento, sendo imperativa a seleção de equipamentos com COP superior para temperaturas de conservação mais baixas que implicam cargas de refrigeração superiores.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia consumida}} = \frac{h1-h4}{h2-h1} \quad (2.1)$$

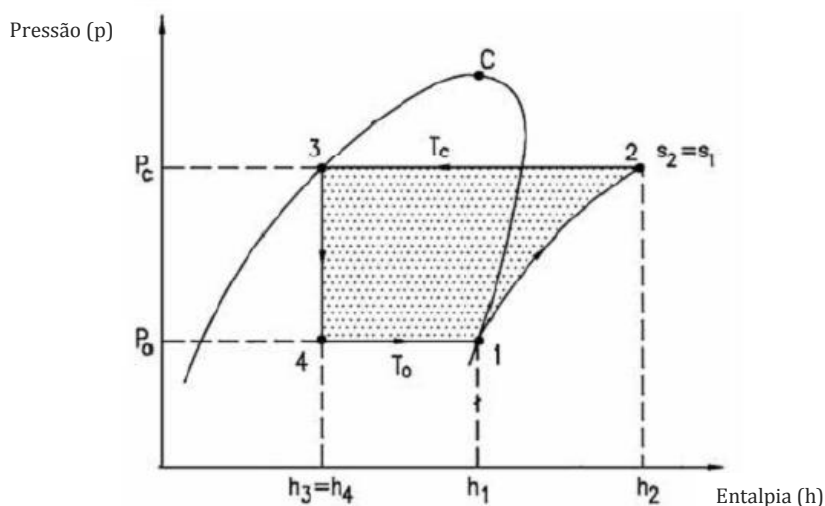


Figura 2.8: Ciclo termodinâmico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (Vargas, 2010).

Existem vários parâmetros que influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração. Esses parâmetros são, na verdade, modificadores do ciclo a fim de aumentar a sua eficiência. Os parâmetros são:

- Temperatura de evaporação: a sua diminuição resulta no decréscimo do COP;
- Temperatura de condensação: quanto maior for o seu valor menor será o COP;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão, aumenta a troca térmica no evaporador e consequentemente o COP;
- Superaquecimento: usado para garantir a entrada do fluido no estado gasoso no compressor. Dependendo do gás instalado, pode aumentar ou diminuir o COP (Madeiras e Barbosa, 2009).

2.5- Cargas térmicas

O calor, é uma forma de energia que é transferida entre dois sistemas devido a uma diferença de temperaturas. O sentido em que se dá essa transferência, é sempre do sistema em que está a temperatura mais alta para o sistema que está a temperatura mais baixa. No caso da refrigeração de instalações frigoríficas, os dois sistemas são: o ar interior da instalação frigorífica e o ar ambiente exterior. Para limitar (retardar) a transferência dessa energia (fluxo de calor), é necessário isolar a região a refrigerar com um isolamento eficaz. Quanto melhor for esse isolamento, menor será a quantidade de energia a extrair para se obter a refrigeração necessária e consequentemente, maior será a eficiência energética do sistema (Ribeiro,2012).

Devido a crescente preocupação em termos de eficiência energética em todos os sectores, no sector da refrigeração há cada vez mais a necessidade de projetar as instalações de acordo com as necessidades térmicas (Dias, 2012).

No balanço térmico de uma câmara frigorífica, existem diferentes cargas a ter em conta, podendo estas, ser agrupadas da seguinte forma (Dias, 2012):

Cargas térmicas externas:

- Transmissão de calor através das paredes, teto e pavimento;
- Renovações de ar;
- Abertura de portas.

Cargas térmicas internas dependentes dos produtos armazenados:

- Temperatura de entrada dos produtos;
- Calor de respiração;
- Calor de fermentação.

Cargas térmicas internas independentes dos produtos armazenados:

- Ventiladores dos evaporadores;
- Iluminação;
- Empilhadores e porta paletes;
- Pessoal de arrumação;
- Descongelação.

A carga de refrigeração, sendo uma potência, pode igualmente ser expressa como a energia de entrada no espaço refrigerado sobre um dado período de tempo, utilizando-se, tipicamente, uma base temporal diária (24h) para o cálculo das cargas (Martins, 2012).

Nas secções seguintes, são descritas as principais cargas térmicas, assim como, os cálculos necessários para a sua determinação.

2.5.1- Carga térmica de transmissão

Inicialmente, os isolantes térmicos mais utilizados eram o aglomerado de cortiça, o poliestirenomoldado por expansão ou por extrusão, o poliuretano e o policloreto de vinilo, também, as lãs de vidro e os minerais eram utilizados. Hoje em dia, a aplicação de fibra de vidro e da cortiça caiu em desuso, sendo o poliuretano o material mais aplicado, já que apresenta diversas características técnicas importantes de um bom isolante. Essas características são:

- Condutividade térmica muito baixa;
- Resistência à compressão elevada, apesar do seu peso específico baixo;
- Impermeabilidade ótima;
- Inodoro;
- Em caso de incêndio, o isolante protege de forma eficaz, visto ter uma boa resistência à propagação de chama (Ribeiro, 2012).

A carga térmica devido à transmissão de calor, é função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos construtivos da câmara (paredes, tecto, piso, portas, entre outros) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas (Dias, 2012).

Assim, esta carga térmica pode ser calculada pela expressão que se segue (2.2).

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = U \times A \times \Delta T \quad (2.2)$$

Onde:

\dot{Q}_{Cond} = Carga térmica através das paredes, teto e pavimento [W];

U = Coeficiente Global de Transmissão de Calor da parede considerada [W/(m².°C)];

A = Superfície da parede considerada [m²];

ΔT = Diferença de temperatura entre o meio exterior e o meio interior da parede [°C]
(Pineda, 2001; Martins, 2012).

Por sua vez, o coeficiente global de transmissão de calor obtém-se pela expressão seguinte (2.3):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i R_i + \frac{1}{h_o}} \quad (2.3)$$

Onde:

h_i = Coeficientes de transmissão de calor por convecção da superfície interior [W/(m².°C)];

h_o = Coeficientes de transmissão de calor por convecção da superfície exterior [W/(m².°C)];

R_i = Resistência térmica dos materiais que compõem as várias camadas de parede [W/(m².°C)] (Pineda, 2001; Martins, 2012).

Por fim, a resistência térmica de cada material nas paredes compostas é calculada pela expressão (2.4):

$$R_i = \frac{x_i}{\lambda_i} \quad (2.4)$$

Onde:

x_i = Espessura de cada camada de material [m];

λ_i = Coeficiente de condutibilidade térmica [W/(m.°C)]

Como já foi referido anteriormente, a quantidade de calor que atravessa a parede depende do material por que esta é composta, da diferença entre os dois meios que separa e da área da superfície. No caso das câmaras frigoríficas, para as quais se pretende que o sistema seja o mais isolante possível, utilizam-se, usualmente, alguns dos materiais

apresentados na tabela 2.2 como isolantes térmicos, podendo ser utilizados para cada tipo de material a condutividade térmica referida (Martins, 2012).

Tabela 2.2: Condutibilidades térmicas de alguns materiais isolantes (Martins,2012)

Isolamento	Condutividade térmica (W/mK)
Poliuretano expandido (R-11)	0,023 a 0,026
Poliestireno extrudido (R-142b)	0,035
Poliestireno expandido (R-142b)	0,037
Placa cortiça	0,043

Define-se condutibilidade térmica como “a propriedade que caracteriza os materiais termicamente homogêneos pela representação da quantidade de calor que atravessam uma espessura unitária de um material entre duas faces planas e paralelas para uma diferença unitária de temperatura” (Santos & Matias,2006).

Segundo Santos & Matias (2006), a um material cuja condutibilidade térmica seja inferior a 0,065 W/m² °C, com uma resistência térmica superior a 0,030 m² °C/W, é-lhe atribuída a designação de isolante térmico.

2.5.2- Carga térmica por infiltração

A carga térmica por infiltração é a potência térmica que resulta da troca de duas massas de ar entre ambientes em desequilíbrio térmico, no caso das câmaras frigoríficas, a troca de ar dá-se entre o ar refrigerado e o ar da sua envolvente externa, devido à abertura da porta. Outras causas como fendas, pequenos orifícios ou mesmo a porosidade das próprias superfícies que separam os dois ambientes, contribuem para o aumento deste tipo de carga, adicionando componentes latentes e sensíveis ao espaço refrigerado (Martins, 2012).

A infiltração de ar exterior (que contém vapor de água, além de outros constituintes), em demasia, acarreta um bloqueio dos evaporadores, devido a formação de gelo em seu redor, o que reduz a capacidade do sistema de refrigeração, e conseqüentemente, aumenta o consumo de energia elétrica. Portanto, é importante instalar portas que possam garantir uma elevada estanqueidade do local (Ribeiro, 2012).

Este fenómeno físico, acionado pela diferença de pressão entre o ambiente exterior e interior à câmara pela abertura da porta, resulta da transferência de calor traduzida pela expressão (2.5) (Martins, 2012):

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{Q}_{L/S} \times D_t \times D_f \times (1 - \epsilon) \quad (2.5)$$

Onde:

$\dot{Q}_{L/S}$ = Carga de refrigeração sensível e latente para o caudal estabelecido [W];

D_t = Fator de tempo de porta aberta [min./horas];

D_f = Fator de fluxo na porta;

ϵ = pode variar consoante o tipo de proteção utilizada contra a infiltração, usualmente para lamelas em bom estado admite-se $\geq 0,95$, para cortinas de ar $\epsilon \approx 0,7$ e para portas sem qualquer tipo de barreira $\epsilon = 0$.

Por sua vez, a carga de refrigeração sensível e latente e determinada pela expressão (2.6):

$$\dot{Q}_{L/S} = 0,577 \times L \times H^{1,5} \times \left(\frac{Q_S}{A}\right) \times \left(\frac{1}{R_S}\right) \quad (2.6)$$

Onde:

L = Largura da porta [m];

H = Altura da porta [m];

$\left(\frac{Q_S}{A}\right)$ = Valor dado pelo gráfico da figura 2.9

R_S = Valor dado pela tabela 2.3

Em situações de maior afluência às câmaras, em que seja difícil estimar o fator de abertura de porta (D_t), este pode ser calculado pela expressão (2.7) (Martins, 2012):

$$D_t = \frac{(P_p \times \theta_p \times 60 \times \theta_0)}{3600 \times \theta_d} \quad (2.7)$$

Onde:

P_p = número de passagens;

θ_p = Tempo de abertura de porta (s/passagem);

θ_0 = Tempo de porta completamente aberta;

θ_d = Base do tempo de cálculo.

Nos casos em que as infiltrações nos armazéns refrigerados não são controladas, as cargas térmicas que lhe são associadas podem traduzir-se em aumentos significativos do consumo de energia pelos sistemas de refrigeração, representando, usualmente, mais de metade da carga térmica total (Martins, 2012).

Tabela 2.3- Determinação do fator Rs utilizado no cálculo do calor sensível para as cargas de infiltração (Martins,2012)

		Espaço refrigerado a 90% HR								
Temp. °C	rh, %	Temperatura, °C								
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0
20	100	0.62	0.60	0.57	0.55	0.53	0.50	0.44	0.44	0.41
	80	0.67	0.65	0.63	0.61	0.58	0.56	0.53	0.51	0.48
	60	0.73	0.71	0.69	0.68	0.65	0.63	0.61	0.60	0.59
	40	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	0.73	0.73	0.76
	20	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.87	0.80	0.93	—
15	100	0.67	0.65	0.63	0.60	0.58	0.55	0.51	0.48	0.45
	80	0.72	0.70	0.68	0.66	0.63	0.61	0.58	0.55	0.53
	60	0.77	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68	0.66	0.65	0.66
	40	0.84	0.83	0.81	0.80	0.79	0.78	0.78	0.79	0.87
	20	0.91	0.91	0.90	0.90	0.90	0.91	0.93	—	—
10	100	0.72	0.70	0.68	0.65	0.62	0.59	0.56	0.52	0.48
	80	0.76	0.75	0.73	0.70	0.68	0.65	0.63	0.60	0.59
	60	0.81	0.80	0.78	0.76	0.75	0.73	0.71	0.71	0.77
	40	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.83	0.88	—
	20	0.93	0.93	0.92	0.92	0.92	0.94	0.99	—	—
5	100	0.77	0.75	0.73	0.70	0.67	0.64	0.60	0.55	0.49
	80	0.81	0.79	0.77	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.68
	60	0.85	0.83	0.82	0.80	0.79	0.77	0.77	0.79	—
	40	0.89	0.88	0.88	0.87	0.86	0.86	0.89	—	—
	20	0.95	0.94	0.94	0.94	0.95	0.98	—	—	—
0	100	0.81	0.79	0.77	0.74	0.71	0.67	0.63	0.56	—
	80	0.84	0.83	0.81	0.79	0.76	0.74	0.71	0.71	—
	60	0.88	0.86	0.85	0.84	0.82	0.81	0.83	0.98	—
	40	0.92	0.91	0.90	0.89	0.89	0.91	0.98	—	—
	20	0.96	0.96	0.96	0.96	0.98	—	—	—	—
-5	100	0.85	0.83	0.81	0.79	0.75	0.71	0.65	—	—
	80	0.88	0.86	0.85	0.83	0.81	0.78	0.78	—	—
	60	0.91	0.90	0.88	0.87	0.87	0.87	0.98	—	—
	40	0.94	0.93	0.93	0.92	0.93	0.98	—	—	—
	20	0.97	0.97	0.97	0.98	—	—	—	—	—
-10	100	0.88	0.87	0.85	0.82	0.79	0.74	—	—	—
	80	0.91	0.89	0.88	0.86	0.85	0.84	—	—	—
	60	0.93	0.92	0.91	0.91	0.91	0.97	—	—	—
	40	0.95	0.95	0.95	0.95	0.98	—	—	—	—
	20	0.98	0.98	0.99	—	—	—	—	—	—
-15	100	0.91	0.90	0.88	0.85	0.81	—	—	—	—
	80	0.93	0.92	0.91	0.89	0.89	—	—	—	—
	60	0.95	0.94	0.94	0.94	0.98	—	—	—	—
	40	0.97	0.97	0.97	0.99	—	—	—	—	—
	20	0.99	0.99	1.00	—	—	—	—	—	—

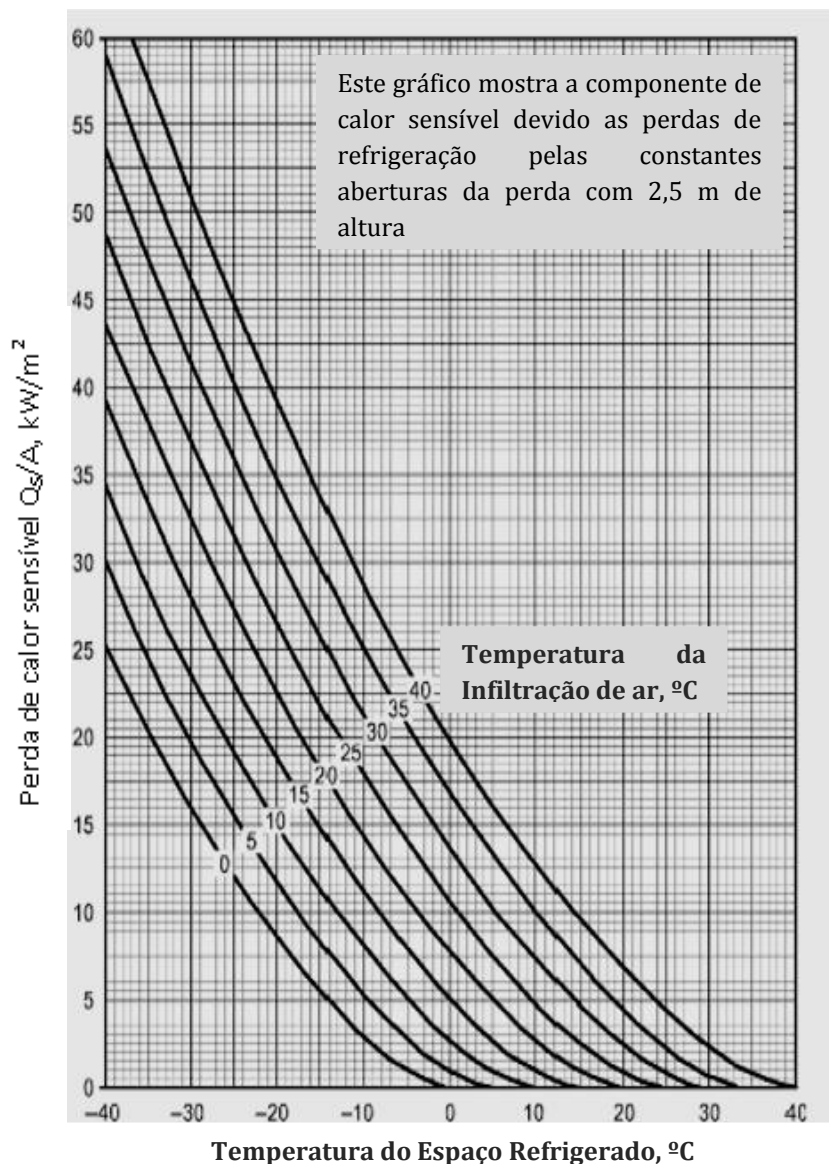


Figura 2.9: Gráfico de calor sensível para o cálculo da carga de infiltração devido à abertura de portas (Martins,2012)

2.5.3- Carga térmica dos produtos

A carga térmica devido ao produto, que geralmente corresponde a maior percentagem da carga térmica de câmaras de arrefecimento e congelamento, é composta pelas seguintes parcelas:

- **Calor sensível antes da congelação:** calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de entrada na câmara até a temperatura do início da congelação, ou, no caso em que o produto somente vai ser refrigerado, a sua temperatura final.
- **Calor latente da congelação:** calor retirado do produto para promover a sua mudança de fase, isto é, a sua congelação.

- **Calor sensível após congelação:** calor que deve ser retirado do produto para reduzir a sua temperatura desde a temperatura de congelação até a temperatura final do produto.
- **Calor de respiração:** calor libertado na câmara devido ao processo de respiração de frutas frescas e vegetais. A libertação deste calor de respiração, também conhecido como calor vital, varia com a temperatura (Dias, 2012).

A carga térmica dependente do produto armazenado é dada para o caso mais geral pela seguinte equação (2.8):

$$\dot{Q}_{\text{Prod}} = \frac{m \times c_1 \times \Delta T + m \times L + m \times c_2 \times \Delta T_2}{\text{Ciclo} \times 60 \times 60} \quad (2.8)$$

Onde:

m = Fluxo diário de entrada [kg/dia];

c₁ = Calor específico do produto antes do seu ponto de congelação [J/(kg.°C)];

ΔT = Diferença entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura de congelação [°C];

QL = Calor latente de congelação [J/kg];

ΔT₂ = Diferença entre a temperatura de congelação do produto e a temperatura da câmara [°C];

c = Calor específico do produto após o seu ponto de congelação [J/(kg.°C)];

Ciclo = tempo necessário para completar o processo de conservação [horas].

Para calcular o ganho térmico devido à respiração ou fermentação do produto armazenado, pode-se utilizar a expressão (2.9) (Pineda, 2001):

$$\dot{Q}_{\text{R/F}} = m \times C_r \quad (2.9)$$

Onde,

m = Quantidade de produto armazenado na câmara [tonelada/dia];

C_r = Calor de respiração / fermentação [J/(ton dia)].

No entanto, segundo Mantins (2012) e Pineda (2001), a carga gerada pelos produtos pode ser contabilizada utilizando apenas a componente sensível dessa carga transferida através dos produtos para o espaço refrigerado através da seguinte expressão (2.10).

$$\dot{Q}_{\text{prod}} = m \times c \times \Delta T \quad (2.10)$$

Onde:

m = Massa dos produtos;

c = Calor específico para esse tipo de produto;

ΔT = Diferença entre as temperaturas iniciais e finais dos produtos.

2.5.4- Cargas térmicas internas

As cargas internas são todas as fontes térmicas que dissipam calor para o espaço refrigerado e que contribuem para o aumento da sua temperatura, gerados por fontes como: equipamentos elétricos (iluminação, motores elétricos, empilhadores), equipamentos de processamento de produtos (cozedura, embalagem e processos de conservas) e seres humanos (que libertam calor durante a sua atividade metabólica)(Martins, 2012).

2.5.4.1- Seres Humanos

Os seres humanos, devido ao funcionamento do seu metabolismo, produzem uma carga térmica significativa, que pode ser variável consoante o tipo de indivíduo, vestuário, ou tipo de atividade exercida. Essa carga pode ser estimada pela expressão (2.11):

$$\dot{Q}_{\text{ocup}} = 272 - 6 \times T \quad (2.11)$$

Onde:

T = temperatura do espaço refrigerado(°C)

No caso de vários indivíduos acederem, sistematicamente, ao mesmo espaço refrigerado, essa carga adicionada é superior, para tal considera-se um incremento de 25% ao valor obtido anteriormente na equação 2.11 para ajuste do cálculo (Martins, 2012).

2.5.4.2- Iluminação

A iluminação das câmaras frigoríficas, deve resistir à humidade, ser estanque à água e deve estar protegida por armadura. A iluminação normal deverá oscilar entre 60 e 100 lux e podemos considerar uma carga térmica de cerca de 6 W/m²(Ribeiro, 2012).

No entanto, a carga térmica devida à presença de lâmpadas pode ser determinada recorrendo à expressão(2.12) (Martins,2012):

$$\dot{Q}_{\text{illum}} = \frac{P_{\text{illum}} \times S \times t_{\text{illum}}}{t_{\text{evap}}} \quad (2.12)$$

Onde,

P lum. = Potência instalada de iluminação [W/m^2];

S = Área da câmara frigorífica [m^2];

t lum. = Tempo em que as lâmpadas estão ligadas por dia [$horas$];

t_{evap.} = Tempo de funcionamento dos evaporadores por dia [$horas$] (Dias, 2012).

2.5.4.3- Motores elétricos

Os motores elétricos, enquanto consumidores de energia elétrica, representam um ganho térmico significativo devido à energia dissipada por efeito de Joule que varia sobretudo com a potência do motor, sendo dado pela expressão (2.13):

$$\dot{Q}_{\text{mot}} = \frac{P_e}{\eta} \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.13)$$

Onde:

P_e = Potência elétrica do motor W;

η = Rendimento do motor ($0 < \eta < 1$);

F_{UM} = Fator de utilização (aplicado quando a utilização do motor não é constante e existam períodos de paragem significativos durante o dia);

F_{LM} = Fator de carga do motor (fração de carga nominal entregue sobre as condições das cargas de refrigeração) (Martins, 2012).

Na equação, é considerado que tanto o motor como os equipamentos acionados se encontram no espaço refrigerado, assim no caso do motor se encontrar no espaço exterior e o equipamento acionado no espaço interior, o calor equivalente do equipamento em funcionamento é dado pela expressão 2.14:

$$\dot{Q}_{\text{mot}} = P_e \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.14)$$

No caso dos motores se encontrarem dentro do espaço refrigerado e as máquinas acionadas no exterior, essa carga é dada pela expressão 2.15:

$$\dot{Q}_{\text{mot}} = P_e \times \left(\frac{1-\eta}{\eta} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.15)$$

2.5.5- Cargas do equipamento de refrigeração

A carga do equipamento de refrigeração resultante da libertação de calor durante o seu funcionamento, é, geralmente, atribuída a casos em que os ventiladores não são desligados

durante o período de descongelação dos evaporadores, verificando-se conseqüentemente um acréscimo devido à ausência de refrigeração. Para temperaturas na gama de -1°C , esta carga apresenta um contributo de cerca de 5% da carga total de refrigeração, porém para temperaturas de -30°C pode representar mais de 15% dessa carga, devendo optar-se por uma estratégia de controlo *on/off* para os ventiladores, a fim de não provocar um aumento da temperatura e economizar energia (Martins, 2012).

No entanto, Dias (2012), considera que a dissipação de calor nos ventiladores é inevitável, sendo a carga térmica calcula pela expressão seguinte (2.16):

$$\dot{Q}_{\text{Vent}} = P_{\text{Vent}} \times n \quad (2.16)$$

Onde:

n = Número de ventiladores dentro da câmara;

P_{Vent.} = Potência de cada ventilador [W].

2.5.6- Cargas devidas a descongelação

Nas instalações que funcionam com temperaturas de evaporação inferiores a 0°C , é necessário realizar a descongelação dos evaporadores e conseqüentemente ocorre um acréscimo de temperatura no recinto arrefecido.

Numa primeira fase, a carga térmica a ser removida na câmara frigorífica chama-se carga térmica previsional, é definida como sendo a soma de todas as cargas térmicas supracitadas exceto a carga devido à descongelação que é multiplicada por um fator de segurança compreendido entre 10 a 20% para compensar os ganhos térmicos devidos à esta. O cálculo de carga térmica é efetuado para um período de 24 horas. Entretanto, deve-se considerar um período entre 16 a 20 horas de operação dos compressores, de forma a possibilitar a descongelação, e também possíveis sobrecargas de capacidade (Dias, 2012).

2.5.7- Carga Total

A carga total de refrigeração necessária para anular a potência térmica, libertada pelas diversas fontes mencionadas, é calculada através do somatório de todas as cargas anteriormente referidas (Pineda, 2008). Usualmente, a essa carga de refrigeração total aplica-se um fator de segurança de cerca de 10%, adicionado ao total obtido, de modo a permitir algumas discrepâncias entre valores projetados e valores reais (Martins, 2012).

Face ao exposto, verifica-se que a determinação das diferentes cargas térmicas referidas é de extrema importância, pois, para se obter uma boa eficiência energética como foi referido ao longo deste capítulo é necessário obter uma carga térmica total o mais baixa possível, pois, no caso de existirem deficiências nas câmaras, infiltrações, avarias nos equipamentos, as portas ficarem abertas, as luzes ficarem acesas, entre outros fatores que como já foram referidos anteriormente proporcionam o aumento das cargas térmicas, estas vão contribuir para um aumento de tempo de trabalho por parte dos compressores e conseqüentemente um aumento dos custos energéticos, diminuindo assim, a eficiência energética.

Capítulo 3

Material e métodos

O capítulo 3, tem como objetivo a caracterização da empresa em estudo, assim como o seu processo produtivo e as instalações frigoríficas da mesma.

Por fim, é referida a metodologia de trabalho utilizada, e é efetuada uma breve caracterização dos equipamentos de medida utilizados para as medições necessárias ao estudo em causa.

3.1- Descrição da empresa

A empresa em estudo, Frisalgados - Fabrico e Distribuição de Produtos Alimentares Lda, também conhecida por Cruídoce, sendo esta a designação da marca de produtos da empresa, localiza-se no parque industrial de Tábua (concelho de Coimbra).

A figura 3.1, mostra a fachada principal da empresa em estudo.



Figura 3.1: Fachada principal da empresa em estudo

Esta empresa, procede a transformação de matérias-primas e a distribuição de produtos alimentares transformados ultracongelados. São vários os produtos confeccionados pela empresa, estes vão desde produtos salgados (croquetes, rissóis, rolinhos) até a pastelaria doce e salgada (folhados, croissants, empadas).

Além da transformação de matérias-primas, a empresa faz revenda de diferentes doces como por exemplo: brigadeiro, bola de Berlim, bolo de arroz, queijadas e tarte de maçã.

A estimativa de produção da empresa por ano é de 521 toneladas, sendo a estimativa de matéria-prima utilizada de 457 toneladas. A matéria-prima utilizada pela empresa é diversa sendo por exemplo: produtos a base de carne (fiambre, presunto, bacan), carne, peixe, lacticínios (leite, queijo) especiarias (caril, cominhos, salsa) e farinha.

A equipa de produção é constituída por 19 colaboradores, tendo ainda mais colaboradores responsáveis pela logística e administração da empresa, sendo no total, 39 colaboradores.

3.2 Características das infraestruturas

A empresa, tem uma área coberta de 980 m², e é constituída com paredes laterais exteriores em tijolo e cimento e interiores em painel sandwich de 60mm de espessura. A sua cobertura interior, é constituída por painel térmico sandwich, sendo exteriormente de blocotelha. O chão, é constituído por betão armado coberto com resina Epoxy.

Relativamente as infraestruturas das câmaras de refrigeração, estas são constituídas por painel sandwich de 80mm de espessura e as portas são de dupla espessura também com 80mm. As câmaras de congelação, são também, constituídas por painel sandwich mas com uma espessura de 120mm, tendo a porta igualmente dupla espessura com 120mm.

Na figura 3.2, apresenta-se um esquema da constituição do painel sandwich. Este engloba painéis com espumas rígidas do isolante poliuretano, com peso específico mínimo de 45 kg/m³. A espuma rígida, é prensada entre duas placas metálicas, lisas, lacadas e tratadas contra a corrosão (galvanizadas). Este painel, tem a função de barreira de vapor, isolamento térmico e proteção mecânica de ambas as faces do painel. Assim, não há a necessidade de impermeabilizar as paredes, antes de se colocar o isolamento, visto que, estes painéis já têm essa função. Para assegurar a estanquicidade do vapor de água, recorre-se a uma junta de silicone, entre os painéis (Ribeiro, 2012).

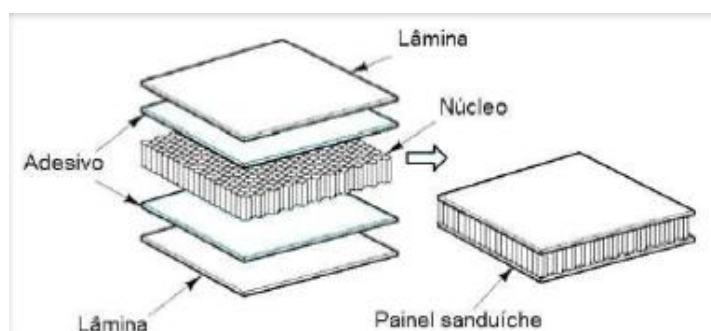


Figura 3.2: Constituição do Painel Sandwich (RIBEIRO, 2012).

3.3- Descrição do processo produtivo

Devido a grande diversidade de produtos produzidos pela empresa, esta possui consequentemente diferentes processos produtivos. Assim, para uma melhor compreensão do processo produtivo da empresa foi desenvolvido um fluxograma onde de forma geral e resumida se apresenta todos os produtos confeccionados pela empresa, assim como, os diferentes processos produtivos associados.

Na figura 3.3 apresenta-se o fluxograma com a descrição dos processos produtivos.

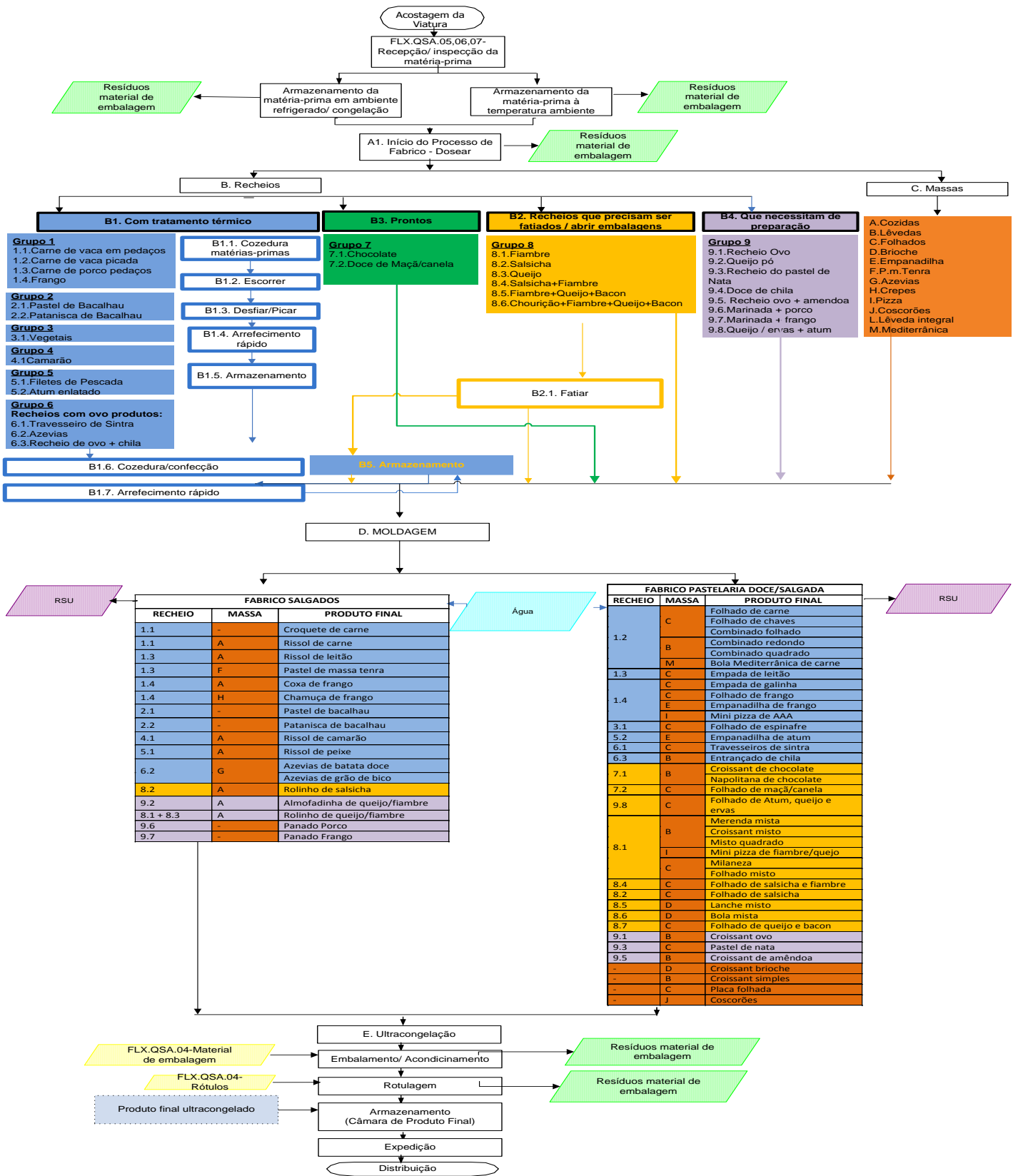


Figura 3.3: Fluxograma geral de fabrico de produtos

3.4- Instalações frigoríficas da empresa

Na figura 3.4, apresenta-se a planta das instalações da empresa. Através da planta, podemos verificar que existem três câmaras de conservação de matérias-primas, duas câmaras de congelação, uma antecâmara, uma sala de desperdícios alimentares e um túnel de congelação. Existe ainda na empresa um armário de congelação.

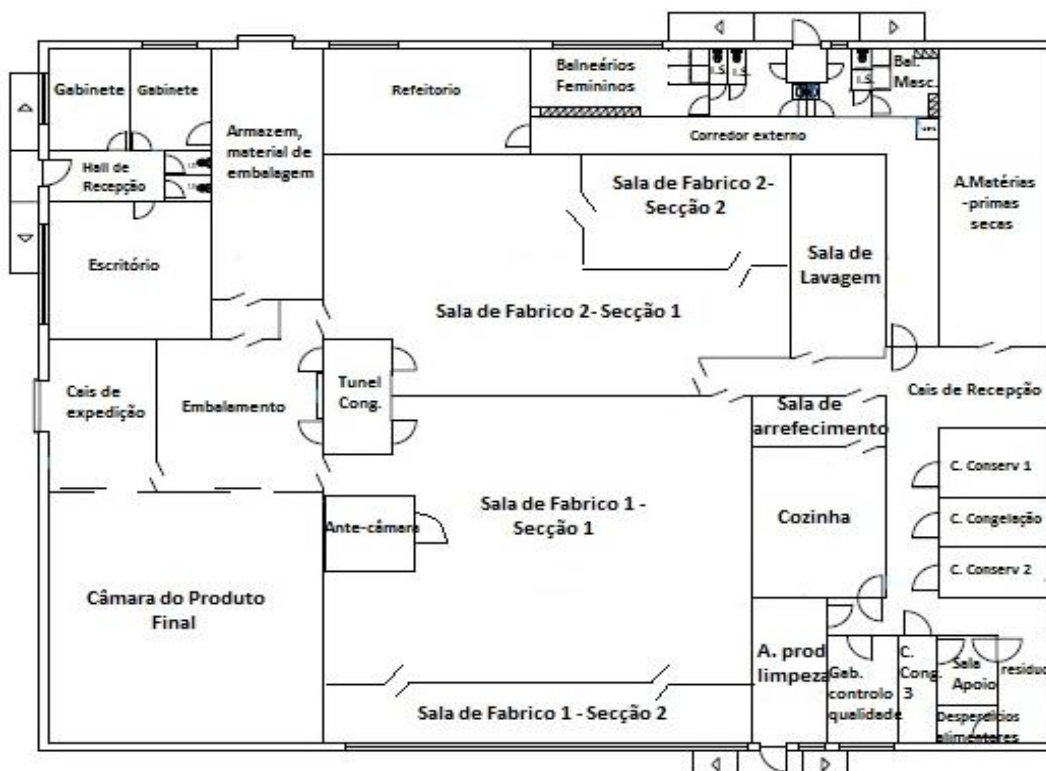


Figura 3.4: Planta das instalações da empresa

Todas as zonas de fabrico e embalamento excepto a zona de fabrico 1 (secção2), possuem evaporadores para garantir as condições ambientais necessárias durante a produção dos produtos confeccionados pela empresa e para garantir a segurança alimentar dos mesmos. Sendo que, existem quatro evaporadores com um ventilador na sala de fabrico 1 (secção 1), três na sala de fabrico 2 (secção1), um na sala de fabrico 2 (secção 2), um no embalamento, um no cais de expedição e finalmente um na cozinha (sala de arrefecimento).

A figura 3.5, diz respeito aos evaporadores que se encontram nas zonas referidas, sendo estes, da marca centauro, modelo:ERK16/6660, com o motor de 250W, 0,95 A e 250[V].

Na figura 3.6, observa-se outro tipo de evaporadores que se encontram nos corredores da empresa, existem dois destes evaporadores e são da marca António Seveso S.P.A, modelo:ASFNIX00015 ASOSSE MATR, com o motor de 230 [V] e 250 W.



Figura 3.5: Evaporador da marca Centauro



Figura 3.6: Evaporador da marca António Seveso S.P.A

No caso da antecâmara, a refrigeração é realizada pela transferência de frio da câmara do produto final para esta através duma abertura que existe entre as duas, na antecâmara são armazenados os carros de produtos que aguardam para serem congelados e as massas que não podem estar a temperatura ambiente, pois, começam a levedar.

Todas as câmaras de congelação / conservação possuem no seu interior evaporadores, sendo que, os correspondentes compressores e condensadores, se encontram fora da empresa, estando os compressores fechados em dois compartimentos distintos.

A figura 3.7 e 3.8, mostra a central de frio constituída por três compressores semi-herméticos e um compressor individual semi-hermético que sustentam o túnel de congelação, câmara do produto final e os evaporadores dispersos pela empresa. Por sua vez, a figura 3.9 e 3.10 mostram outra central de frio constituída por dois compressores semi-herméticos e outro compressor individual semi-hermético que alimentam as três câmaras de conservação e a câmara de congelação de matérias-primas.

Todos estes equipamentos, foram adquiridos em 2005. Devido ao uso, e ao desgaste dos mesmos, apenas foi possível retirar algumas informações sobre os mesmos.

A figura 3.7, mostra ainda, um recipiente de liquido da marca TACNAC-Tecnicas Alimentares del control S.L. do tipo horizontal para uma pressão de 32 Bar. Esta figura mostra também, os compressores da marca Frascold associados em paralelo. Por sua vez, na figura 3.9, observa-se um recipiente de líquido de menor dimensão da mesma marca para uma pressão de 32bar, e 2 compressores da marca Frascold associados em paralelo. A figura 3.10 mostra ainda, o compressor da marca Frascold, com um ventilador para refrigeração.



Figura 3.7: Compressores lado esquerdo 1



Figura 3.8: Compressores lado esquerdo 2



Figura 3.9: Compressores lado direito 1



Figura 3.10: Compressores lado direito 2

A figura 3.11 e 3.12, mostram os condensadores utilizados nas instalações frigoríficas, sendo dois condensadores verticais com dois ventiladores cada, e um condensador horizontal com quatro ventiladores, respetivamente. Por sua vez, na figura 3.13 observa-se do lado esquerdo um condensador retangular com dois ventiladores e um condensador horizontal (marca: Centauro) com um ventilador.



Figura 3.11: Condensadores lado esquerdo 1



Figura 3.12: condensadores lado esquerdo 2



Figura 3.13: Condensadores lado direito

Relativamente aos evaporadores, estes diferem consoante a câmara, pois, cada câmara de congelação/ refrigeração possui diferentes dimensões e diferentes fins associados, aos quais, correspondem as capacidades de refrigeração adequadas.

Na figura 3.14, observa-se a câmara de refrigeração 1 que possui 9,8 m² e que se destina ao armazenamento das diferentes matérias-primas que necessitam de baixas temperaturas para a sua conservação, como por exemplo: fiambre, queijo, bacan, ovo produto, banha de porco e mozzarella. Esta câmara, possui um evaporador de marca SIARCO-refrigeracions, modelo KS3047E, com quatro ventiladores.

A figura 3.15, diz respeito a câmara de refrigeração 2, tem 4,4 m² e destina-se ao armazenamento dos diferentes recheios que são preparados na cozinha e os produtos prontos a utilizar, como por exemplo: camarão cozido, bacalhau, bifanas em marinada, recheio de carne, recheio de camarão e recheio de azevias. Esta câmara, possui um evaporador da marca SIARCO-refrigeracions, modelo KS3052E com três ventiladores.



Figura 3.14: Interior da câmara de conservação 1



Figura 3.15: Interior da câmara de conservação 1

Na figura 3.16, observa-se a câmara de refrigeração 3 que possui 5,2 m² e que se destina ao armazenamento das diferentes matérias-primas que sobraram da confeção dos produtos, por exemplo: fiambre fatiado, queijo fatiado, queijo da bola se carne, recheio de frango, creme de amêndoa e recheio de carne. Esta câmara, possui um evaporador da marca Antonio Seveso S.P.A, modelo RFINXX00032 AROSSE MATR, com três ventiladores.

A figura 3.17 diz respeito à sala de desperdícios alimentares, tem 3,1 m² e destina-se ao armazenamento das diferentes matérias-primas que sobraram na confeção dos produtos. Estas podem ser: massa folhada, massa quebrada, farinha, pão ralado e latas de salchichas. Esta câmara, possui um evaporador da marca Antonio Seveso S.P.A, modelo ARFINXX00032 AROSSE MATR, com dois ventiladores.



Figura 3.16: Interior da câmara de conservação 3



Figura 3.17: Evaporador da sala de desperdícios alimentares

Relativamente a câmara de congelação 1, esta tem 7,4 m² e destina-se ao armazenamento das diferentes matérias-primas que necessitam de temperaturas negativas para manterem a sua conservação. Estas podem ser: camarão, crepes de chamuça, bacalhau, carne, pescado, pimentos em tiras. Na figura 3.18 observa-se o evaporador da marca SIARCO-refrigeracions da referida câmara, com dois ventiladores.

Por sua vez, a câmara do produto final, tem 98 m² e destina-se ao armazenamento dos diferentes produtos ultracongelados confeccionados pela empresa. A figura 3.19 mostra um dos dois evaporadores existentes na referida câmara, da marca Centauro, modelo: DDIE-7099 01087, cada um deles com três ventiladores. Estes evaporadores foram adquiridos em 2008.



Figura 3.18: Evaporador da câmara de congelação 1



Figura 3.19: Evaporador da câmara do produto final

Relativamente ao túnel de congelação, este tem 12 m² e destina-se a congelação dos produtos que são confeccionados. Este túnel é estático e possui um evaporador com dois ventiladores.

Na figura 3.20 observa-se um dos referidos ventiladores com o respetivo motor elétrico.

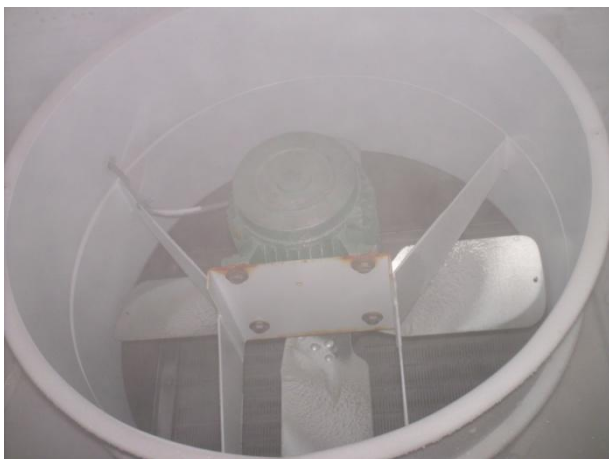


Figura 3.20: Ventilador túnel de congelação

Por fim, na figura 3.21, observa-se o armário de congelação que é alimentado a azoto e que se destina a também a congelação do produto confeccionado, fazendo ciclo com três carros de tabuleiros de cada vez. A marca deste equipamento é PACKO ZEDELGEM BELGUM, e do tipo KOELLEL, código nº: NS 108876, Modelo: CB 1200. Por sua vez, a figura 3.22 diz respeito ao compressor de ar comprimido associado ao armário, sendo este da marca AIR COMPRESSOR, modelo:LW-250t.



Figura 3.21: Armário de congelação e congelação



Figura 3.22: Compressor de ar comprimido do armário de

3.4- Metodologia de trabalho

3.4.1- Equipamentos de medida

Neste tipo de empresa, é essencial manter as condições ambientais adequadas de forma a garantir a segurança alimentar. Para avaliar estas condições ambientais, foram utilizados Data Loggers que permitem medir a temperatura e humidade relativa de um determinado local. Este equipamento, permite uma análise detalhada dos dados obtidos, pois, é possível através do seu software, relacionar os dados obtidos com a data e o tempo correspondentes. Este equipamento permite ainda, definir o tempo de contagem e possui uma bateria de longa duração o que permite registar temperaturas e humidades durante um longo período de tempo.

Neste estudo, foram usados Data Loggers da marca LASCAR electronics, com uma precisão de $0,3^{\circ}\text{C}$ e $\pm 2\%$ de RH, nas câmaras de refrigeração/congelação e no túnel de congelação durante um mês, registando as temperaturas e humidades relativas de 5 em 5 minutos. Foram ainda, usados Data Loggers nas diferentes unidades de fabrico, sala de desperdícios alimentares e na antecâmara durante uma semana, registando temperaturas e humidades relativas de minuto em minuto.

Para uma boa eficiência dos equipamentos de refrigeração/ congelação, é essencial avaliar as condições ambientais, estruturais e de perdas de frio nos diferentes espaços ambientais, e para esta avaliação foi utilizada a técnica de termografia.

A termografia, converte, a radiação térmica emitida pela superfície de um objeto, visível ao olho humano devido ao seu comprimento de onda, em imagens visuais detalhadas do perfil de temperaturas. Para isto, é utilizado um equipamento de termografia por infravermelhos que capta a radiação térmica (ou infravermelha) emitida pela superfície em estudo sem necessidade de qualquer contacto (Sousa, 2010).

Existem três tipos de equipamentos de medição termográfica: termómetros pontuais, scanners de linha e câmaras termográficas. Neste estudo, foi utilizada uma câmara termográfica da marca Testo versão 2.0.

As câmaras termográficas, captam e convertem a radiação infravermelha emitida por uma superfície numa imagem térmica a duas dimensões, numa escala de cores ou escala de cinza, representativa da temperatura a que se encontra a superfície (Sousa, 2010).

Este equipamento é constituído por vários componentes, sendo os principais:

- **Lente** – capta a radiação infravermelha incidente no detector, excluindo a radiação visível;
- **Detetor** – a radiação captada pela lente é canalizada para o detetor que produz um sinal elétrico;
- **Processador eletrónico** – a resposta do detetor é processada de modo a produzir imagem térmica e quantificar a temperatura;
- **Controlos** – permitem ajustar diversos parâmetros, tais como: entrada de radiação infravermelha, dados de saída e alcance;
- **Ecrã** – permite verificar as imagens obtidas;
- **Armazenamento de dados;**

- **Software do equipamento** – permite tratar os dados obtidos e elaborar o relatório (Sousa, 2010).

Neste estudo, foram analisadas com a câmara termográfica todas paredes, tetos e portas das câmaras de congelação, refrigeração, antecâmara e o túnel de congelação, procurando assim, encontrar possíveis pontes térmicas.

3.4.2- Dados recolhidos

Uma vez que a câmara do produto final foi reparada em abril de 2013, foram recolhidos os valores de temperatura retirados pela empresa no mês anterior à reparação da câmara, para proceder a uma comparação destes valores com os valores obtidos no data logger, verificando assim, se existe como esperado, uma alteração significativa dos valores obtidos anteriormente.

A medição dos consumos e custos energético da empresa, foi efectuada da informação recolhidas as faturas de energia eléctrica de Setembro de 2010 até Setembro de 2013.

A análise das faturas eléctricas, permite verificar se a opção tarifaria da empresa é a mais adequada, analisar a distribuição dos consumos por horas cheias, vazio e pontas, se existe pagamento de energia reativa ou não e a evolução da potencia em horas de ponta e da potencia contratada (Gaspar, 2004).

A energia ativa consumida pela indústria é de média tensão e o tarifário é tetra-horário, isto é com quatro períodos horários: horas de ponta, horas de cheias, horas de vazio e horas de super vazio. Existe ainda a distinção entre consumos em quatro períodos anuais: período I (1 de janeiro a 31 de março), período II (1 de abril a 30 de junho), período III (1 de julho a 30 de setembro), período IV (1 de outubro a 31 de dezembro). Os períodos I e IV correspondem ao anterior período húmido, e os períodos II e III ao período seco (Gaspar, 2004).

As tabelas 3.1 e 3.2, apresentam os horários para os diferentes períodos tarifários, para a opção tarifária do ciclo diário e do ciclo semanal respetivamente.

Caso existam grandes diferenças nas percentagens mensais de energia consumida nestes três ou quatro períodos, esta pode, dever-se a exigência de laboração ao longo do ano ou a falta de controlo em relação à forma como a energia é consumida.

A transposição gráfica dos valores anuais dos consumos permiti-nos construir o diagrama de cargas anual. A sua evolução pode confirmar alterações significativas nas instalações ou no ritmo de laboração, ou pode indicar ainda anomalias e irregularidades no processo de fabrico.

As pontes térmicas e eventuais deficiências dos isolamentos, foram obtidos através de termogramas mediante a utilização da câmara termográfica. Esta informação permitiu-nos avaliar as potenciais medidas de eficiência energética.

Outro parâmetro que pode ser avaliado com os consumos de energia e a produção são os indicadores energéticos. Segundo Marales, et al. (2005), os indicadores energéticos, podem ser definidos como macro-indicadores (quando caracterizam a eficiência de um país ou região) ou micro-indicadores (quando caracterizam a eficiência de uma empresa, edifício ou habitação). Estes indicadores, podem ser divididos em duas categorias em função dos seus objetivos:

- Indicadores descritivos: quando caracterizam a situação da eficiência energética sem procurar justificativa para as causas ou desvios;

-Indicadores explicativos: quando explicam as razões pelas quais se deram variações ou desvios nos indicadores descritivos, ou seja, ajudam a identificar a contribuição dos vários efeitos, sejam eles tecnológicos, estruturais ou de comportamento nas variações de eficiência energética.

Os indicadores descritivos e explicativos, podem ainda ser estabelecidos tendo em consideração dois critérios:

-Critério económico: quando a eficiência energética é medida em um nível elevado de agregação não sendo possível caracterizar a atividade com indicadores técnicos ou físicos;

-Critério técnico-econômico: utilizado quando a eficiência é medida em um nível desagradado, ou seja, subsetor, ramo de atividade ou utilização final, relacionado com o consumo de energia com um indicador de atividade medido em unidades físicas como por exemplo: toneladas de aço ou número de ocupantes.

No presente trabalho, são determinados os indicadores energéticos do tipo explicativo, utilizando o critério técnico-económico, sendo este, o indicador de eficiência energética (IEE) calculado pela expressão (3.1) que se segue:

$$\mathbf{IEE} = \frac{\text{Consumo energetico total (kWh)}}{\text{Produção (ton)}} \quad (3.1)$$

Tabela 3.1: Ciclo diário

	Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta	09.30/11.30h 19.00/21.00h	10.30/12.30h 20.00/22.00h
Cheias	08.00/09.30h 11.30/19.00h 21.00/22.00h	09.00/10.30h 12.30/20.00h 22.00/23.00h
Vazio	22.00/08.00h	23.00/09.00h
Vazio normal	22.00/02.00h 06.00/08.00h	23.00.09.00h 06.00/09.00h
Super Vazio	02.00/06.00h	

Tabela 3.2: Ciclo semanal

Período de hora legal de Inverno		Período de hora legal de Verão
Segunda a Sexta-feira		
Ponta	09.30/12.00h 18.30/21.00h	09.15/12.15h
Cheias	07.00/09.30h 12.00/18.30h 21.00/24.00h	07.00/09.15h 12.15/24.00h
Vazio	00.00/07.00h	
Vazio normal	00.00/02.00h 06.00/07.00h	
Super Vazio	02.00/06.00h	
Sábados		
Cheias	09.30/13.00h 18.30/22.00h	09.30/14.00h 20.00/22.00h
Vazio	00.00/09.30h	
	13.00/18.30h	14.00/18.30h
	22.00/24.00h	
Vazio normal	00.00/02.00h	
	06.00/09.30h	06.00/09.00h
	13.00/18.00h	14.00/20.00h
	22.00/24.00h	
Super Vazio	02.00/06.00h	
Domingos		
Vazio	00.00/24h	
Vazio normal	00.00/02.00h 06.00/24.00h	
Super vazio	02.00/06.00h	

Capitulo 4

Discussão e apresentação de resultados

No capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados das medições experimentais, assim como, os resultados obtidos através da análise dos dados recolhidos descritos no capítulo 3.

Os resultados obtidos, serão analisados individualmente, começando pela apresentação da informação das faturas de energia para avaliação dos consumos de energia elétrica, seguidamente serão apresentados os resultados relativos as temperaturas, terminando com a apresentação da identificação das perdas térmicas e medidas de eficiência energética.

4.1- Consumos de energia

Na tabela 4.1a e 4.1b, apresentam-se os consumos de energia elétrica correspondentes ao período de faturação de Setembro de 2010 até Setembro de 2013. O ideal seria obter as faturas de Março de 2012 até Março de 2014, pois, era possível avaliar os consumos um ano antes da reparação da câmara do produto final e um ano após a reparação da mesma. No entanto, como não foi possível obter as faturas referidas, devido ao facto da empresa ainda não as possuir todas no momento da conclusão do estágio, foram consideradas como referido anteriormente, as faturas relativas aos últimos três anos.

Nas tabelas 4.1a e 4.1b apresenta-se também, os valores obtidos para o indicador da eficiência energética IEE, assim como, os valores aproximados da produção referente a cada mês e as temperaturas exteriores mencionadas no Instituto de Meteorologia, para a região de Tábua.

Tabela 4.1a: Consumos energéticos

Mês	Total (kWh)	Produção (Ton)	Temperatura max °C	IEE (kWh/Ton)
2010				
Setembro	24291	53,18	35,1	456,77
Outubro	25945	50,96	24,7	509,12
Novembro	21773	55,97	24,8	389,01
Dezembro	21335	58,12	20,5	367,09
2011				
Janeiro	21356	44,25	17,7	482,62
Fevereiro	20483	47,82	19,9	428,34
Março	23742	50,58	24,5	469,40
Abril	21465	46,54	30,3	461,22
Maio	23688	49,95	31,7	474,23
Junho	24286	45,08	39,2	538,73
Julho	26113	44,77	36,9	583,27
Agosto	21876	44,41	37,5	492,59
Setembro	24533	44,73	36	548,47
Outubro	21365	41,09	35,7	519,96
Novembro	19014	46,7	25,6	407,15
Dezembro	19862	48,26	18,3	411,56

Tabela 4.1b: Consumos energéticos

Mês	Total (kWh)	Produção (Ton)	Temperatura max °C	IEE (kWh/Ton)
2012				
Janeiro	21120	39,5	19,7	534,68
Fevereiro	17301	37,05	23,3	466,96
Março	21713	41,12	28,7	528,04
Abril	21297	37,06	24,9	574,66
Maio	24281	43,17	35	562,45
Junho	25587	42,59	38,4	600,77
Julho	25329	40,96	40,5	618,38
Agosto	24613	42,64	34,4	577,23
Setembro	24464	40,61	36,4	602,41
Outubro	22349	48,21	30,6	463,58
Novembro	21563	47,15	22	457,33
Dezembro	20441	48,25	21	423,65
2013				
Janeiro	20100	43,2	17,1	465,28
Fevereiro	19687	41,88	20,4	470,08
Março	18891	45,46	19,6	415,55
Abril	21287	44,67	27,8	476,54
Maio	23182	48,13	28,9	481,65
Junho	21729	38,71	37	561,33
Julho	24316	50,5	39,2	481,50
Agosto	24484	44,83	38,4	546,15
Setembro	26267	48,74	36,8	538,92

A figura 4.1, diz respeito ao gráfico onde se apresenta a energia consumida relativamente a cada mês, em 2012 e 2013. Como se pode verificar pela análise do gráfico referido, a maior percentagem do consumo de energia diz respeito as horas de cheia com cerca de 50% do consumo de energia total. O restante consumo, verifica-se que é consumido maioritariamente em horas de vazio, sendo em média 18% em 2012 e 17% em 2013, seguindo-se das horas de ponta, sendo em média 17% em 2012 e 2013, e super-vazio, sendo em média 11% em 2012 e 10% em 2013.

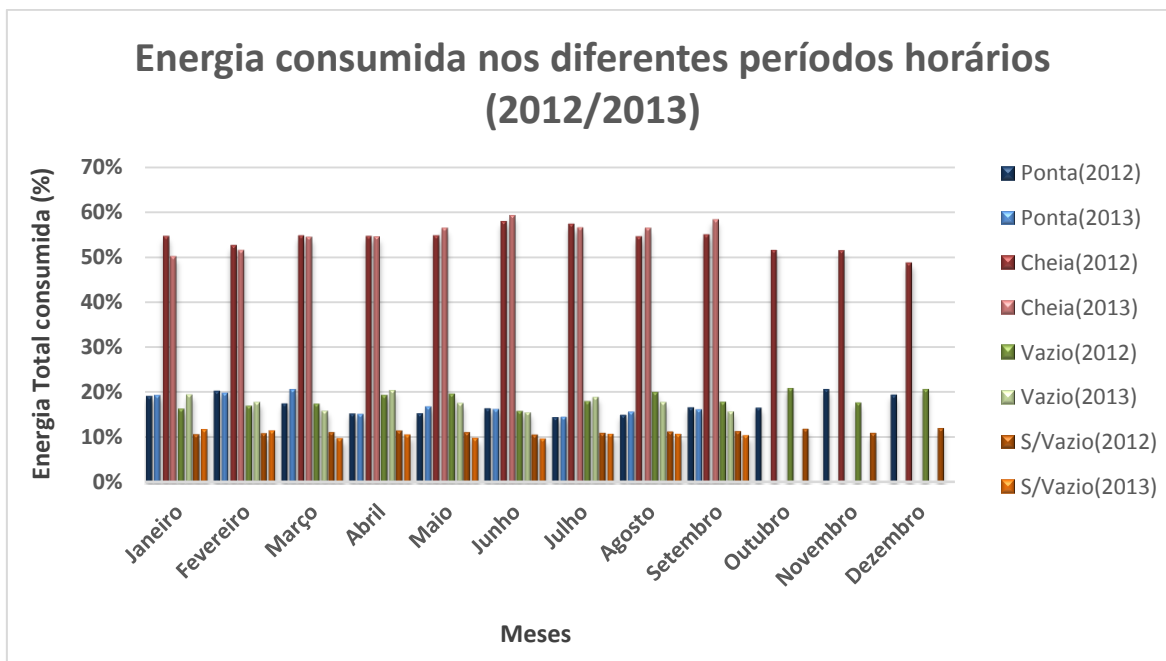


Figura 4.1: Gráfico relativo a energia consumida nos diferentes períodos horários

Relativamente às diferenças entre o ano 2012 e 2013, verifica-se que após a reparação da câmara do produto final, existiu uma ligeira subida no período das horas de cheia, mas nada de significativo, variando a percentagem em 2012 entre 48% e 57%, sendo em média 53% e em 2013 variaram entre 50% e 59%, sendo em média 55%.

Assim, verifica-se que a empresa consome mais energia como esperado nas horas de cheia. No entanto, seria de esperar que o consumo nas horas de ponta fosse superior às horas de vazio, tal não acontece devido a necessidade da câmara do produto final ser aberta por volta das 6h durante algum tempo para o carregamento das carrinhas/camiões de distribuição, fazendo com que a temperatura da câmara suba e os compressores iniciem o trabalho para baixar novamente a temperatura da câmara. Contudo, verifica-se que a diferença de consumos é de apenas 1% sendo que, em 2013, essa diferença foi eliminada.

Quando se pensa na relação entre consumo de energia e produção, assume-se que esta relação ocorre segundo a lógica: quanto maior for a produção maior será o consumo de energia. Porém, como já foi referido existem alguns fatores que podem alterar esta relação, nomeadamente as características das infraestruturas da empresa, eficiência dos sistemas de refrigeração e a temperatura exterior a empresa.

De forma a verificar a influência destes fatores no consumo de energia total da empresa, foram elaborados através dos dados recolhidos, diferentes gráficos que se referem a evolução dos custos de energia elétrica versus produção; evolução do índice de eficiência energética versus temperatura; evolução do índice de eficiência energética versus produção e por fim, de forma a avaliar a eficiência da empresa antes e após a reparação da câmara do produto final, foi elaborado um gráfico com a evolução dos índices de eficiência energética referentes a 2012 e 2013.

Uma vez que os dados recolhidos expõem 3 anos, foram analisados tendo em conta a construção de dois gráficos para cada parâmetro acima referido, sendo o primeiro gráfico

relativo a 2010/2011 e o segundo relativo a 2012/2013, facilitando assim, a observação dos dados de forma a analisar os resultados obtidos face a reparação da câmara do produto final.

Seguidamente, serão apresentados e analisados os gráficos referidos respetivamente.

A figura 4.2a, diz respeito ao gráfico referente a evolução dos consumos enérgicos versus a produção referentes aos meses de 2010/2011. Como se pode observar, nos meses em que se espera existir uma maior temperatura exterior (verão), a energia consumida demonstra uma tendência em subir a medida que sobe também a temperatura, mostrando também, uma tendência em subir face a produção. Contudo, em alguns pontos o índice de eficiência energética subiu mesmo quando a produção desceu, devendo-se esta subida, provavelmente, ao aumento da temperatura exterior a empresa e consequente aumento do trabalho dos compressores.

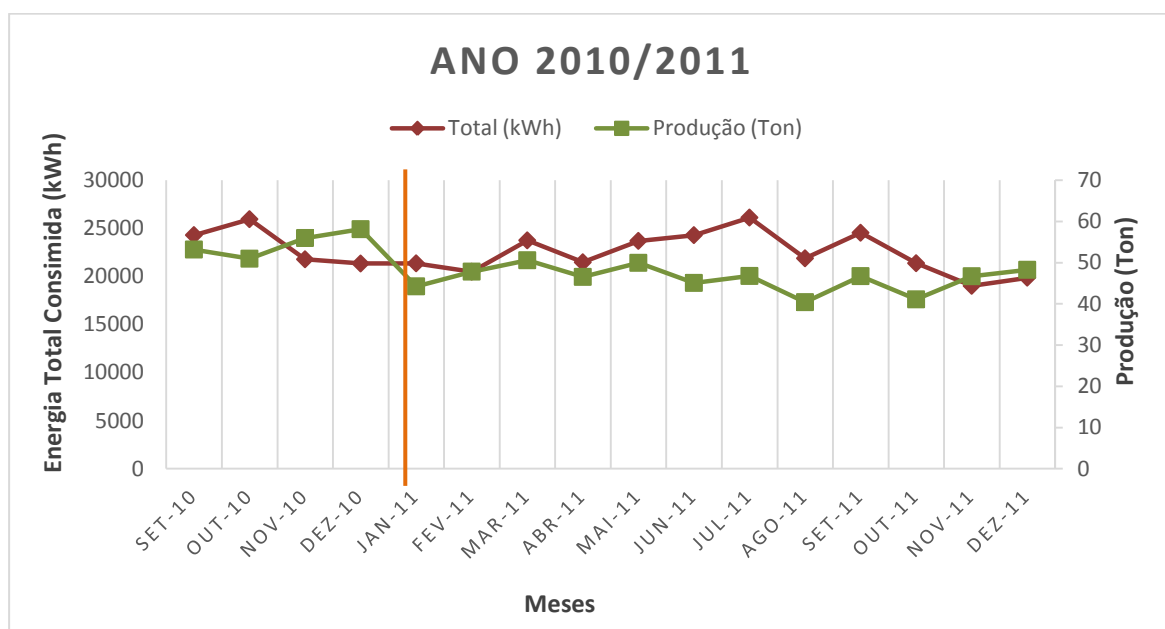


Figura 4.2a: Gráfico relativo a evolução dos consumos de energia versus produção (2010/2011)

Relativamente ao ano 2012/2013, a figura 4.2b, mostra a evolução dos consumos enérgicos versus a produção referentes aos meses destes dois anos, verificando-se assim, de igual forma uma tendência em subir o consumo de energia pelo aumento da produção e da temperatura exterior. No entanto, em 2013, após a reparação da câmara do produto final, verifica-se que mesmo perante o aumento da produção que se verificou em 2013, o consumo energético desceu ou manteve-se praticamente igual relativamente aos consumos dos anos anteriores, indicando assim, uma melhoria na eficiência energética da empresa.

Verifica-se ainda, que em agosto, existiu uma quebra de produção devida às férias dos colaboradores responsáveis pela produção durante 15 dias, descendo consequentemente o consumo de energia.

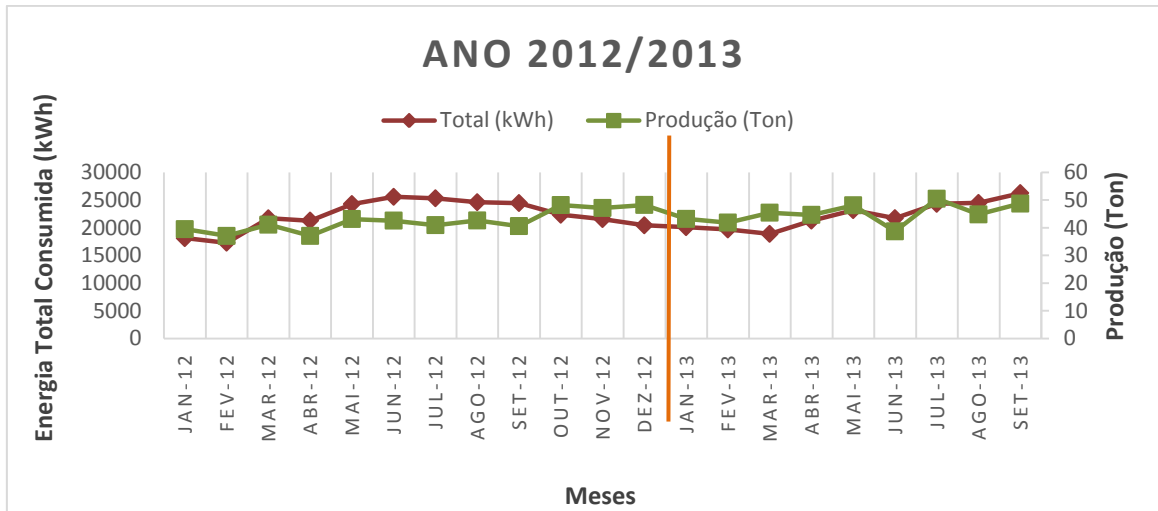


Figura 4.2b: Gráfico relativo a evolução dos consumos de energia versus produção (2011/2012)

De forma a verificar se a tendência em subir os consumos energéticos demonstrada anteriormente se deve mesmo à subida de temperatura exterior, foram recolhidas as temperaturas máximas em cada mês e comparadas com o cálculo do índice de eficiência energética de cada mês.

A figura 4.3a, diz respeito ao gráfico referente a evolução da temperatura exterior versus os índices de eficiência energética relativos a 2010/2011, como se pode observar, existe uma tendência em subir o índice de eficiência energética face a subida de temperatura, ou seja, quanto maior for a temperatura maior vai ser o índice de eficiência energética e consequentemente maior será a energia elétrica consumida. Assim, comprova-se a suspeita referida relativamente figura 4.2a e 4.2b.

Este aumento do consumo, deve-se ao facto dos compressores referentes aos sistemas de refrigeração e aos ventiladores das salas de fabrico terem que trabalhar durante mais tempo para baixar a temperatura para os valores desejados, pois, uma vez que a temperatura exterior sobe, vai existir uma transferência de calor para o interior da empresa, aumentando assim, a sua temperatura interior.

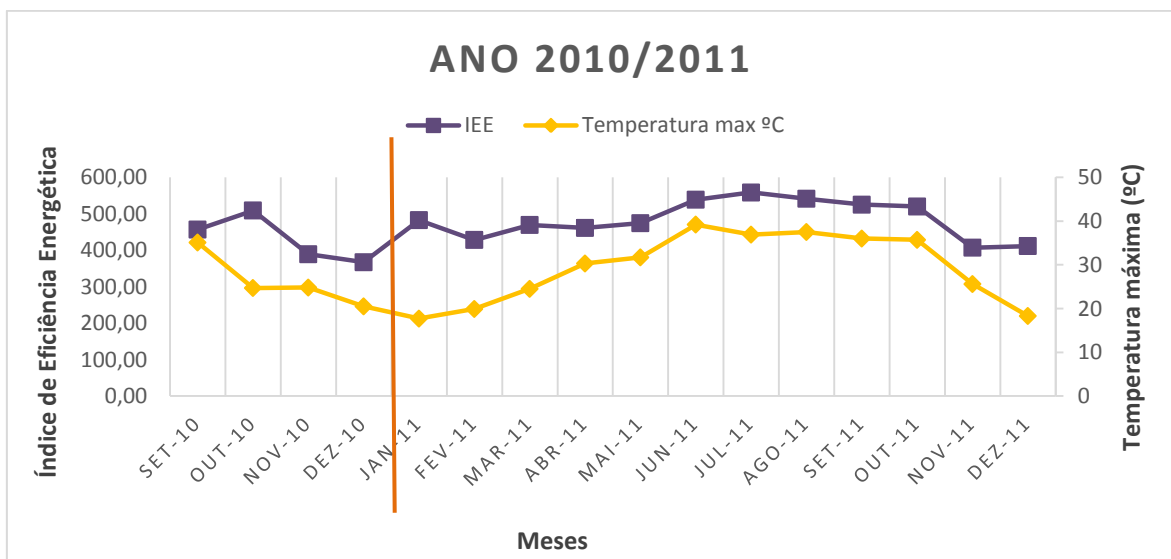


Figura 4.3a: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus temperatura exterior (2010/2011)

Relativamente a 2013, como se pode verificar pela análise da figura 4.3b, referente a evolução da temperatura exterior versus os índices de eficiência energética relativos a 2011/2012, a tendência demonstrada anteriormente, sofre uma alteração após a reparação da câmara do produto final, pois, mesmo com a subida da temperatura exterior, o índice de eficiência energética sobe ligeiramente, não se verificando uma subida tao significativa como nos anos anteriores. Este facto deve-se, a elevada deficiência energética que existia na câmara do produto final antes da sua reparação.

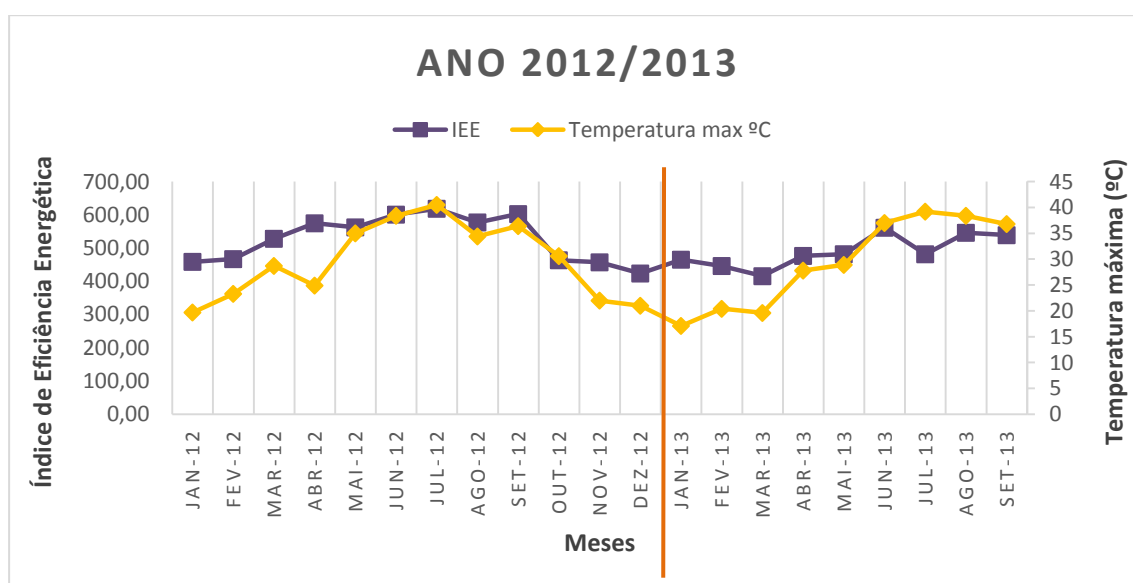


Figura 4.3b: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus temperatura exterior (2011/2012)

De forma a avaliar também a influência da produção sobre os índices de eficiência energética foram realizados através dos recolhidos dois gráficos relativos a comparação destes dois parâmetros.

A figura 4.4a e 4.4b diz respeito a evolução da produção versus o índice de eficiência energética em 2010/2011 e em 2012/2013, respetivamente. Como se pode observar, o índice de eficiência energética mostra-se mais elevado nos meses de maior produção. No entanto, verifica-se que em alguns meses, mesmo com a diminuição da produção, o índice de eficiência energética aumentou, devendo-se este, provavelmente ao aumento da temperatura exterior como já foi demonstrado anteriormente.

Relativamente a 2013, verificou-se uma descida do índice de eficiência energética, mesmo perante o aumento da produção demonstrado.

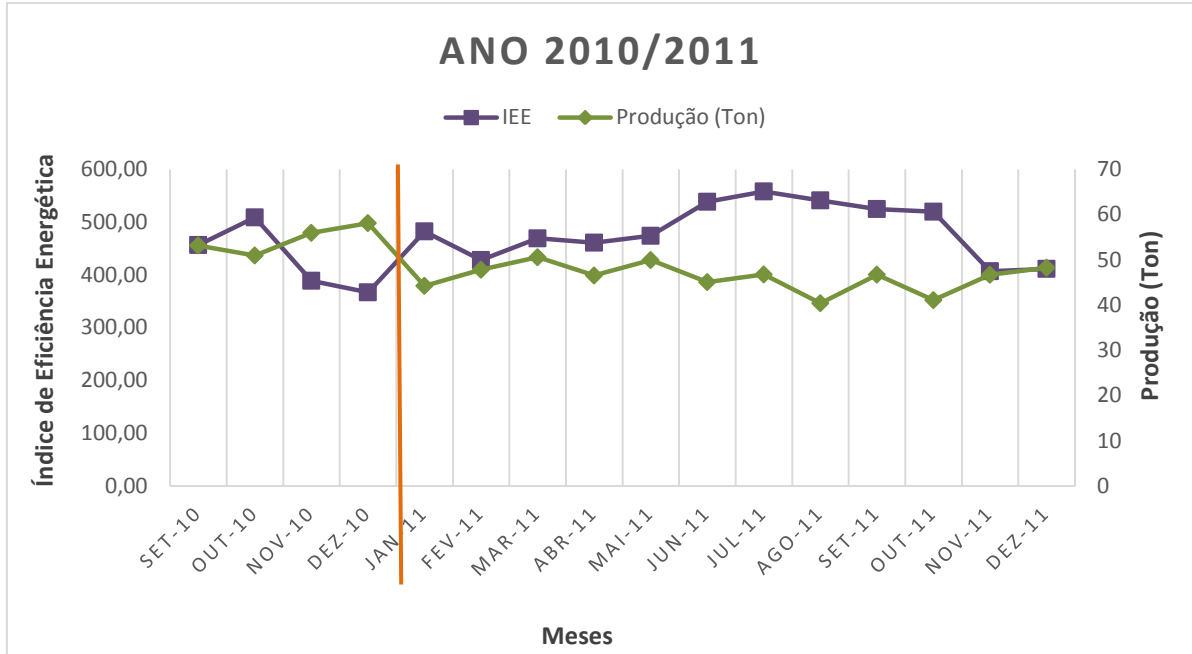


Figura 4.4a: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus produção (2010/2011)

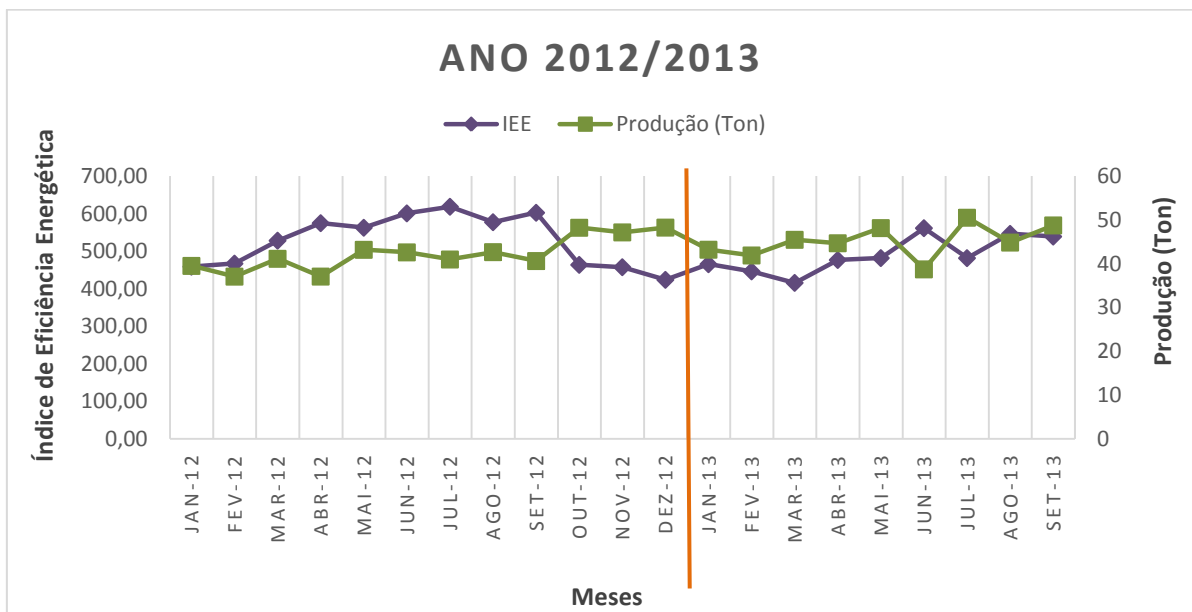


Figura 4.4b: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética versus produção (2011/2012)

A figura 4.5, representa a evolução dos índices de eficiência energética relativos a 2012 e 2013, de forma a verificar se a reparação da câmara do produto final influenciou ou não significativamente a eficiência energética da empresa. Como já era esperado pelos gráficos analisados anteriormente, após reparação da câmara do produto final os índices de eficiência energética desceram significativamente, verificando-se assim, como esperado, o aumento de eficiência energética da empresa. No entanto, verifica-se que em Agosto e Junho os índices em 2012 e 2013 se aproximaram devido a quebra de produção verificada em Julho e às férias dos colaboradores em agosto. Mesmo com a baixa de produção em junho os sistemas de frio

continuam a trabalhar e os equipamentos de fabrico também trabalharam a uma velocidade mais baixa, diminuindo assim, a eficiência energética da empresa neste mês. Relativamente ao mês de agosto, a produção esteve parada 15 dias, mas os restantes colaboradores trabalharam durante esse período, havendo assim, abertura de câmaras para a distribuição e armazenamento de matérias-primas e consumos de energia nos escritórios, assim como, nas câmaras de refrigeração e congelação, diminuindo então, a eficiência energética da empresa no mês referido, devido a interrupção da produção.

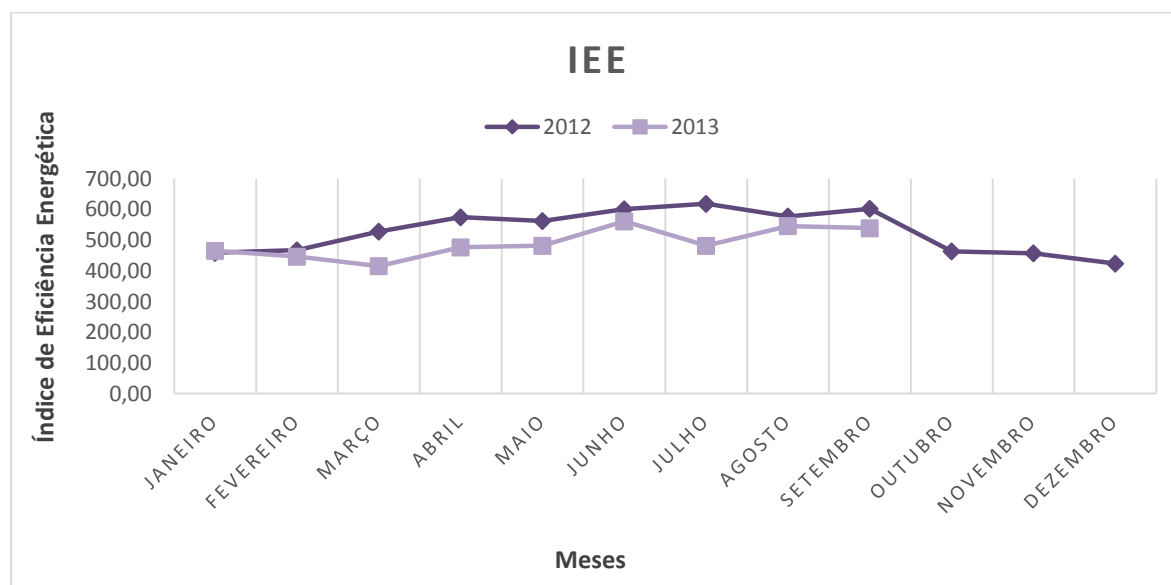


Figura 4.5: Gráfico relativo a evolução dos índices de eficiência energética em 2012 e 2013

Assim, face ao exposto, verifica-se que a temperatura exterior e a produção têm uma influência significativa na eficiência energética da empresa, contudo, o fator que apresenta maior influência como se pode comprovar pelos resultados obtidos antes e depois da reparação da câmara do produto final, é a eficiência dos sistemas de frio da empresa, devendo assim, a empresa proceder a reparação de todas as perdas térmicas existentes nos sistemas de frio, aumentando consequentemente a eficiência energética da empresa.

4.2- Temperaturas e Humidades Relativas (HR)

Como já foi referido anteriormente, numa indústria alimentar, é importante controlar a temperatura e HR das câmaras de refrigeração/congelação, nas salas de fabrico, embalagem e no cais de expedição de forma a garantir que são cumpridos os requisitos impostos pelo sistema HACCP, evitando que existam alterações indesejáveis no interior dos produtos alimentares, como por exemplo, formação de cristais de gelo devido a flutuações de temperaturas e HR, salvaguardando assim, a qualidade e segurança alimentar dos produtos confeccionados.

Segundo o sistema HACCP implementado na empresa, nas câmaras de refrigeração, espera-se que as temperaturas se encontrem entre 0°C e 5°C, e nas câmaras de congelação se encontrem entre -18°C e -20°C. Devendo, os produtos ser rejeitados caso atingirem 10°C ou temperaturas superiores na sua superfície. Nas salas de fabrico, embalagem e cais de

expedição, é esperada uma temperatura de aproximadamente 5°C, não devendo os alimentos estar submetidos a temperaturas entre 5°C e 65°C por um período igual ou superior a 2 horas.

Relativamente as HR na empresa, este parâmetro não é controlado, no entanto, considera-se que devido a grande diversidade de produtos existentes na empresa, o teor de HR deve encontrar-se entre 70% e 90%, devendo esta estar por volta dos 90% no interior das câmaras de refrigeração/congelação.

Seguidamente, serão apresentados os resultados obtidos. Estes resultados apresenta-se divididos em 5 secções: Salas de fabrico; Embalamento/Cais de expedição; Câmaras de refrigeração; Câmaras de congelação/Túnel de congelação e Antecâmara/Sala de desperdícios alimentares.

4.2.1- Salas de fabrico

Como já foi referido anteriormente, a empresa apresenta quatro salas de fabrico: Sala fabrico 1 secção 1 e 2 (Folhados) e sala de fabrico 2 secção 1 e 2 (Salgados). Na figura 4.6 a,b,c e d, apresenta-se o diagrama semanal das temperaturas e humidades obtidas para as salas de fabrico respetivamente.

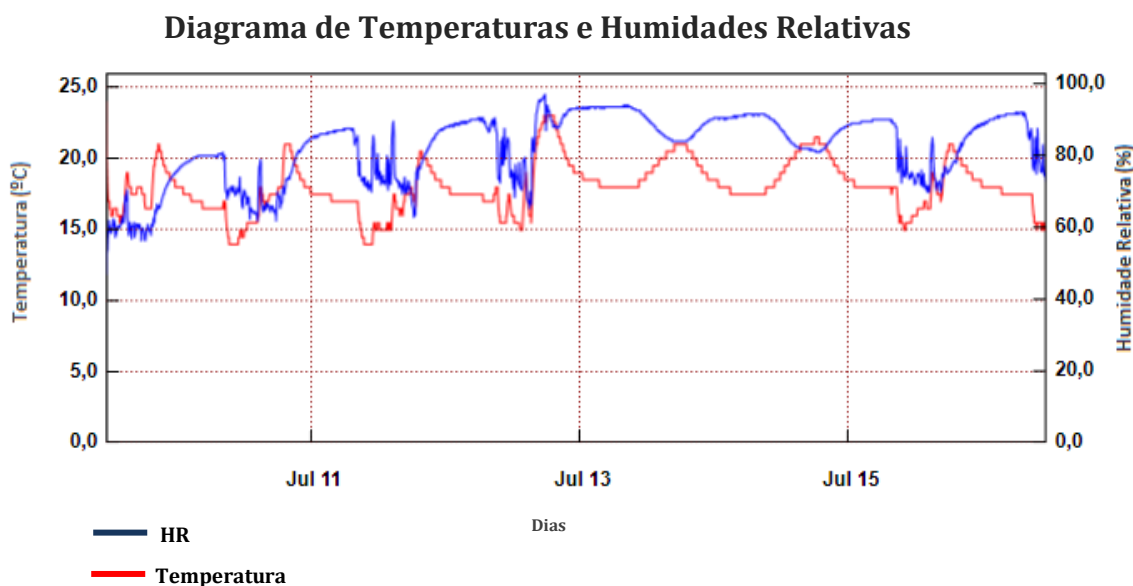


Figura 4.6 a: Diagrama sala de fabrico 1-secção1

Para a análise do diagrama obtido para a sala de fabrico 1-secção1, foi considerado o período de horas de trabalho mais o período de possíveis horas extra, ou seja das 8h as 20h.

Como se pode observar pelo diagrama obtido, os valores de temperatura variam entre os 14°C e os 23°C sendo em média 16°C. No entanto, verifica-se que os períodos em que se observa uma maior temperatura correspondem ao final do dia, onde é efetuada a limpeza da sala, sendo assim, estas temperaturas não influenciam na qualidade e segurança alimentar dos produtos confeccionados. Por sua vez, as temperaturas estão acima do que era esperado, 5°C, no entanto, como os produtos confeccionados não permanecem por um período igual ou

superior a duas horas a estas temperaturas, a sua qualidade e segurança alimentar não é afetada pois, após a sua confeção estes produtos são logo encaminhados para a congelação.

Em termos de cargas térmicas, estas temperaturas podem afetar as temperaturas das salas que tem portas em comum com esta sala, nomeadamente, a sala de fabrico1-seccção2 e o embalamento, devendo, as portas em comum permanecer devidamente fechadas.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 57% e 97%, sendo em média 73%. Apesar de apresentar valores a baixo do esperado e uma grande variação, não tem grande significância nos produtos confeccionados dado o curto período de tempo em que estes permanecem na sala de fabrico.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

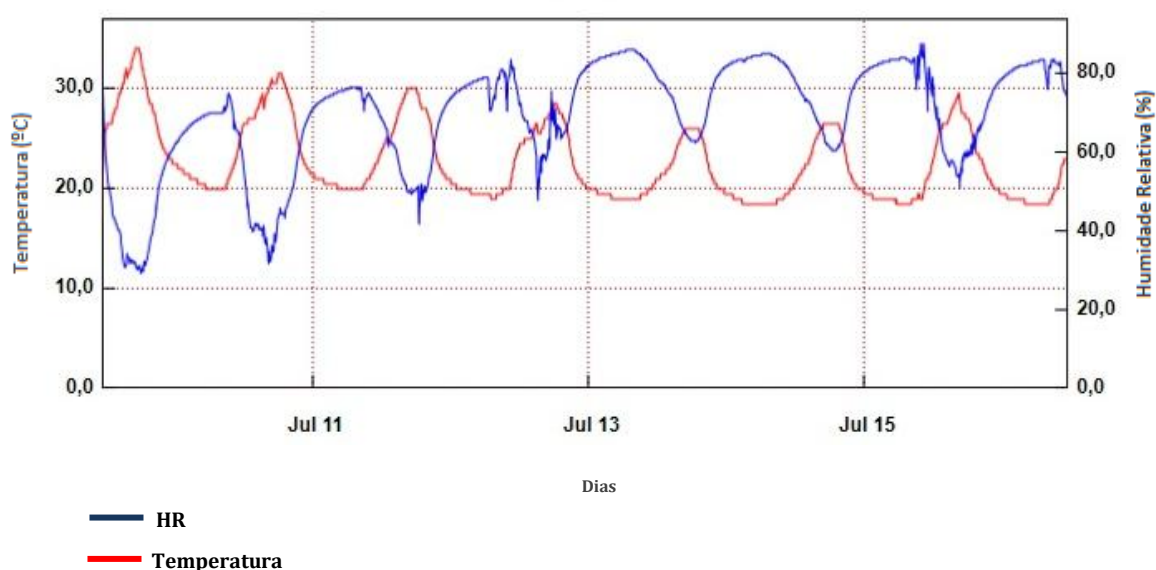


Figura 4.6 b: Diagrama sala de fabrico 1-seccção2

A sala de fabrico 1-seccção2, não possui evaporadores nem controlo de temperatura, sendo assim, a variação desta temperatura, função das temperaturas exteriores a referida sala.

Para a análise do diagrama obtido, foi considerado o período de horas de trabalho das 8.30h as 17.30h, pois, normalmente não é necessário fazer horas extras nesta secção.

Como se pode observar pelos valores de temperatura obtidos, estes variam entre 18,5°C e 34°C, sendo em média 25°C. Como nesta secção são apenas confeccionados pasteis de nata, onde primeiramente é aberto o folhado para a nata e depois é colocado o recheio seguindo de imediato para a congelação, estas temperaturas não afetam a qualidade e a segurança alimentar dos produtos, contudo, considera-se importante existir evaporadores nesta secção para se poder controlar a temperatura e adequar a sala aos valores desejados, pois apesar de não influenciar significativamente os produtos alimentares, as temperaturas no verão podem chegar a valores demasiado altos para a confeção dos produtos em causa, assim como, para garantir as condições ideais de trabalho para os funcionários, podendo ainda, através da transferência de calor influenciar a temperatura sala de fabrico1-seccção1.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 30,5% e 88%, sendo em média 62%. Existe assim, uma grande variação de humidade relativa, apresentando valores muito baixos, no entanto, em termos de qualidade e segurança alimentar, tendo em vista o curto período de tempo em que os produtos confeccionados permanecem na sala de fabrico, este fator não influencia significativamente a referida qualidade e segurança alimentar.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

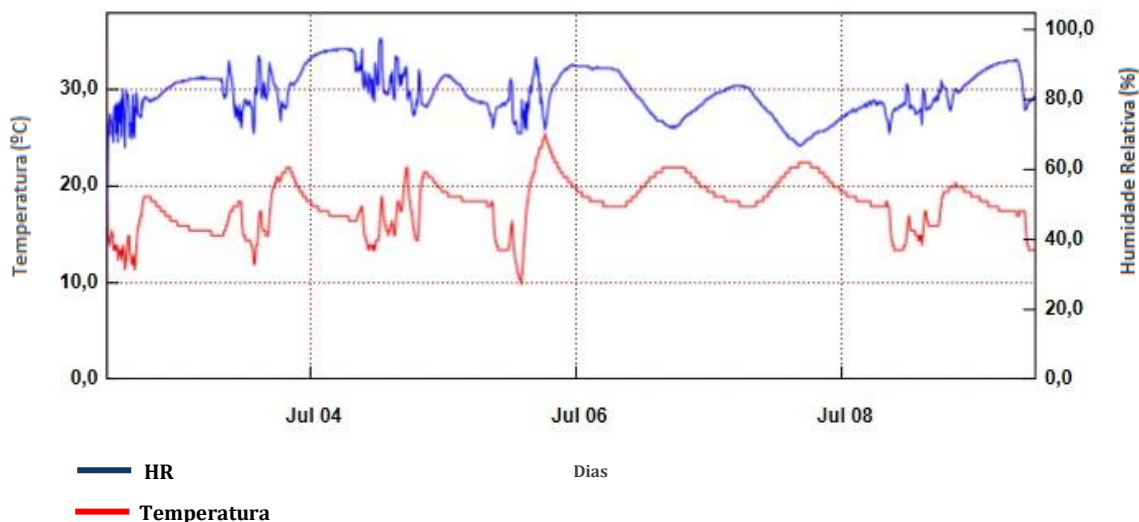


Figura 4.6 c: Diagrama sala de fabrico 2-seccão1

Para a análise do diagrama obtido para a sala de fabrico 2-seccão 1, tal como para a sala de fabrico 1-seccão1, foi considerado o período de horas de trabalho mais o período de possíveis horas extra, ou seja das 8h as 20h.

Como se pode observar pelo diagrama obtido, a temperatura chega a atingir 25°C, durante o período de trabalho, no entanto, os picos de temperatura observados acontecem no final do dia devendo-se ao período de limpeza da sala onde são desligados os evaporadores, observa-se ainda que, o maior pico de temperatura foi obtido na sexta-feira, período onde da parte da tarde na empresa ocorrem apenas limpezas. Contudo, fora esta situação, os valores de temperatura variam entre 10°C e 22°C, sendo em média 16°C, tal facto por vezes é inevitável pois são utilizadas matérias-primas quentes como por exemplo, a massa que é utilizada para fazer rissóis.

Assim, estes valores comparativamente ao valor desejado, 5°C, são considerados altos mas, tendo em conta o curto tempo de permanência dos produtos nesta sala e o facto de serem utilizadas por vezes matérias-primas quentes, este fator não influencia a qualidade e a segurança alimentar destes produtos.

Relativamente as cargas térmicas, tal como já foi referido para as salas de fabrico anteriores, estas temperaturas podem influenciar a temperatura das salas que têm portas em comum nomeadamente, a sala de fabrico2-seccão 2 e o embalamento, devendo estas portas permanecer devidamente fechadas.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 56% e 97%, sendo em média 80%. Assim, apesar de apresentar alguns valores baixos em média é considerada aceitável.

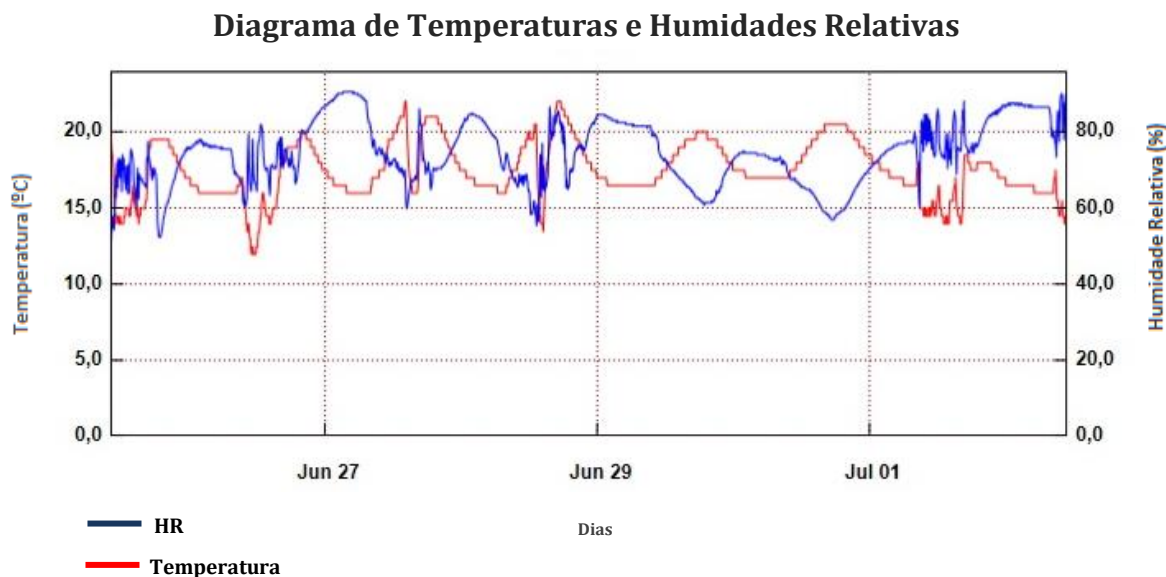


Figura 4.6 d: Diagrama sala de fabrico 2-seccção2

Para a análise do diagrama obtido para a sala de fabrico 2-seccção2, apenas foi considerado o período de horas de trabalho das 7.00h as 16.00h, não sendo normalmente necessário fazer horas extras nesta secção.

Nesta sala, são realizados todos os produtos que envolvem bacalhau, sendo esta a zona onde os produtos permanecem mais tempo na sala, envolvendo assim, uma maior preocupação em termos de qualidade e segurança alimentar, no entanto, os referidos produtos nunca permanecem na sala por um período igual ou superior a duas horas.

Através dos valores obtidos, verifica-se que, os valores de temperatura variam entre 12°C e 22°C, sendo a média de 16°C, verificando-se ainda, que os picos de temperatura são obtidos durante a hora de almoço. Assim, apesar da qualidade e segurança alimentar não ser posta em causa pelo período de tempo que os produtos permanecem na sala de fabrico, considera-se que os evaporadores não devem ser desligados na hora de almoço, garantindo assim, temperaturas mais baixas no início do trabalho da parte da tarde e um aumento da eficiência energética através do menor esforço por parte do compressor para baixar a temperatura novamente.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 54% e 92%, sendo em média 73%. Contudo, apesar de apresentar valores a baixo do esperado e uma grande variação, não tem grande significância dado o curto período de tempo em que os produtos confeccionados permanecem na sala de fabrico.

4.2.2- Embalamento/Cais de expedição

A figura 4.7 a e b apresenta o diagrama semanal de temperaturas e humidades obtidos para o embalamento e para o cais de expedição respetivamente.

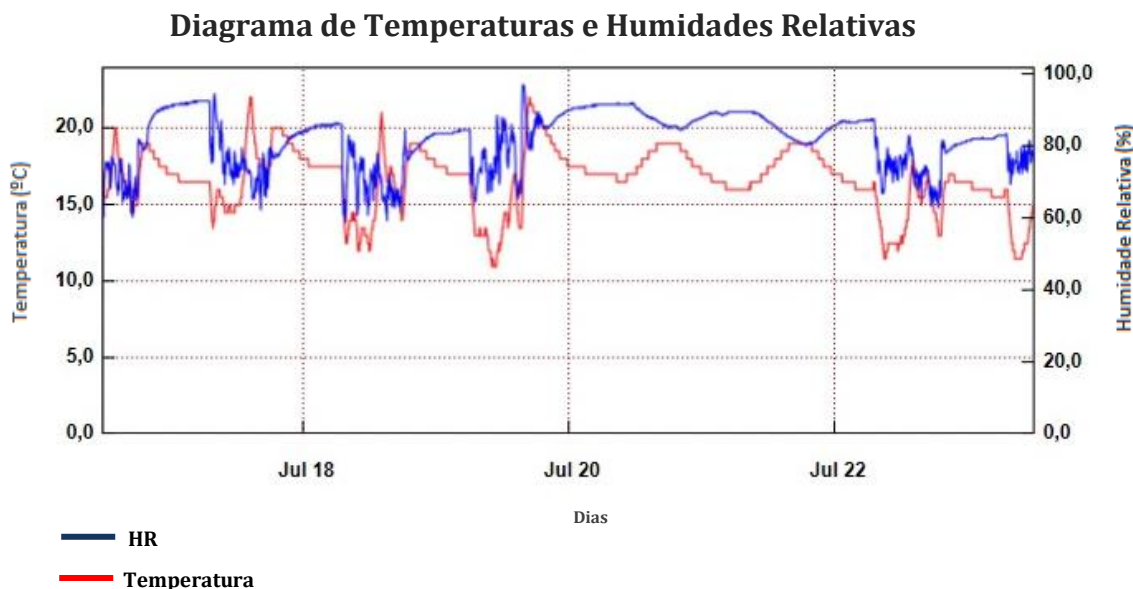


Figura 4.7 a: Diagrama sala de embalamento

Para a análise do diagrama referente a sala do embalamento foi considerado o período de trabalho e possíveis horas extra, ou seja, das 07.00h até às 19.00h.

Como se pode observar no diagrama obtido, as temperaturas variam entre 11°C e 22°C, sendo em média 16°C. Estas temperaturas, são consideradas elevadas para a sala em questão, pois, os produtos que estão a ser embalados a estas temperaturas podem iniciar a sua descongelação alterando assim a qualidade dos mesmos. Para obter temperaturas mais baixas, nomeadamente no verão, considera-se importante não desligar os evaporadores na hora do almoço e caso os valores se mantenham longe do valor desejado, 5°C, deve ser instalado um novo ventilador.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 60% e 95%, sendo em média 73%. Assim, apesar de apresentar uma grande variedade de valores, este parâmetro não tem grande significância dado o curto período de tempo em que os produtos congelados permanecem na sala de embalamento.

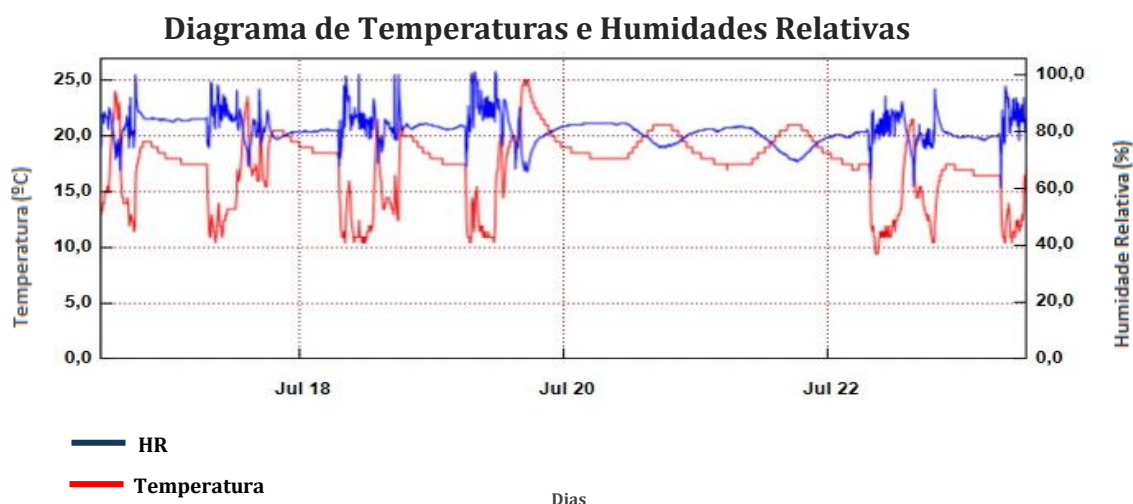


Figura 4.7 b: Diagrama cais de expedição

O período considerado para análise do diagrama do cais de expedição, foi das 06.00h as 19.00h, cobrindo assim o carregamento das carrinhas/camiões para expedição e o período de armazenamento dos produtos embalados.

Através da análise do diagrama, verifica-se, que as temperaturas variam entre 10°C e 24°C, sendo em média 15°C. Apesar destas temperaturas serem superiores ao esperado, como o produto apenas é exposto as mesmas durante um curto espaço de tempo, estas temperaturas não influenciam a qualidade e a segurança alimentar dos produtos.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 60% e 100%, sendo em média 83%. Assim, apesar de apresentar alguns valores baixos em média é considerada aceitável.

4.2.3- Câmaras de refrigeração

Na figura 4.8 a, b e c, observam-se os diagramas mensais de temperaturas e humidades referentes a câmara de refrigeração 1, 2 e 3 respetivamente

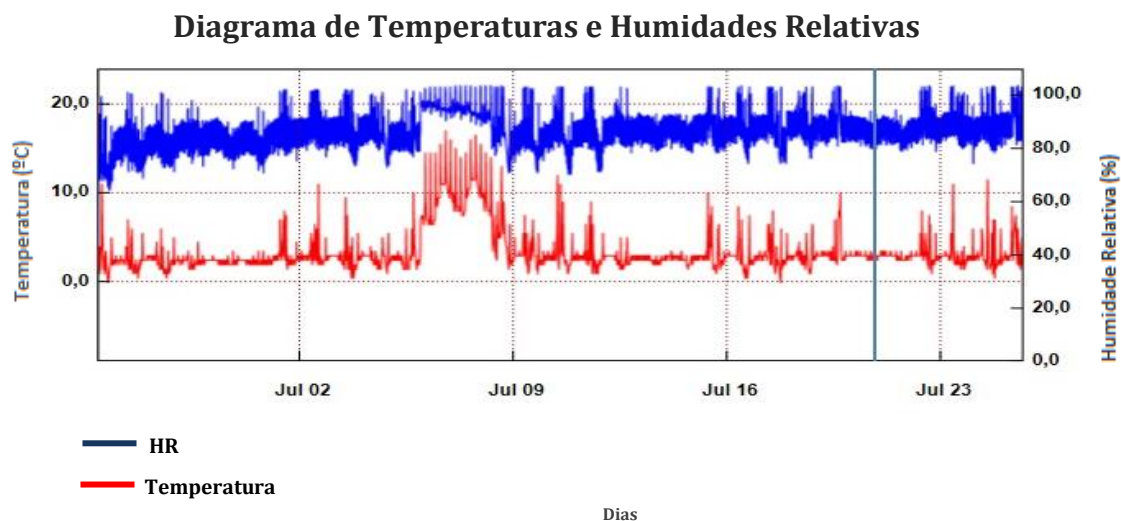


Figura 4.8 a: Diagrama câmara de refrigeração 1

No dia 8 de Julho, foi verificado que a porta da câmara de refrigeração 1 tinha sido mal fechada na sexta-feira, dia 5 de Julho, conseqüentemente, como se pode observar pelos resultados obtidos, as temperaturas desse fim-de-semana foram elevadas, chegando a atingir 17°C.

Excetuando o fim-de-semana referido, verifica-se que a temperatura da câmara variou entre 0°C e 12°C, sendo a sua média de 3°C. Verifica-se ainda que os picos de temperatura ocorrem por um curto espaço de tempo, devendo-se a abertura de portas para retirar e colocar matérias-primas assim como, a receção, organização e armazenamento de matérias-primas e limpeza da câmara.

Relativamente a humidade relativa, esta variou entre 62% e 103%, sendo a sua média de 86%. Assim, apesar de existirem valores mais baixos a média do valores obtidos é considerada aceitável.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

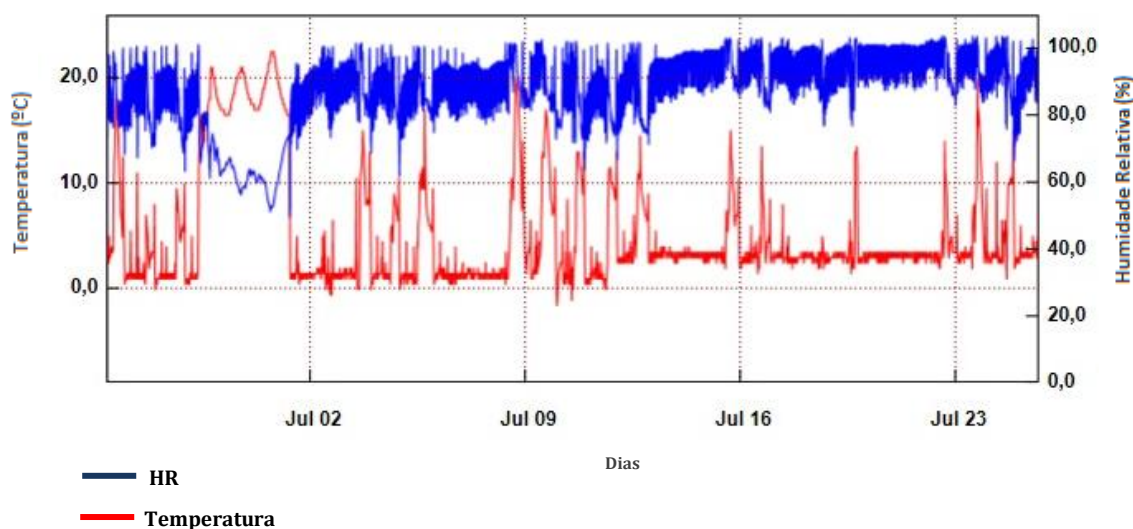


Figura 4.8 b: Diagrama câmara de refrigeração 2

Pelos resultados obtidos para a câmara de refrigeração 2, verifica-se que as temperaturas variam entre -1,5°C e 22,5°C, sendo em média 6°C. Estes valores, devem-se ao facto desta câmara por vezes ser utilizada para arrefecer recheios rapidamente, sendo os recheios já refrigerados transferidos para a câmara de refrigeração 3. Assim, a qualidade e segurança alimentar dos recheios refrigerados não é posta em causa pelas temperaturas elevadas dos recheios quentes que entram na câmara.

Em condições normais, onde apenas se pretende manter as matérias-primas refrigeradas, verifica-se que a temperatura varia entre -1,5°C e 9°C, sendo em média 2°C, garantindo assim as condições exigidas.

No dia 28 de Junho foi realizada a limpeza e desinfeção da câmara, ficando, durante esse fim-de-semana a câmara desligada, daí os resultados observados nesses três dias.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta é bastante variável tendo em conta a situação já referida, variando entre 40% e 103%, sendo em média 88% e em condições normais varia entre 64% e 101% sendo em média 85%.

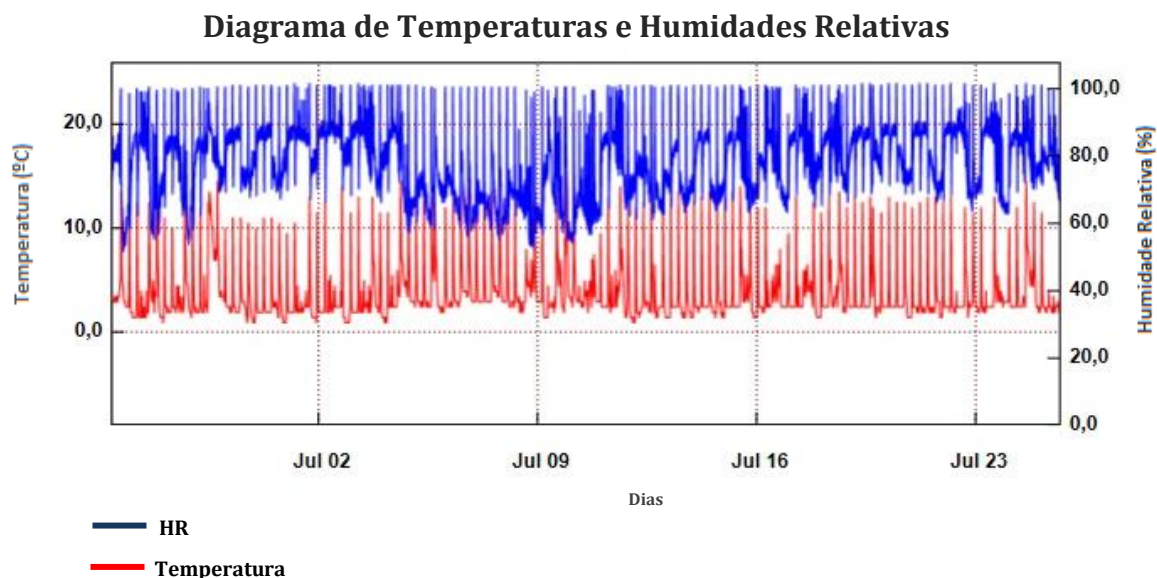


Figura 4.8 c: Diagrama câmara de conservação 3

Através da análise dos resultados obtidos para a câmara de refrigeração 3, verifica-se que a temperatura varia entre 1°C e 15°C, sendo em média 4°C. Observa-se ainda, que existem diversos picos de temperaturas e humidades devidos a abertura da porta para por e retirar matérias-primas resultantes da produção. Talvez estes picos se denotem mais pelo facto desta câmara ter menor largura e ser mais difícil retirar e armazenar os produtos alimentares, no entanto, em média os valores obtidos cumprem o valor esperado.

Observa-se também, um pico de temperatura por um maior período de tempo no dia 28 de Junho devido a limpeza e desinfeção desta câmara.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 52% e 101%, sendo em média 79%.

4.2.4- Câmaras de congelação/Túnel de congelação

Na figura 4.9 a, b e c, observam-se os diagramas mensais de temperaturas e humidades referentes a câmara de congelação 1, câmara do produto final e ao túnel de congelação antes da reparação do chão respetivamente. Na figura 4.9 d, observa-se o diagrama quinzenal de temperaturas e humidades referentes ao túnel de congelação depois da reparação.

É ainda representado na figura 4.10, o gráfico relativo as temperaturas obtidas na câmara do produto final referentes ao mês de fevereiro.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

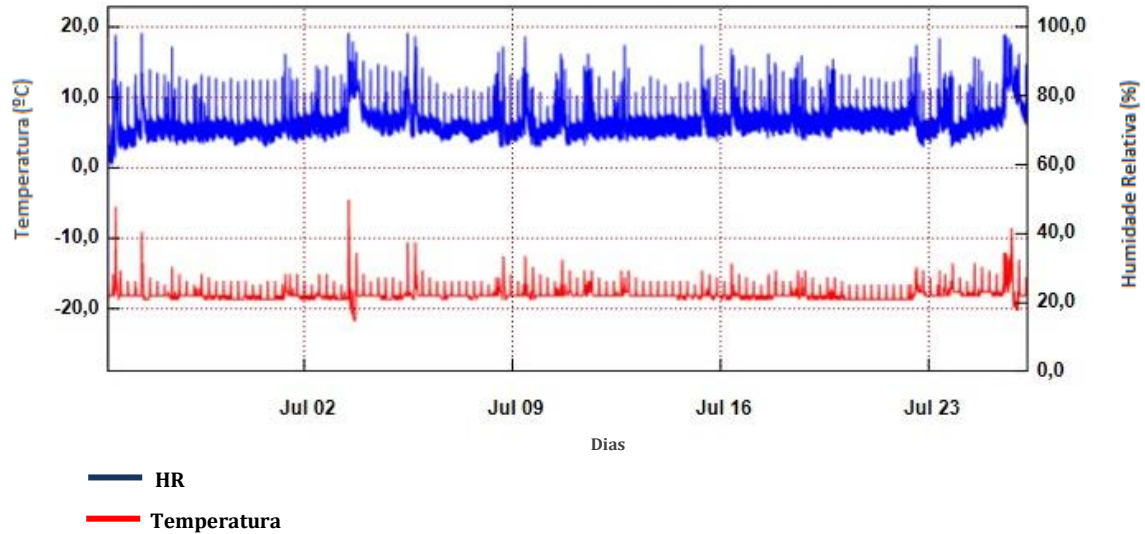


Figura 4.9 a: Diagrama câmara de congelação 1

Através da análise do diagrama obtido para a câmara de congelação 1, verifica-se que os valores de temperatura obtidos variam entre $-21,5^{\circ}\text{C}$ e -5°C , sendo em média -18°C , cumprindo assim os valores pretendidos.

Os picos de temperatura que se observam no dia 3 e 25 de Julho, deve-se a limpeza da câmara e ao armazenamento e organização dos produtos congelados.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 61% e 98%, sendo em média 73%, estando assim, abaixo dos valores esperados.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

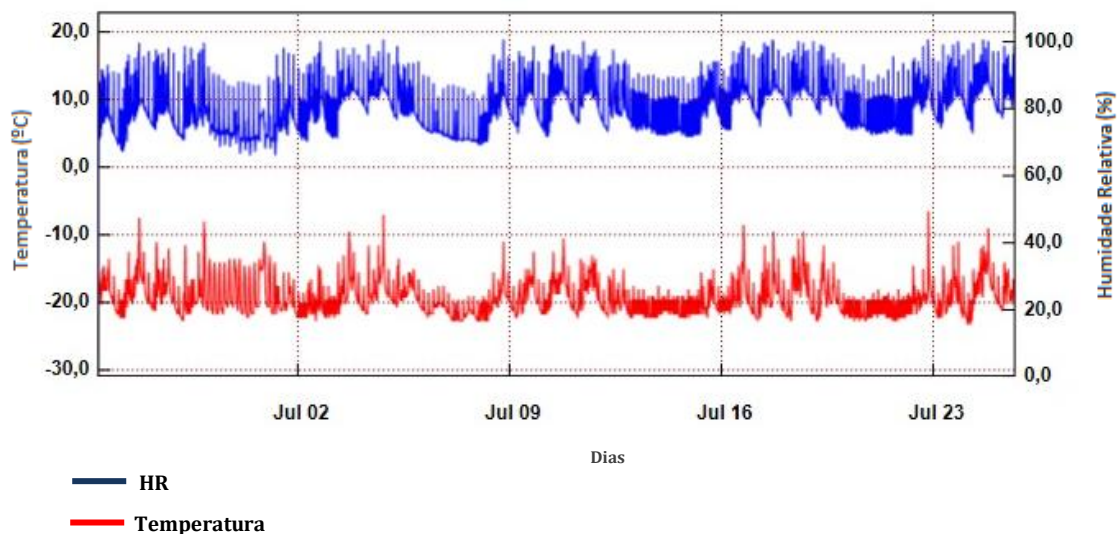


Figura 4.9 b: Diagrama câmara de congelação do produto final

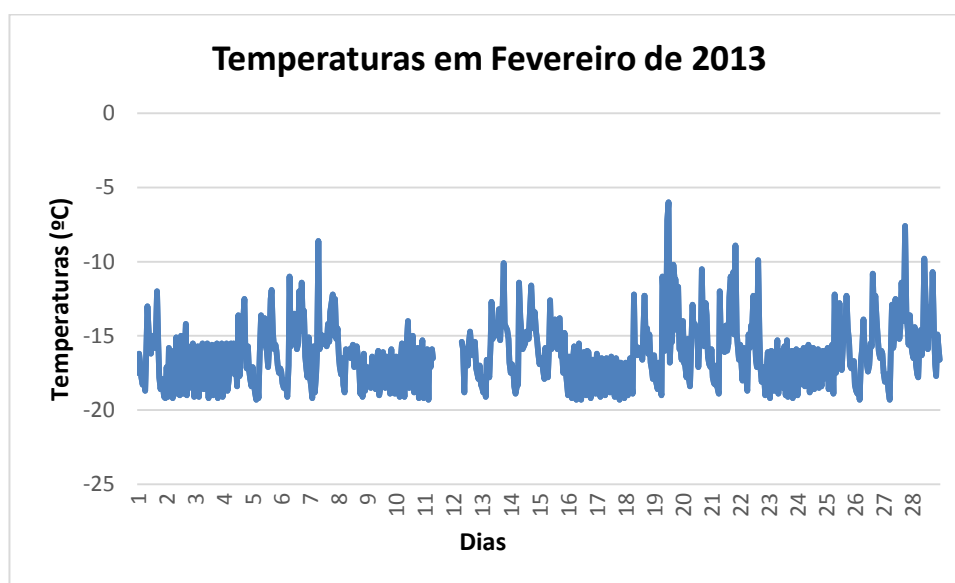


Figura 4.10: Temperaturas recolhidas no mês de fevereiro referentes a câmara do produto final

No diagrama obtido para a câmara do produto final, verificam-se temperaturas entre -23°C e $-6,5^{\circ}\text{C}$, sendo em média -19°C , tal facto se deve a preparação das paletes para a distribuição e a entrada e saída de paletes para armazenar os produtos que vão sendo embalados ao longo do dia.

Uma vez que esta câmara apresentava elevadas perdas térmicas sofreu uma reparação entre março e abril de 2013. De forma a verificar se existe uma diferença significativa relativamente as temperaturas obtidas antes e depois da referida reparação, foram recolhidas as temperaturas registadas no mês de fevereiro para comparar com as temperaturas obtidas pelo data logger em Julho.

Os valores considerados foram cedidos pela empresa, sendo que, esta procede ao registo das temperaturas diárias com distância de registo de uma hora.

Na figura 4.10, verifica-se, que as temperaturas variaram entre -19°C e -6°C , sendo em média -16°C .

Assim, comparando estes valores aos valores obtidos pelo data logger, e tendo em conta que os valores obtidos foram recolhidos no verão enquanto que os valores recolhidos foram obtidos no inverno, denota-se uma maior facilidade em chegar aos valores de temperatura desejados por parte dos resultados obtidos, existindo assim, uma melhoria das condições ambientais devidas a reparação da câmara. Pode-se concluir ainda, que esta reparação teve influência na eficiência energética, aumentando significativamente, pois, os compressores tem de trabalhar menos tempo para chegar a temperatura desejada.

Relativamente a Humidade Relativa obtida, esta varia entre 45% e 100%, sendo em média 81%.

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

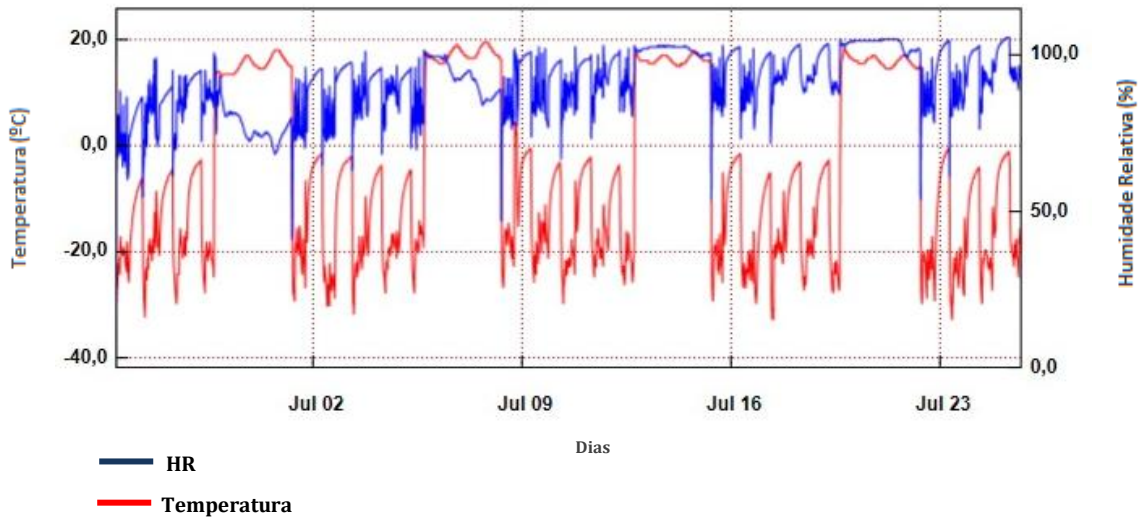


Figura 4.9 c: Diagrama túnel de congelação antes da reparação

Diagrama de Temperaturas e Humidades Relativas

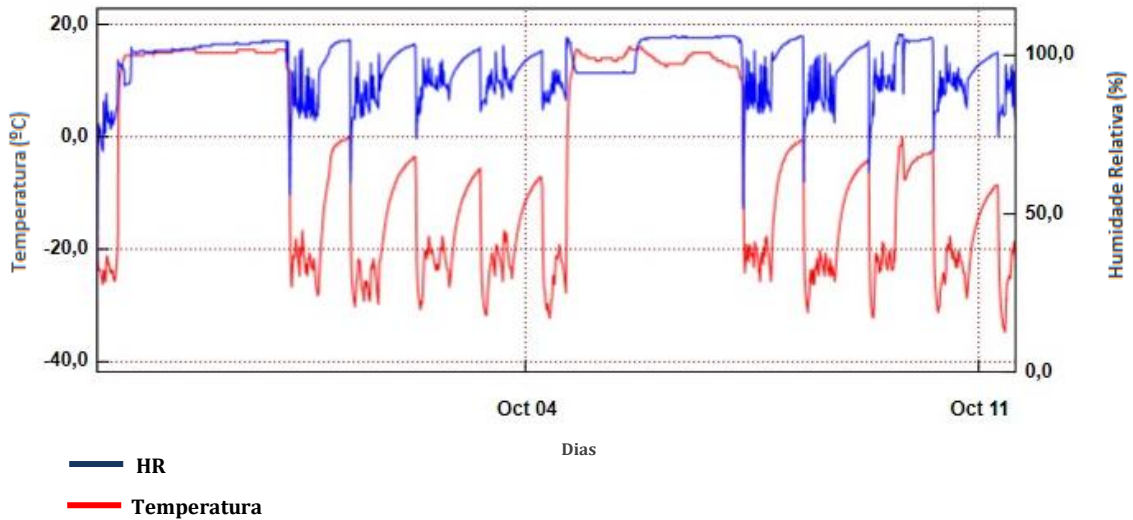


Figura 4.9 d: Diagrama túnel de congelação depois da reparação

Relativamente ao túnel de congelação, é importante referir que este é desligado no final do dia e é desligado às sextas-feiras para limpeza e descongelação durante o fim-de-semana.

Este túnel, sofreu uma reparação do chão pois, este encontrava-se degradado, o que dificultava a entrada e saída dos carros de produtos, implicando assim, que as portas fossem abertas por um maior período de tempo e conseqüentemente houve-se elevadas perdas térmicas. Com a reparação do chão, esperava-se que este problema fosse resolvido

aumentando assim a eficiência energética do túnel de congelação e permitindo obter as temperaturas desejadas mais rapidamente.

Assim, através dos resultados obtidos, verifica-se que no segundo diagrama existe uma menor variação de temperaturas, sendo que, antes da reparação, as temperaturas variavam entre -5°C e $-32,5^{\circ}\text{C}$, estando em média -21°C , e que após a reparação as temperaturas obtidas foram entre -17°C e -35°C , estando em média -24°C , verificando-se então, como esperado uma melhoria nas condições de temperatura obtidas, pois, no que diz respeito a temperatura mínima obtida, esta passou de -5°C para -17°C , mostrando portanto, a existência duma diferença significativa entre os valores obtidos antes e após reparação do chão.

É ainda de referir, que por vezes entram produtos quentes no túnel, daí que existam picos de temperatura que se podem observar nos resultados obtidos.

Relativamente a Humidade Relativa, no primeiro diagrama foi de 54% a 105%, sendo em média de 85%, enquanto no segundo diagrama foi de 70% a 104%, sendo em média 89%, cumprindo assim o esperado e os valores desejáveis.

4.2.5- Antecâmara/Sala de desperdícios alimentares

A figura 4.11 a e b apresenta o diagrama semanal de temperaturas e humidades obtidas para a antecâmara e a sala de desperdícios alimentares respetivamente.

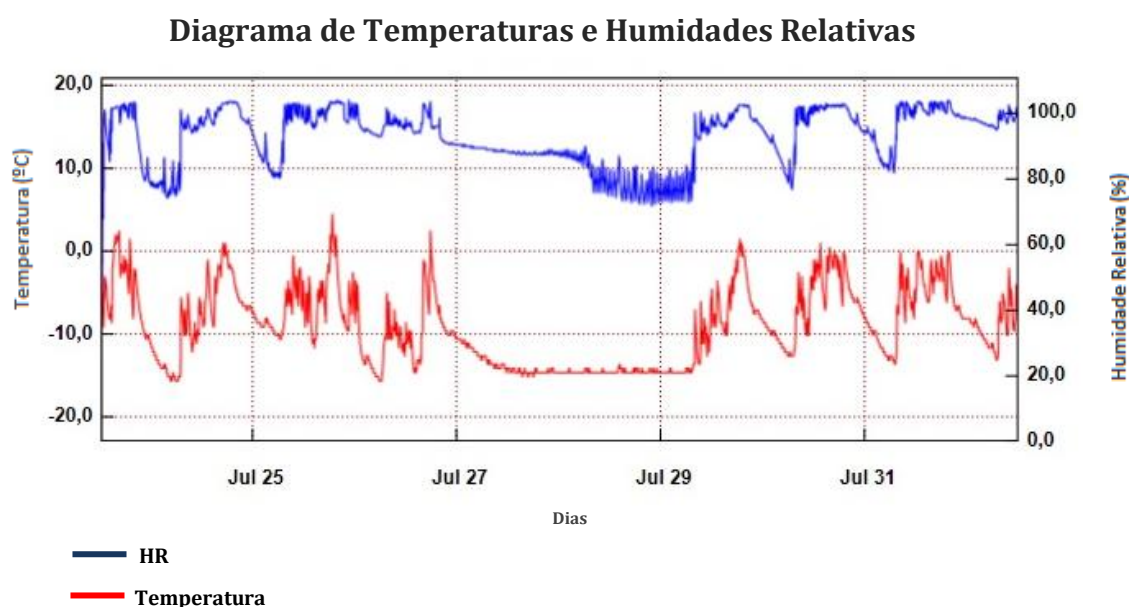


Figura 4.11 a: Diagrama antecâmara

Através do diagrama obtido para a antecâmara, verifica-se que as temperaturas apresentam bastantes picos, variando entre $4,5^{\circ}\text{C}$ e $-15,5^{\circ}\text{C}$, sendo em média -9°C . Estes valores são valores aceitáveis tendo em conta a finalidade desta antecâmara e o facto do frio ser cedido pela câmara do produto final, dificultando assim, o controlo e refrigeração desta antecâmara.

Relativamente a Humidade Relativa, esta varia entre 55% e 104%, sendo em média 93%, estando dentro dos valores pretendidos.

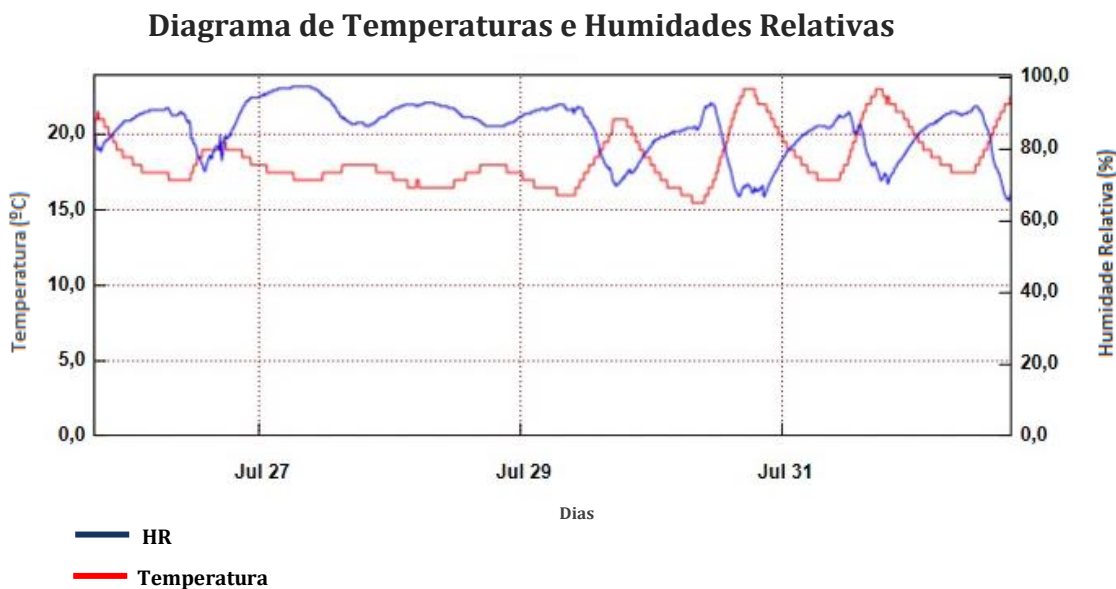


Figura 4.11 b: Diagrama sala desperdícios alimentares

Como se pode observar pelos resultados obtidos, a temperatura dentro da sala de desperdícios alimentares, não possui uma elevada variação variando entre 16°C e 23°C, sendo em média 18°C. Estas temperaturas são consideradas elevadas. No entanto, estas temperaturas altas podem dever-se ao excesso de gelo que foi verificado no ventilador desta sala, devendo ser feita a descongelação do mesmo e ser programada a sua descongelação mais vezes por dia.

Relativamente a Humidade Relativa, esta varia entre 66% e 98%, sendo em média 86%.

4.3- Identificação de perdas térmicas

Através da utilização da câmara termográfica, foram analisadas todas as portas, paredes, cantos, chão e teto de todas as câmaras de refrigeração/congelação, antecâmara, sala de desperdícios alimentares e túnel de congelação, procurando assim, identificar possíveis perdas térmicas existentes nos espaços referidos, provocando estas, uma deficiência energética das mesmas. Os resultados obtidos, são referidos seguidamente, estando estes, divididos em duas secções: Portas das áreas refrigeradas; e interior das áreas refrigeradas.

4.3.1- Portas das áreas refrigeradas

A figura 4.12, diz respeito a uma primeira perda térmica identificada na câmara de refrigeração 2, relativamente ao isolamento da porta.

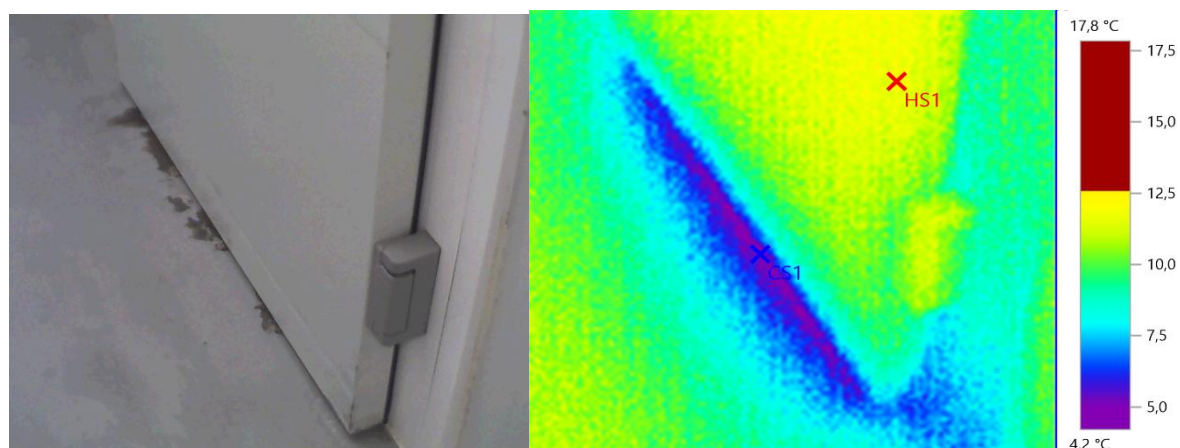


Figura 4.12: Porta da câmara de refrigeração 2

Legenda: CS1=4°C; HS1=12,6°C

Esta perda térmica, é comum em todas as portas analisadas, devendo-se, aos isolamentos da porta que estão degradados, ou, conforme aconteceu anteriormente na câmara do produto final, devido a alguma anomalia da construção das áreas refrigeradas, o chão pode estar a ceder novamente, pois, contrariamente ao que era esperado, mesmo após a reparação da câmara do produto final, esta apresenta igualmente a perda térmica identificada anteriormente.

A figura 4.13, identifica no túnel de congelação, após a reparação do chão, um agravamento da perda térmica visível no termograma.

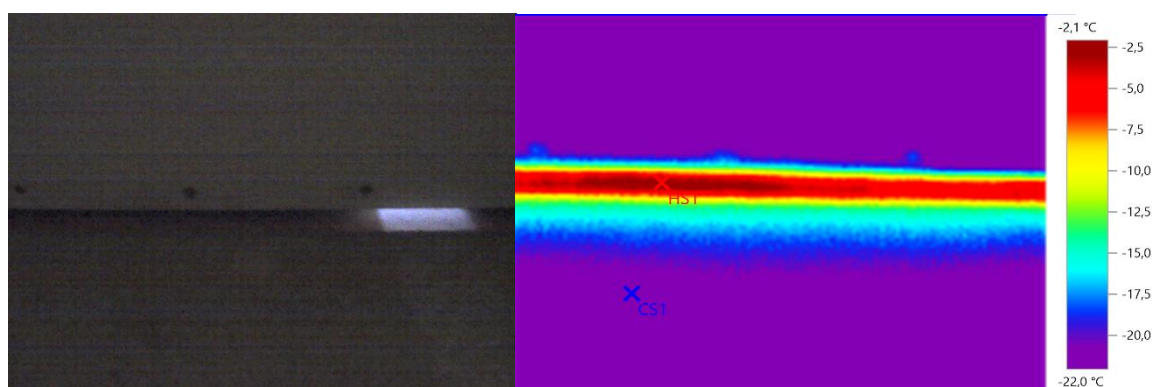


Figura 4.13: Porta do embalagem lado dos folhados

Legenda: CS1=-22°C; HS1=-2.1°C

Como se pode observar, mesmo sem a utilização da termografia é possível identificar na fotografia tirada à porta, a luz que vem da sala do embalagem e passa por baixo da porta, sendo que, na primeira análise elaborada ao túnel de congelação antes da reparação do chão, esta luz não era visível. Acredita-se assim, que, provavelmente esta perda térmica irá piorar ao longo do tempo se não for devidamente eliminada.

Na figura 4.14, observa-se outra perda térmica identificada na câmara de conservação 1, sendo esta comum também, a câmara de conservação 2, câmara de congelação 1 e ao túnel de congelação. Esta perda térmica deve-se possivelmente aos mesmos motivos referidos para a carga térmica identificada anteriormente, pois ocorre nos isolamentos exteriores a câmara.

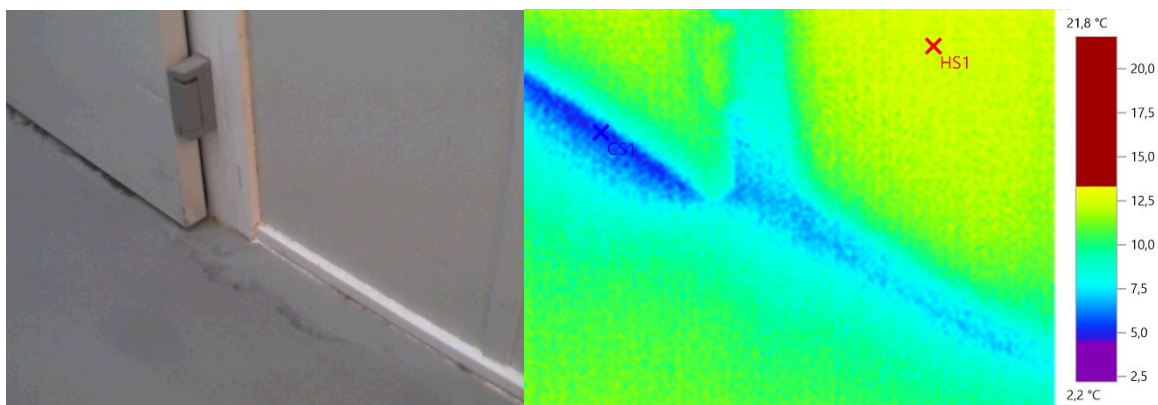


Figura4.14: Porta da câmara de refrigeração 1

Legenda: CS1=4,5°C; HS1=13,3°C

Assim, face ao exposto, verifica-se que todas as áreas refrigeradas têm deficiências energéticas no que diz respeito as portas e isolamentos exteriores as câmaras, fazendo com que os consumos de energia subam constantemente devido a maior necessidade dos compressores trabalharem para obter as temperaturas desejadas.

4.3.2- Interior das áreas refrigeradas

Para a análise do interior das áreas refrigeradas, foram consideradas as paredes, o chão, o teto e os cantos das mesmas. Seguidamente serão apresentadas as perdas térmicas identificadas.

A figura 4.15, demonstra a perda térmica que existia no chão do túnel de congelação antes da reparação do mesmo, devendo-se esta ao estado degradado em que se encontrava o chão.

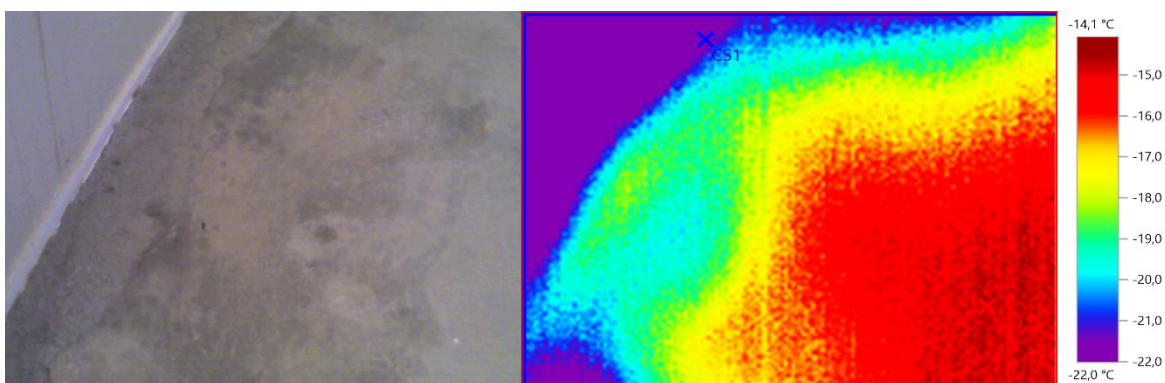


Figura4.15: Chão do túnel de congelação antes da reparação do mesmo

Legenda: CS1=-22°C; HS1=-14,1°C

Posteriormente a reparação do chão do túnel de congelação, esta perda térmica já não se verificou, não sendo também, identificada em nenhuma das outras áreas refrigeradas em análise.

A figura 4.16, diz respeito a perda térmica identificada no teto da antecâmara, devendo-se esta provavelmente ao gelo em excesso como se pode verificar pela fotografia referente ao termograma em análise.

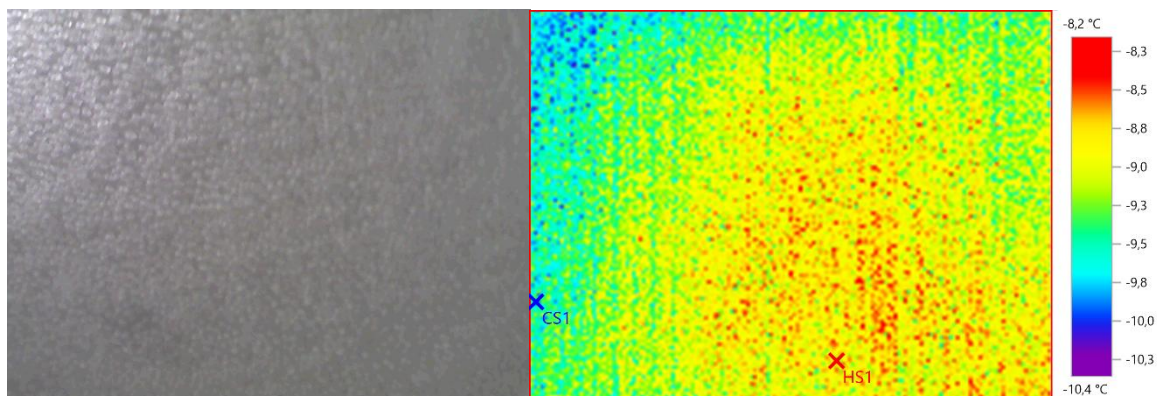


Figura4.16: Teto da antecâmara

Legenda: CS1=-10,4°C; HS1=-8,2°C

Este gelo, deve-se as constantes aberturas da porta da antecâmara e da câmara do produto final, assim como, ao tempo de permanência da luz acesa.

Na figura 4.17, observa-se uma parte da parede da câmara de conservação 3, e como se pode observar existe uma ligeira perda térmica observável, sendo esta comum a todas as câmaras.

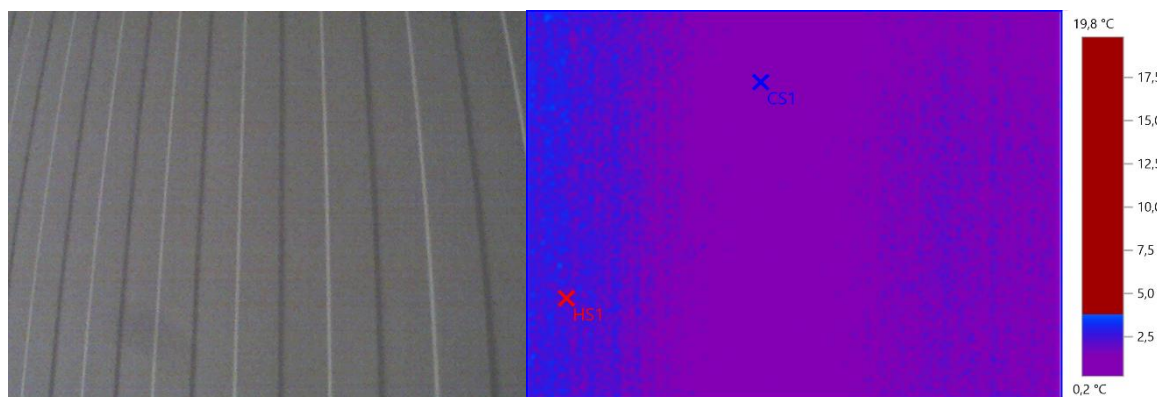


Figura4.17: Parede da câmara de refrigeração 3

Legenda: CS1=-0,9°C; HS1=3,8°C

Por fim, na figura 4.18 a e b, observam-se dois cantos distintos, sendo o primeiro da câmara de conservação 1 e o segundo da câmara de conservação 3.

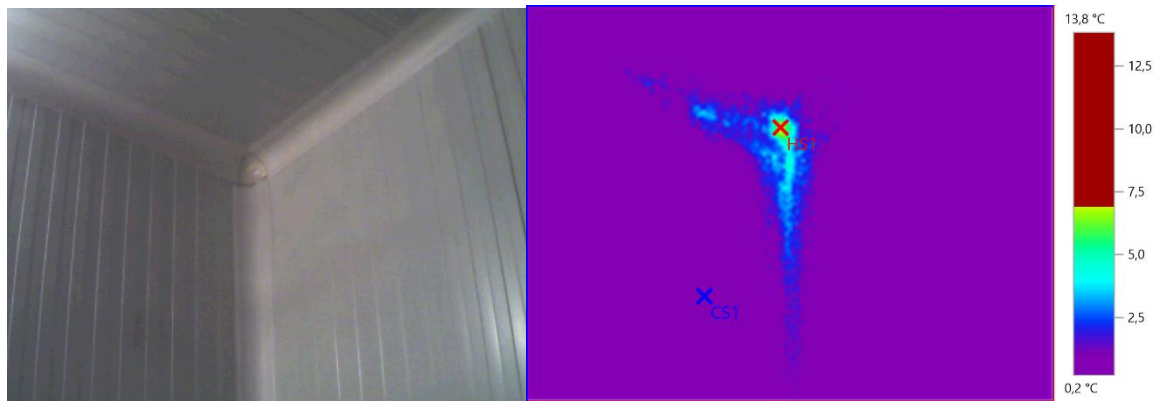


Figura4.18 a: Canto da câmara de refrigeração 1

Legenda: CS1=-2°C; HS1=6,9°C

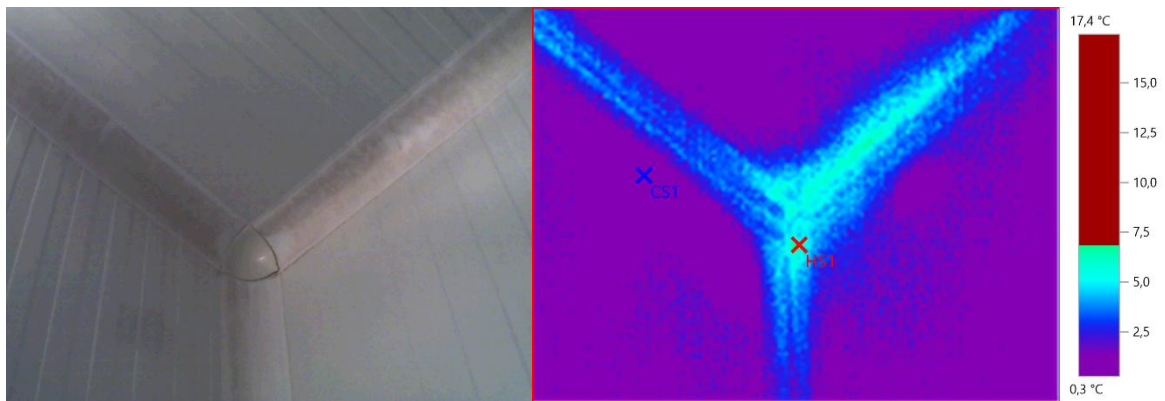


Figura4.18 b: Canto da câmara de refrigeração 3

Legenda: CS1=-1,1°C; HS1=6,9°C

Como se pode verificar, ambos os cantos apresentam uma perda térmica, sendo esta mais acentuada na figura 4.18b, pois, além de abranger a união dos cantos, prolonga-se pelas três uniões das placas em painel sandwich. Estas perdas térmicas, são comuns em todas as áreas refrigeradas analisadas com exceção do túnel de congelação e da antecâmara.

Sendo que, na câmara do produto final, apenas são visíveis as pontes térmicas identificadas na figura 4.18a.

Assim, conclui-se que a empresa em estudo, possui uma elevada deficiência energética devido as perdas térmicas identificadas em todas as áreas refrigeradas.

Capitulo 5

Conclusão

Como foi referido ao longo da presente dissertação, é indiscutível a elevada importância dos sistemas de frio numa agro-industria, não só pela possível conservação dos alimentos mas também pelas consequências associadas a estes sistemas, nomeadamente, o elevado consumo de recursos naturais e a poluição ambiental associada. Sendo estes, os sistemas responsáveis pela principal fonte de consumo de energia na empresa em estudo, daí que, o estudo de soluções e estratégias que levem a diminuição deste consumo, revelem o interesse e o propósito da presente dissertação.

Assim, a otimização dos sistemas de frio através do conhecimento dos processos e infraestruturas da empresa, identificação de possíveis perdas térmicas, identificação e troca de equipamentos e processos de confeção que se revelem mais rentáveis para a empresas, sejam os estudos mais realizados pelas industrias da área alimentar, tendo em vista a melhoria da sua eficiência energética e consequentemente o aumento da sua competitividade no mercado mundial. Outra forma de melhoria dos sistemas de refrigeração que tem cada vez mais sido utilizado é a utilização de softwares de modelação numérica, pois evitam que seja necessário realizar um estudo experimental e segundo a literatura estes softwares são bastante uteis e eficazes, permitindo a análise a baixo custo de inúmeras variáveis que influenciam o consumo por parte dos sistemas de refrigeração.

Relativamente aos resultados obtidos, embora em geral a empresa consiga manter a qualidade e segurança dos seus produtos alimentares, assim como, as temperaturas desejadas nas câmaras de refrigeração/congelação, como foi demonstrado na presente dissertação, os sistemas de frio da empresa possuem elevadas perdas térmicas, nomeadamente nas portas das câmaras, isolamentos e uniões entre os painéis sandwich demonstrando assim, uma deficiência energética nos sistemas de frio e consequentemente estas perdas térmicas se traduzem em elevados consumos energéticos que poderão ser evitados através da devida reparação das perdas térmicas identificadas.

Por fim, uma vez que mesmo após a reparação da câmara do produto final, já são visíveis perdas térmicas identificadas na parte inferior das portas, indicando que as vedações das portas estão deterioradas ou que possivelmente o chão está a ceder novamente, devendo ser identificado o verdadeiro motivo deste fator ocorrer, de forma a ser eliminado e não voltar a ocorrer novamente.

A empresa, deve assim, proceder a reparação das perdas térmicas identificadas e também, como já foi referido ao longo da presente dissertação, adotar algumas estratégias que permitam que os compressores trabalhem por menos tempo, nomeadamente, não desligar os evaporadores das salas de fabrico durante a hora de almoço, instalação de novos evaporadores nas salas que demonstram maior dificuldade em atingir a temperatura desejada e melhorar o isolamento do chão e paredes as infraestruturas das câmaras. Contudo, como existem algumas melhorias e novas considerações que podem ser realizadas, dando continuidade á temática em estudo, na secção seguinte, encontram-se algumas sugestões que podem incentivar a continuidade deste tema.

5.1- Sugestões para trabalhos futuros

Para a melhoria da eficiência energética da empresa em estudo, podem-se realizar os seguintes trabalhos:

- Avaliação das condições estruturais das câmaras de refrigeração/congelação, tendo em conta o material encontrado durante a reparação da câmara do produto final e o material colocado posteriormente para a sua reparação;

- Avaliação dos sistemas de refrigeração pela utilização de softwares de modelação numérica;

- Realização duma auditoria energética de forma a apurar os consumos reais de cada equipamento, sendo possível posteriormente realizar o cálculo das cargas térmicas reais;

- Elaboração de um projeto de modernização das instalações da empresa, tendo em conta a reparação das perdas térmicas identificadas, o problema do chão estar novamente a ceder e um aumento na capacidade de congelação e armazenamento do produto confeccionado, fazendo assim, face ao aumento da produção que tem vindo a ocorrer na empresa;

- No caso da elaboração do projeto de modernização referido anteriormente ter sido realizado, pode-se realizar um segundo projeto de investimento com vista a construção dumas novas instalações, de forma a comparar os dois projetos, verificando assim, qual o mais rentável para a empresa.

Referências bibliográficas

- Altwies, J, E & Reindl, D, T. Passive. (2001). Thermal Energy Storage in Refrigerated Warehouses. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 24 , p.149-157.
- Antunes, A, H, P. (2011). Análise experimental da eficiência energética de um sistema de refrigeração automatizado utilizando R22 e propileno como fluido refrigerante. Dissertação apresentada para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia-Faculdade de Engenharia Mecânica. Uberlândia.
- Baptista, P. (2007). Sistemas de Segurança Alimentar na distribuição de Produtos Alimentares. Nº3. Guimarães. Forvisão, ISBN 978-972-8942-03-8.
- Baptista, P., Gaspar, P. , Oliveira, J. (2007). Higiene e Segurança Alimentar na cadeia de transporte e distribuição de Produtos Alimentares. Nº2. Guimarães. Forvisão. ISBN 978-972-8942-02-1.
- Bhandari, M. , Shrestha, S. , New, J. (2012). Evaluation of weather datasets for building energy simulation. Energy and Buildings. Nº49, p.109-118.
- Chaves, F. (2009). Instalações de climatização e refrigeração-e. Apontamentos do mestrado em manutenção técnica de edifícios. Escola superior de tecnologia de Abrantes. Abrantes.
- Chan, A, L, S. (2012). Developing future hourly weather files for studying the impact of climate change on building energy performance in Hong Kong. Energy and Buildings. Nº43, p.2860-2868.
- Chang, W., Ding, X., Cai, W., Zhao,L. (2013). Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle. . Energy. Nº55, p.392-402.
- Chen, J., Lin,G., Diguët, G. (2013). Impact of the initial field on the thermodynamic performance of room-temperature magnetic refrigeration cycle. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 36, p.2395-2402
- Coley, D & Kershaw, T. (2009). Changes in internal temperatures within the built environment as a response to a changing climate. Building and Environment. Nº45, p.89-93.
- Dias, J, A, Q. (2012). Concepção de Instalações Frigoríficas em Expansão Direta versos Sistemas Inundados. Análise Energética das soluções. Trabalho final de mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Departamento de Engenharia Mecânica. Lisboa.
- Ferzola, J, F. (2010). Análise Global de um Sistema de Refrigeração Industrial. Monografia apresentada para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre.
- Foster, A, M., Barrett, R., Ames, S, J., Swain, M, J. (2002). Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 25, p.1102-1109.
- Gaspar, C. (2004). Eficiência Energética na Indústria. Apontamentos do curso de utilização racional de energia. ADENE. Gaia.
- Guedes, R. (2008). Manutenção da cadeia de frio nos produtos ultracongelados. Segurança e Qualidade Alimentar. Nº5, pag.54.
- Harvey, S & Hackl, R. (2013). Applying exergy and total site analysis for targeting refrigeration shaft power in industrial clusters. Energy. Nº55, p.5-14.

- Javali, V, R, R., Carnellosi, M, A, G., Silva, G, F. (2005). Refrigeração usando gás natural como fonte de energia. Revista Fopese de pesquisa e expansão. Nº1, p.23-42.
- James, S, J. & James, C. (2010). Improving energy efficiency within the food cold-chain. Food Research International. Nº43, p.1944-1956.
- Jorgensen, J, B., Edlund, K., Larsen, L, F, S., Hogaard, T, G. (2012). Model predictive control technologies for efficient and flexible power consumption in refrigeration systems. Energy. Nº44, p.105-116.
- Khan, J, R., Zubair, S, M., Yaqub, M. (2000). Performance evaluation of hot-gas by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. Energy. Nº25, p.543-561.
- Korolija, I., Halburg, L, M., Zhang, Y., Hanby, V, I. (2011). Influence of building parameters and HVAC systems coupling on building energy performance. Building and Environment. Nº43, p.1247-1253.
- Koury, R, N, N., Machado, L., Ismail, K, A, R. (2001). Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 24, p.192-200.
- Li, Y, M. & Wu, J, Y. (2010) Energy simulation and analysis of the heat recovery variable refrigerant flow system in winter. Energy and Buildings. Nº22, p.1093-1099.
- Li, Y., Wu, J., Shiochi, S. (2009). Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions. Energy and Buildings. Nº41, p.949-957.
- Manzela, A, A. (2005). Estudo experimental da utilização dos gases de exaustão de um motor de combustão interna dos gases de exaustão de um motor de combustão interna como fonte de energia de um sistema de refrigeração por absorção. Dissertação apresentada para obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte.
- Martins, P, J. (2012). Modelação numérica do desempenho energético de unidades de refrigeração para conservação de produtos alimentares. Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Eletromecânica. Universidade da Beira Interior. Covilhã.
- Medeiros, P, S, G. & Barbosa, C, R, F. (2009). Análise do coeficiente de performance de um chiller domestico operado com o R-401A em regime transiente. Holos. Vol4. nº25, p.26-74.
- Molares, C., Favato, L, B., Saidel, M, A. (2005). Indicadores energéticos e ambientais: ferramenta importante na gestão elétrica. Congresso Brasileiro de Eficiência Energética. CBEE. Belo Horizonte.
- Oliva, A., Segana, C, D, P., Raush, G., Rigola, J. (2005). Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO2 trans-critical cycles. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 28, p.1225-1237.
- Pena, S, M. (2002). Sistemas de ar condicionado e refrigeração. PROCEL. 1ªed. Rio de Janeiro.
- Pereira, D. (2011). Importância da cadeia de frio na Segurança Alimentar de Produtos Congelados e Refrigerados. Trabalho no âmbito da disciplina de Segurança Alimentar. Escola Superior Agraria de Coimbra. Mestrado em Engenharia Alimentar. Coimbra.
- Pineda, Maria Teresa Sánche. (2001). **Ingeniería del Frio: Teoría y Práctica**. 1ª Edición. Espanha: AWU Ediciones. ISBN 84-89922-33-0
- Poletto, E, L. (2006). Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição. Dissertação submetida para obtenção do grau de mestre em Metrologia. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis.

Ribeiro, P, F, FM A, C. (2012). Processo de Liofilização de Produtos Alimentares Perecíveis. Trabalho final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. Lisboa.

Rocha, A. (2008). Conservação dos produtos ao longo do tempo - respostas da indústria de refrigeração. Segurança e Qualidade Alimentar. Nº4, p.33-35.

Santos, C, A, P. & Matias, L. (2006). Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios. 1ª edição. Lisboa. LNEC. ISBN 972-49-2065-8

Shu, X. (2012). Experiment on a New Adsorption Bed about Adsorption Refrigeration Driven by Solar Energy. Energy Procedia. Nº14, p.1542-1547.

Silva, J, C. & Silva, A, C, G, C. (Out.2009). Análise teórico experimental de sistemas de refrigeração operando com hidrocarbonetos (R-600 a e R-290). IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial. Campo Grande.

Sousa, L, F, R. (2010). Aplicação de termografia no Estudo do Isolamento Térmico de Edifícios. Dissertação apresentada para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade de Aveiro-Departamento de Engenharia Mecânica. Aveiro.

Torrassi, M. (2009). Avaliação da temperatura de armazenamento de alimentos refrigerados em supermercados de Criciúma. Trabalho de conclusão de curso, apresentado para obtenção do grau de Bacharel no Curso de Farmácia. Universidade do Extrema Sul Catarinense. Criciúma.

Vorgas, L, C, P. (2009). Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jacto-compressão. Dissertação apresentada como requisito parcial a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal.

Yu, B. & Liu, M. (2011). Numerical investigations on internal temperature distribution and refrigeration performance of reciprocating active magnetic regenerator of room temperature magnetic refrigeration. Internacional Journal of Refrigeration. Nº 34, p.617-627.