



## Sistemas de frio comercial - benchmarking energético

BRUNO MIGUEL DA SILVA

outubro de 2018

# SISTEMAS DE FRIO COMERCIAL – BENCHMARKING ENERGÉTICO

Bruno Miguel da Silva  
1130330

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# SISTEMAS DE FRIO COMERCIAL – BENCHMARKING ENERGÉTICO

Bruno Miguel da Silva  
1130330

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Engenheira Isabel Maria Garcia Sarmento Pereira.

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Engenharia Mecânica - Energia



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# JÚRI

## **Presidente**

Doutor, Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Engenheira, Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira

Professor Adjunto, ISEP

## **Co-orientador**

Engenheiro, João Begonha Santos

Direção de Energia, Edifícios Saudáveis Consultores

## **Arguente**

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>



## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer, aos meus pais pela oportunidade que me concederam na realização desta formação académica, assim como todo o apoio que me forneceram durante a mesma.

Ao orientador do ISEP, professora Isabel Maria Garcia Sarmento Pereira, pelo apoio que me concedeu na realização da dissertação.

A toda a equipa da empresa Edifícios Saudáveis Consultores, S.A., pela disponibilidade fornecida e bom ambiente de trabalho. Gostaria de agradecer de forma especial ao Eng.º Ricardo Sá pela oportunidade que me ofereceu e ao Eng.º João Santos que me forneceu o apoio necessário ao longo da realização da dissertação.

Por fim, um agradecimento à minha família e amigos, pelo seu apoio e incentivo ao longo não só da dissertação, mas como da minha formação académica.



## PALAVRAS CHAVE

Refrigeração, refrigeração em lojas de retalho alimentar, eficiência energética, carga térmica, *benchmarking*.

## RESUMO

As lojas de retalho alimentar apresentam elevados consumos elétricos quando comparadas com edifícios de comércio e serviços de dimensões semelhantes, esta diferença deve-se ao facto dos sistemas de refrigeração que estas possuem terem uma quota muito elevada dos consumos elétricos totais.

Qualquer processo de melhoria significativa da eficiência energética de uma loja de retalho alimentar deve passar pelo seu sistema de refrigeração. Um dos métodos expeditos de avaliação da eficiência energética ou de outro qualquer indicador passa pela comparação do indicador em análise com um indicador de referência, *benchmarking*. No caso específico da avaliação da eficiência energética de um sistema de refrigeração pode, assim, passar pela utilização de um indicador, *benchmarking*, que compara os consumos específicos da refrigeração,  $kW \cdot h/m_{linear da rede}$ , de várias lojas. No entanto, este indicador não tem em consideração algumas variáveis importantes, o que pode levar a uma desadequada avaliação do sistema.

O projeto desenvolvido pretende responder aos problemas do indicador mencionado, ao desenvolver uma ferramenta de cálculo, a partir da qual é possível obter valores de consumos expectáveis para qualquer sistema de refrigeração de uma loja de retalho. Sendo estes valores utilizados para obter valores dos indicadores operacionais e do ativo do sistema de refrigeração da loja.

O desenvolvimento desta ferramenta passou pela criação de um modelo matemático, que permitiu calcular as cargas térmicas presentes no sistema de refrigeração, a cada hora do ano, em função de características como: desagregação dos tipos de expositores no sistema, clima, iluminação, ventilação, descongelamento, etc.

Através de dados de fabricantes e de correlações matemáticas foram obtidas as curvas de funcionamento dos compressores e dos condensadores, das quais se retiraram os valores de *EER (Energy efficiency ratio)* de cada um para todas as horas do ano. Sendo os valores de *EER* obtidos utilizados para calcular os consumos elétricos dos dois equipamentos.

Com o modelo completo, este foi validado através da comparação dos valores de consumo elétricos que este devolia e os de lojas reais. Para tal, foi utilizado um conjunto de lojas, das quais eram conhecidas as informações necessárias, como *layout* do sistema de refrigeração e leituras dos consumos elétricos do sistema. A desagregação dos consumos e das potências térmicas provenientes do modelo desenvolvido, por equipamento do sistema de refrigeração, apresentou também semelhanças ao que era descrito na literatura estudada.

Por fim, concluiu-se que o modelo desenvolvido representa uma ferramenta importante, não só para o processo de avaliação energética de uma loja de retalho alimentar, como para a deteção de problemas operacionais no sistema e possíveis oportunidades de melhoria da eficiência energética.

## KEYWORDS

Refrigeration, Supermarket refrigeration, energy efficiency, thermal load, *Benchmarking*.

## ABSTRACT

Supermarkets feature high electrical consumption when compared with service buildings of similar dimensions. This difference is caused by the refrigeration system that retail stores need to have equipped. This refrigeration systems have high levels of electrical consumption, and usually represent the highest consumption in the entire store.

Any process of improving the energy efficiency of a supermarket, must consider the refrigeration system due to its importance. The usual process of evaluating whether the refrigeration system has good efficiency, utilizes an indicator, conventional *benchmarking*, which compares the specific consumption of refrigeration,  $kW.h/m_{cabinets}$ , from several supermarkets. However, this indicator does not consider some important variables, which can lead to the poor evaluation of the system.

The project developed intends to respond to the problems of the above indicator, through the development of a calculator, from which it is possible to obtain the expected electrical consumptions, from any refrigeration system equipped in a supermarket. The expected consumptions are then used to obtain values, for the operational and store's asset benchmark indicators.

The development of the calculator, started with the creation of a mathematical model that performs the calculation of the thermal loads present in the cabinets and the walk-ins, for every hour of the year, depending on characteristics of the refrigeration system such as: breakdown of the types of cabinets in the store, climate, type of lighting, ventilation, etc.

Through data from manufacturers and mathematical correlations, the operating curves of the compressors and condensers were obtained, from which the *EER* values of both, were calculated for all hours. It was therefore possible to carry out the calculation of the electrical consumption of the refrigeration system.

Once the model was complete it was validated by comparing the electrical consumption values it returned with values of real supermarkets. This was used for several stores, of which the necessary information was known, such as the layout of the cold system and readings of the electrical consumption of said system. The breakdown of the electrical consumption, obtained from the calculator, for each equipment also presented similarities to what was described in the literature studied.

In conclusion the developed calculator represents an important tool, not only for the evaluation process of the energy efficiency of a refrigeration system, but for the detection of operational problems and possible opportunities for reducing the electrical consumption.



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
AC	<i>Alternating-current</i>
COM	Combinados
EC	<i>Electronically communicated</i>
EER	<i>Energy efficiency ratio</i>
EEV	<i>Electronic expansion valve</i>
INCP	Ilha de negativos com porta
INSP	Ilha de negativos sem porta
LED	<i>Light emitting diode</i>
MNCP	Mural de negativos com porta
MPCP	Mural de positivos com porta
MPSP	Mural de positivos sem porta
PLR	<i>Partial load ratio</i>
VFD	<i>Variable-frequency drive</i>
VIT	Vitrina

### Lista de Unidades

°C	Grau Celsius
g	Gramas
h	Hora
K	Kelvin
kg	Quilograma
kJ	Quilojoule
kW	Quilowatt
m	Metro
m <sup>2</sup>	Metro quadrado
m <sup>3</sup>	Metro cúbico
MW	Megawatt
s	Segundo
W	Watt

## Lista de Símbolos Latinos

$EER$	Valor do <i>Energy Efficiency Ratio</i>
$\dot{G}E_{\text{corrigido}}$	Carga térmica específica proveniente da envolvente corrigida para as condições da loja
$\dot{Q}_{\text{referência}}$	Carga térmica específica do expositor a condições de referência
$\dot{Q}_t$	Carga térmica específica total
$\dot{m}_{\text{ins}}$	Caudal de ar que é insuflado na loja
$\dot{m}_{\text{cond.}}$	Caudal de condensado por hora
$\dot{m}_{\text{expo}}$	Caudal de ar renovado por hora no expositor
$\dot{m}_{\text{ext}}$	Caudal de ar de extração da loja
$\dot{m}_{\text{inf}}$	Caudal de ar admitido por infiltração
$h_a$	Entalpia do ar na envolvente do expositor
$h_b$	Entalpia do ar no interior do expositor
$A_{\text{loja}}$	Área total da loja
$A_{\text{parede}}$	área de parede das câmaras
$A_{\text{solo}}$	Área das câmaras
$Benchmarking_{AS}$	Indicador <i>benchmarking</i> do ativo
$Benchmarking_{Op}$	Indicador <i>benchmarking</i> operacional
$D_f$	Rácio para trocas de ar estabelecidas
$D_t$	Fator de correção de abertura da porta
$FC_{\text{humid}}$	Fator de correção da humidade
$FC_{\text{dia/noite}}$	Fator de correção dia/noite
$FC_{\text{temp}}$	Fator de correção da temperatura
$\dot{G}E$	Carga térmica específica proveniente da envolvente
$\dot{G}I$	Carga térmica específica proveniente de ganhos internos
$Q_{\text{anual}}$	Cargas térmicas anuais do sistema
$Q_{\text{cond}}$	Cargas térmicas por condução
$Q_{\text{disp}}$	Capacidade térmica do condensador
$Q_{\text{expositor}}$	Carga térmica removida dos expositores
$Q_{\text{inf}}$	Carga térmica média proveniente de infiltrações
$Q_{\text{rejeitar}}$	Potência térmica que necessita ser rejeitada do sistema
$R_s$	Rácio de calor sensível no calor trocado por infiltração
$T_{\text{cond}}$	Temperatura do condensador,
$T_{\text{env.câm}}$	Temperatura do ar na envolvente da câmara
$T_{\text{ext}}$	Temperatura do ar no exterior
$T_{\text{int}}$	Temperatura do ar no interior da câmara
$W_{\text{cond,anual}}$	Consumo elétrico anual do total de condensadores
$W_{\text{cond,neg}}$	Consumo elétrico dos condensadores do sistema de baixa temperatura
$W_{\text{cond,pos}}$	Consumo elétrico dos condensadores do sistema de média temperatura

$W_{e,comp}$	Potência elétrica do compressor
$W_{t,comp}$	Capacidade térmica do compressor
$q_{ocu}$	Carga térmica proveniente de uma pessoa
$q_s/A$	Calor sensível trocado por área da porta
$\Delta h_{referência}$	$\Delta h_{real}$ obtido para condições de referência
$h$	Pé direito das câmaras
$A$	área da superfície em que ocorre a troca de calor no condensador
$A, B, C$	Coefficientes das curvas dos compressores
$E$	Eficiência do equipamento de proteção
$G$	Humidade gerada no interior da loja
$H$	Altura das portas das câmaras
$PLR$	Valor de <i>Partial Load Ratio</i> a que o compressor está a trabalhar
$Q$	Carga Térmica
$U$	Transmissibilidade térmica da parede
$W$	Trabalho
$W$	Largura das portas das câmaras
$l$	Dimensão linear de expositor
$n$	Número de compressores ativos
<i>ocupação</i>	Valor da ocupação no interior da loja nessa hora
$q$	Carga térmica para uma troca estabelecida
$\Delta h_{real}$	Varição de entalpia que afeta a carga do expositor
$\Delta h$	Varição de entalpia

#### Lista de Símbolos Gregos

$\alpha$	Coefficiente da curva do condensador
$\theta_d$	Período que se quer estudar
$\theta_o$	Tempo que a porta fica aberta
$\theta_p$	Tempo de entre a abertura e fecho da porta
$\omega_{expositor}$	Humidade absoluta no interior do expositor
$\omega_{inf}$	Humidade absoluta a que o ar no exterior
$\omega_{ins}$	Humidade absoluta do ar a ser insuflado
$\omega_{loja}$	Humidade absoluta no interior da loja
$p$	Número de portas na câmara



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - DESAGREGAÇÃO DOS CONSUMOS ELÉTRICOS DE UMA LOJA DE RETALHO ALIMENTAR TÍPICA,	2
FIGURA 2.1 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM CICLO FRIGORÍFICO,	9
FIGURA 2.2 - CICLO DE CARNOT,	10
FIGURA 2.3 – ESQUEMA DE CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR.	10
FIGURA 2.4 - DIAGRAMA PH DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR,	11
FIGURA 2.5 - DIAGRAMA PH DO EFEITO DE SOBREAQUECIMENTO, NUM CICLO DE COMPRESSÃO,	13
FIGURA 2.6 - ESQUEMA DO SOBREAQUECIMENTO NO INTERIOR DO EVAPORADOR,	13
FIGURA 2.7 - DIAGRAMA PH PARA SUBARREFECIMENTO,	14
FIGURA 2.8 - COMPONENTES DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO,	16
FIGURA 2.9 - A) PISTÃO NO PONTO 0° B) PISTÃO A 90° C) PISTÃO A 180° D) PISTÃO A 360°,	17
FIGURA 2.10 - CICLO COMPRESSÃO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO,	17
FIGURA 2.11 - COMPRESSOR HERMÉTICO,	18
FIGURA 2.12 - COMPRESSOR SEMI-HERMÉTICO,	19
FIGURA 2.13 - COMPRESSOR ABERTO,	19
FIGURA 2.14 - COMPORTAMENTO DA PRESSÃO POR ESCALÃO.	20
FIGURA 2.15 - COMPRESSOR PARAFUSO SIMPLES,	21
FIGURA 2.17 - PERFIS MACHO-FÊMEA MAIS COMUNS,	22
FIGURA 2.16 - COMPRESSOR PARAFUSO EM ESQUEMA E CORTE.	22
FIGURA 2.18 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE EVAPORADOR DE PLACAS,	23
FIGURA 2.19 - ESQUEMA DA SERPENTINA DE UM EVAPORADOR DE PLACAS,	24
FIGURA 2.20 - ESQUEMA DE UMA VÁLVULA TERMOSTÁTICA À ENTRADA DE UM EVAPORADOR,	25
FIGURA 2.21 - FUNCIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÓNICA	27
FIGURA 2.22 - ESQUEMA DO FUNCIONAMENTO DO CONDENSADOR.	28
FIGURA 2.23 - ESQUEMA DE CONDENSADOR ARREFECIDO A AR,	28
FIGURA 2.24 - ESQUEMA DE CONDENSADOR ARREFECIDO A ÁGUA,	29
FIGURA 2.25 - ESQUEMA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO,	30
FIGURA 2.26 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UMA TORRE DE ARREFECIMENTO,	31
FIGURA 2.27 - DIAGRAMA PSICOMÉTRICO DE AR EM CONTACTO COM ÁGUA,	31
FIGURA 2.28 - DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DO FUNCIONAMENTO DE UMA TORRE DE ARREFECIMENTO,	32
FIGURA 2.30 - MURAL DE MÉDIA TEMPERATURA SEM PORTA,	34
FIGURA 2.31 - MURAL DE MÉDIA TEMPERATURA COM PORTA,	34
FIGURA 2.32 – VITRINA,	34
FIGURA 2.33 – COMBINADO,	35
FIGURA 2.34 – A) ILHA SEM PORTA B) ILHA COM PORTA,	35
FIGURA 2.34 - COMPONENTES E FUNCIONAMENTO DE UM MURAL SEM PORTA,	36
FIGURA 2.35 - FONTES DE CARGA TÉRMICA NUM EXPOSITOR,	39
FIGURA 2.36 - TEMPERATURA NO EXPOSITOR, COM COMPRESSOR CONTROLADO DE FORMA ON/OFF,	42

FIGURA 2.37 - COMPRESSOR ALTERNATIVO SEM CONTROLO,	43
FIGURA 2.38 - COMPRESSOR ALTERNATIVO COM CONTROLO VFD,	43
FIGURA 2.39 - CURVAS COMPRESSOR PARAFUSO,,	43
FIGURA 2.40 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE CONDENSAÇÃO FLUTUANTE,	45
FIGURA 2.41 - CONSEQUÊNCIAS DE FUGAS DE FLUIDO FRIGORIGÉNEO,	46
FIGURA 3.1 - FLUXOGRAMA DO FUNCIONAMENTO DO MODELO DE EXCEL.	50
FIGURA 3.2 - DISPERSÃO DA COMBINAÇÃO DO TIPO DE EXPOSITORES.	53
FIGURA 3.3 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO PARA HUMIDADE ABSOLUTA NUM MURAL.	55
FIGURA 3.4 - ESQUEMA DO PROCESSO DE OBTENÇÃO DO FATOR.	56
FIGURA 3.5 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE UM MURAL DE MÉDIA TEMPERATURA.	57
FIGURA 3.5 - ESQUEMA DO BALANÇO MÁSSICO	59
FIGURA 3.6 – FOLHA DE CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS DE UMA ILHA COM PORTA.	63
FIGURA 3.7 — FOLHA DE CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS DE UMA CÂMARA DE MÉDIA TEMPERATURA.	68
FIGURA 3.8 - CURVAS DO <i>EER</i> PARA UM COMPRESSOR ALTERNATIVO A ESCALÕES.	69
FIGURA 3.9 - CURVA DO COEFICIENTE A	70
FIGURA 3.10 - CURVA DO COEFICIENTE B	70
FIGURA 3.11 – CURVA DO COEFICIENTE C	71
FIGURA 3.12 - FOLHA DE CÁLCULO DOS CONSUMOS DO COMPRESSOR.	74
FIGURA 3.13 – CURVA U.A. DE UM CONDENSADOR <i>ON/OFF</i>	75
FIGURA 3.15 - CURVA DE TEMPERATURA DE UM CONDENSADOR REAL.	77
FIGURA 3.16 - CURVA DE TEMPERATURA DE UM CONDENSADOR TEÓRICO.	77
FIGURA 3.17 - FOLHA DE CÁLCULO PARA O CONSUMO DOS CONDENSADORES.	77
FIGURA 3.18 -FOLHAS DE CÁLCULO QUE COMPÕEM O MODELO MATEMÁTICO, PARTE I.	80
FIGURA 3.19 -FOLHAS DE CÁLCULO QUE COMPÕEM O MODELO MATEMÁTICO, PARTE II.	80
FIGURA 4.1 - BENCHMARKING DO CIRCUITO DE MÉDIA TEMPERATURA NUM INTERVALO DE LOJAS.	85
FIGURA 4.2 - BENCHMARKING DO CIRCUITO DE BAIXA TEMPERATURA NUM INTERVALO DE LOJAS.	86
FIGURA 4.3 - DESAGREGAÇÃO CONSUMOS DIRETOS VS CONSUMOS DA CENTRAL.	91
FIGURA 4.4 - DESAGREGAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS	92
FIGURA 4.5 - DESAGREGAÇÃO CONSUMOS DA CENTRAL POR CIRCUITO.	92
FIGURA 4.6 - - DESAGREGAÇÃO DOS EXPOSITORES E CÂMARAS NOS CONSUMOS ELÉTRICOS DIRETOS.	92
FIGURA 4.7 – DESAGREGAÇÃO DE CADA TIPO DE CÂMARA NOS CONSUMOS DIRETOS.	92
FIGURA 4.8 - DESAGREGAÇÃO DOS CONSUMOS DIRETOS POR EXPOSITOR E POR TIPO DE EQUIPAMENTO.	93
FIGURA 4.9 - CONCEITO DE <i>ENERGY BENCHMARKING</i> .	95
FIGURA 4.10 - UTILIZAÇÃO DOS VALORES DE BENCHMARKING, PARA DETETAR OPORTUNIDADES.	96
FIGURA 7.1 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE UM MURAL DE MÉDIA TEMPERATURA.	109
FIGURA 7.2 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE ILHAS.	110
FIGURA 7.3 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE COMBINADOS.	110
FIGURA 7.4 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE MURAIIS DE BAIXA TEMPERATURA.	110

---

FIGURA 7.5 - CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, DE VITRINAS.	111
FIGURA 7.6 – CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE HUMIDADE, DE ILHAS.	111
FIGURA 7.7 – CURVA DO FATOR DE CORREÇÃO DE HUMIDADE, DE VITRINAS.	112
FIGURA 7.8 - CURVAS DO <i>EER</i> PARA UM COMPRESSOR ALTERNATIVO COM VARIADOR.	113
FIGURA 7.9 - CURVA DO COEFICIENTE A.	113
FIGURA 7.10 - CURVA DO COEFICIENTE B.	113
FIGURA 7.11 - CURVA DO COEFICIENTE C.	114
FIGURA 7.12 - CURVAS DO <i>EER</i> PARA UM COMPRESSOR DE PARAFUSO.	114
FIGURA 7.13 - CURVA DO COEFICIENTE A.	115
FIGURA 7.14 - CURVA DO COEFICIENTE B.	115
FIGURA 7.15 - CURVA DO COEFICIENTE C.	115
FIGURA 7.16 - CURVA CONSUMO CONDENSADOR COM VFD.	116
FIGURA 7.17 INTERVALO DE TEMPERATURAS NO INTERIOR DA LOJA.	117
FIGURA 7.18 - VALORES DE HUMIDADE ABSOLUTA NO INTERIOR DA LOJA.	117
FIGURA 7.19 - PERFIL DE OCUPAÇÃO NA LOJA	118
FIGURA 7.20 – FOLHA DE INPUTS PARA A LOJA DE RIO TINTO.	119
FIGURA 7.21 – FOLHA PRINCIPAL DOS <i>OUTPUTS</i> , PARA A LOJA DE RIO TINTO.	120



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1 - DESAGREGAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS DOS EXPOSITORES TÍPICOS, ADAPTADO DE (CARBON TRUST, 2012)	40
TABELA 3.1 - POTÊNCIA TÉRMICA EM W/M, POR TIPO DE EXPOSITOR	52
TABELA 3.2 – COMBINAÇÃO DE TIPOS DE EXPOSITORES PARA UMA LOJA EM VALBOM	52
TABELA 3.3 - FATORES CORREÇÃO DE HUMIDADE (ASHRAE, 2014)	54
TABELA 3.4 - VALORES DE FATORES DE CORREÇÃO DE TEMPERATURA, PARA UM MURAL DE MÉDIA TEMPERATURA	57
TABELA 3.5 - VALORES DE <i>EER</i> PARA DIFERENTES VALORES DE <i>PLR</i> E DE TEMPERATURA DO CONDENSADOR	69
TABELA 3.6 - VALORES DOS COEFICIENTES PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DO CONDENSADOR	70
TABELA 4.1 – VALORES DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS/FUNCIONALIDADES DE UM SISTEMA DE FRIO	88
TABELA 4.2 – COMBINAÇÃO DE TIPOS DE EXPOSITORES, LOJA DE RIO TINTO	89
TABELA 4.3 - CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS DA CENTRAL	90
TABELA 4.4 -CONSUMOS MEDIDOS DA LOJA DE RIO TINTO	90
TABELA 4.5 - CONSUMOS EXPECTÁVEIS DA CENTRAL	90
TABELA 4.6 - CONSUMOS ELÉTRICOS DIRETOS NOS EXPOSITORES E CÂMARAS	91
TABELA 4.7 - BENCHMARKINGS OPERACIONAL E <i>ASSET</i> DA LOJA DE RIO TINTO	93
TABELA 7.1 - CONDIÇÕES NO INTERIOR DOS EXPOSITORES	112



# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>1.1</b>	<b>Refrigeração</b>	<b>1</b>
<b>1.2</b>	<b>Enquadramento do consumo energético de uma loja de retalho alimentar</b>	<b>1</b>
<b>1.3</b>	<b>Benchmarking</b>	<b>3</b>
<b>1.4</b>	<b>Objetivos e método do trabalho</b>	<b>3</b>
<b>1.5</b>	<b>Empresa Edifícios Saudáveis</b>	<b>4</b>
<b>1.6</b>	<b>Estrutura da tese</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>9</b>
<b>2.1</b>	<b>Ciclo frigorífico</b>	<b>9</b>
2.1.1	Ciclo frigorífico de compressão de vapor simples	10
2.1.2	Ciclo frigorífico de compressão de vapor sobreaquecido	12
2.1.3	Ciclo frigorífico de compressão de vapor com subarrefecimento	14
<b>2.2</b>	<b>Componentes do ciclo</b>	<b>15</b>
2.2.1	Compressor	15
2.2.2	Evaporador	23
2.2.3	Dispositivos de expansão	24
2.2.4	Condensador	27
<b>2.3</b>	<b>Fluidos frigoríferos</b>	<b>32</b>
<b>2.4</b>	<b>Expositores Frigoríficos</b>	<b>33</b>
2.4.1	Média temperatura	34
2.4.2	Baixa temperatura	35
2.4.3	Funcionamento dos expositores	35
2.4.4	Envolvente térmica	39
<b>2.5</b>	<b>Câmaras Frigoríficas</b>	<b>40</b>
<b>2.6</b>	<b>Central de Refrigeração</b>	<b>41</b>
2.6.1	Ajuste à carga térmica	41
2.6.2	Pressão de aspiração	44
2.6.3	Temperatura de condensação	44
2.6.4	Fugas de fluido frigorífero	46

---

<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	<b>49</b>
<b>3.1</b>	<b>Modelo matemático de estimativa da carga térmica</b>	<b>49</b>
<b>3.2</b>	<b>Cargas Térmicas do sistema de frio</b>	<b>51</b>
3.2.1	Caracterização do tipo de expositores	51
3.2.2	Fatores de correção	54
3.2.3	Modelo de temperatura	58
3.2.4	Modelo de humidade	58
3.2.5	Carga térmica horária dos expositores	62
3.2.6	Carga térmica horária das câmaras	64
<b>3.3</b>	<b>Central de Refrigeração</b>	<b>68</b>
3.3.1	Compressores	68
3.3.2	Condensadores	74
<b>3.4</b>	<b>Benchmarking</b>	<b>78</b>
3.4.1	Benchmarking operacional	78
3.4.2	Asset benchmarking	78
<b>3.5</b>	<b>Resultados devolvidos pelo modelo matemático</b>	<b>79</b>
<b>3.6</b>	<b>Orgânica do modelo matemático</b>	<b>80</b>
<b>4</b>	<b>ANÁLISE RESULTADOS</b>	<b>85</b>
<b>4.1</b>	<b>Validação do modelo de Excel</b>	<b>85</b>
<b>4.2</b>	<b>Análise de sensibilidade</b>	<b>87</b>
<b>4.3</b>	<b>Loja Rio Tinto – sistema de frio</b>	<b>89</b>
<b>4.4</b>	<b>Energy benchmarking</b>	<b>95</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>99</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusões</b>	<b>99</b>
<b>5.2</b>	<b>Proposta de trabalhos futuros</b>	<b>101</b>
<b>6</b>	<b>BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO</b>	<b>105</b>
<b>7</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>109</b>
<b>7.1</b>	<b>Curvas Fatores de Correção</b>	<b>109</b>

---

<b>7.2</b>	<b>Condições no interior dos expositores</b>	<b>112</b>
<b>7.3</b>	<b>Curvas dos compressores</b>	<b>113</b>
<b>7.4</b>	<b>Curvas dos condensadores</b>	<b>116</b>
<b>7.5</b>	<b>Condições na loja</b>	<b>117</b>
<b>7.6</b>	<b>Perfil de ocupação na loja</b>	<b>118</b>
<b>7.7</b>	<b>Folha de Inputs/Outputs</b>	<b>119</b>



# INTRODUÇÃO

- 1.1** Refrigeração
- 1.2** Enquadramento do consumo energético de uma loja de retalho alimentar
- 1.3** Benchmarking
- 1.4** Objetivos e método do trabalho
- 1.5** Empresa Edifícios Saudáveis
- 1.6** Estrutura da tese



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Refrigeração

A refrigeração é o processo de remoção de calor do ambiente que se deseja refrigerar, e a rejeição do mesmo para um ambiente a uma temperatura mais elevada. Sendo a refrigeração a ciência de mover calor de um ambiente frio para um ambiente quente. (Hundy, Trott, & Welch, 2008)

Desde os dias primitivos, o ser humano apercebeu-se que alimentos mantidos em ambientes frios se mantinham em melhores condições durante mais tempo. O que levou a que o ser humano tenha procurado métodos de manter alimentos em ambientes frios. Tendo no início sido utilizadas fontes naturais de refrigeração, como o gelo, para atingir esse objetivo. No entanto, a utilização de gelo para a preservação de alimentos, não só não era prática, como também perigosa ao nível da sua obtenção. Levando assim à procura de uma forma artificial de produzir o efeito de refrigeração. A sua primeira iteração apareceu em 1755, por mérito do professor William Cullen. No início do século XIX um frigorífico que utilizava éter, num sistema de compressão em circuito fechado, foi desenvolvido por Oliver Evans, sendo o princípio de funcionamento deste equipamento ainda utilizado atualmente. (Refrigeration, 2018)

## 1.2 Enquadramento do consumo energético de uma loja de retalho alimentar

Os grandes edifícios de comércio e serviços, nos quais se enquadram as lojas de retalho alimentar, apresentam níveis de consumos elétricos bastante elevados. Dentro desta tipologia de edifícios as lojas de retalho alimentar destacam-se dos restantes, pelo facto dos consumos de eletricidade por m<sup>2</sup> que estas apresentam serem superiores. As discrepâncias de consumos entre estes edifícios são apresentadas abaixo:

Loja de retalho alimentar – 915 kWh/m<sup>2</sup>; (CIBSE, 2004)

Escritórios com AVAC típico – 128 kWh/m<sup>2</sup>; (CIBSE, 2004)

Lojas de vestuário – 270 kWh/m<sup>2</sup>; (CIBSE, 2004)

Livrarias – 210 kWh/m<sup>2</sup>. (CIBSE, 2004)

As diferenças de consumos mencionadas fazem com que as lojas de retalho alimentar devam ser espaços de elevada preocupação ao nível energético. O estudo do consumo elétrico, de uma destas lojas, passa então pela desagregação do mesmo, com o fim de perceber quais os equipamentos que apresentam maior consumo. A Figura 1.1 apresenta um gráfico, no qual é possível observar a desagregação dos consumos elétricos de uma destas lojas. A partir da figura é possível verificar que 50% dos consumos da loja são referentes a equipamentos que pertencem ao sistema de refrigeração da loja, como:

- compressores;
- expositores;
- câmaras;
- condensadores;
- rede de distribuição.

Este grupo de equipamentos, será a partir daqui denominado por “sistema de frio”.

Os restantes 50% estão distribuídos pela iluminação, climatização do espaço e pequenos equipamentos. (Ashrae, 2014)

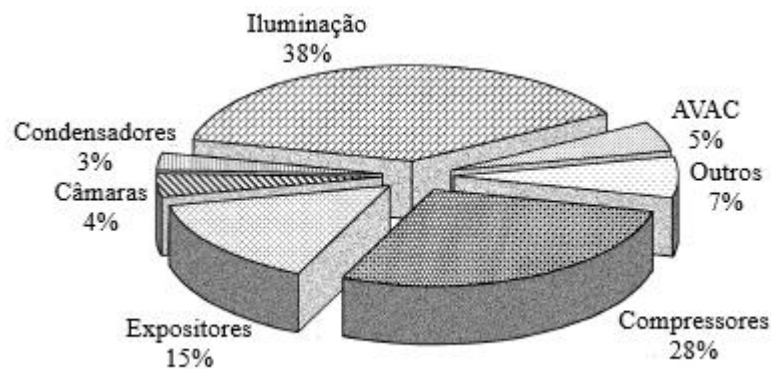


Figura 1.1 - Desagregação dos consumos elétricos de uma loja de retalho alimentar típica, traduzido de (Ashrae, 2014)

Da desagregação de consumos elétricos apresentada determina-se que quando se pretende realizar uma melhoria energética destes edifícios, os equipamentos aos quais se devem dar maior atenção, devido à quota dos consumos elétricos que estes representam, são os do sistema de frio. Sendo assim, de extrema importância a evolução dos métodos de avaliação da eficiência destes sistemas.

### 1.3 Benchmarking

Benchmarking é um conceito empresarial muito geral, utilizado, de forma intencional ou não, por todas as empresas. O que, leva a que benchmarking possa ser definido de muitas formas, tendo começado por ser utilizado por empresas de produção sendo o indicador normalmente associado a este setor.

Benchmarking passa por um processo sistemático e contínuo de comparação de características dos melhores produtos, serviços e processos com o intuito de melhorar o produto, serviço ou processo que está a ser avaliado. (Dahlgard, Kristensen, & Kanji, 2002; Harrington & Harrington, 1996)

De forma geral, a utilização da ferramenta Benchmarking passa por comparar, através de uma operação fracionaria, um indicador de referência com um real. Sendo o indicador real fracionado pelo de referência. O valor que é obtido neste processo matemático exprime sobre a forma de um número, como os dois se comparam.

Se o valor devolvido for superior a 1, então o indicador real encontra-se pior que o de referência, se o contrário acontecer o real apresenta-se melhor que o de referência.

Este princípio pode ser adaptado ao nível energético, com o nome Energy Benchmarking. No entanto, para equipamentos energéticos os seus consumos dependem não só dos equipamentos como da operação do sistema, que pode ser de qualidade ou deficiente. Pelo que é importante dividir a avaliação de um sistema energético em dois indicadores, benchmarking operacional e asset benchmarking.

Benchmarking operacional como o nome indica é utilizado para avaliar a operação de um sistema energético, para tal comparam-se os valores de consumos do sistema quando este é operado de forma ideal com os consumos do sistema real. O asset benchmarking avalia o equipamento utilizado, comparando os consumos de um sistema energético com equipamentos de referência com os consumos do sistema energético real com operação de referência.

### 1.4 Objetivos e método do trabalho

O trabalho realizado tem como principal objetivo o desenvolvimento de um modelo matemático, com a capacidade de realizar uma avaliação benchmarking do sistema de frio de uma loja de retalho alimentar. Sendo então a componente principal do modelo desenvolvido a de estimar os valores expectáveis de consumo elétrico, do respetivo

sistema de frio para condições de operação de referência e para instalações de referência. Os valores de consumos expectáveis, são utilizados para obter os valores dos indicadores de Energy Benchmarking do sistema. O modelo desenvolvido deve ainda ser de fácil utilização por parte do utilizador, devendo ser possível utilizar o modelo com informações básicas da loja.

No desenvolvimento do projeto começou-se pelo estudo dos equipamentos utilizados em sistema de frio de lojas de retalho alimentar. Deste estudo resultou uma base de dados das características típicas dos equipamentos destes sistemas, que foram utilizados nos cálculos realizados pelo modelo.

Ainda a partir do levantamento das características dos equipamentos foram definidos os inputs, características do sistema de frio e da loja, que seriam necessários utilizar para que o modelo produzisse valores de consumo elétrico com precisão. Os inputs necessários para o funcionamento do modelo foram reduzidos aos estritamente necessários, podendo ser todos obtidos através de plantas da loja.

Foi desenvolvido um modelo de matemático capaz de obter as cargas térmicas a que o sistema se encontrava a cada hora do ano.

Houve a necessidade de obter as curvas de funcionamento dos compressores e dos condensadores, das quais se calcularam os valores de *EER* em cada hora do ano.

Com os valores das cargas térmicas e do *EER* dos compressores e condensadores, foi possível obter os consumos elétricos destes equipamentos para cada hora do ano.

Por último foram calculados os valores dos consumos elétricos dos equipamentos instalados nos expositores.

Através dos valores expectáveis calculados foi por fim possível calcular os valores dos indicadores de Energy Benchmarking, do sistema de frio.

### *1.5 Empresa Edifícios Saudáveis*

A dissertação foi desenvolvida em ambiente empresarial, na empresa Edifícios Saudáveis Consultores, sendo então relevante a sua apresentação.

A Edifícios Saudáveis Consultores foi fundada em 1996 e a sua atividade inicial caracterizou-se pela colaboração em projetos europeus de investigação no âmbito da sustentabilidade ambiental em edifícios.

Atualmente, a empresa realiza trabalhos ao nível Europeu e da América do Sul, tendo sido responsável pela primeira certificação BREEAM em Portugal, primeira certificação LEED GOLD na península Ibérica e o primeiro supermercado ao nível europeu com certificação LEED PLATINUM. A empresa é responsável pela racionalização energética em edifícios, os quais perfazem uma área construída superior a 4 000 000 m<sup>2</sup>.

## 1.6 Estrutura da tese

O corpo principal da presente dissertação encontra-se dividido em 5 capítulos:

- Capítulo 1 – Breve introdução aos temas a serem abordados;
- Capítulo 2 – Revisão bibliográfica, com foco especial no ciclo frigorífico de compressão de vapor, nos seus componentes, e nos restantes equipamentos presentes num sistema de frio de uma loja de retalho alimentar;
- Capítulo 3 – Descrição dos processos realizados no desenvolvimento do modelo matemático;
- Capítulo 4 – Validação do modelo desenvolvido e análise de resultados que este fornece;
- Capítulo 5 – Conclusões e propostas para trabalhos futuros.



# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

**2.1** Ciclo frigorífico

**2.2** Componentes do ciclo

**2.3** Fluidos frigoríficos

**2.4** Expositores Frigoríficos

**2.5** Câmaras Frigoríficas

**2.6** Central de Refrigeração



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Ciclo frigorífico

O ciclo frigorífico é um processo termodinâmico, que tem como base o ciclo de Carnot. Na refrigeração é utilizado o ciclo de Carnot inverso, no qual se retira calor de um ambiente e transfere-se para outro, através da aplicação de trabalho, como mostra a Figura 2.1.

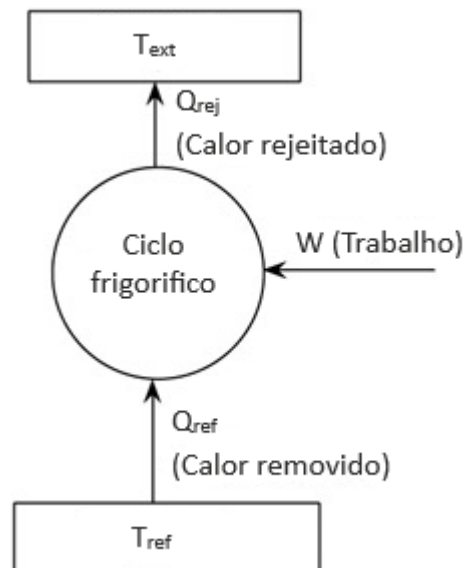


Figura 2.1 - Esquema de funcionamento de um ciclo frigorífico, adaptado de (Choon Ng, 2004a).

O ciclo de Carnot é um ciclo teórico, de tal forma, os processos termodinâmicos que ocorrem são isotérmicos e adiabáticos, como mostra a Figura 2.2. (Dossat, 1978; McQuiston, Parker, & Spitler, 2005)

Estes tipos de ciclos são utilizados em diversas aplicações, desde a climatização de espaços, para o conforto dos ocupantes, até à conservação de alimentos a temperaturas inferiores a  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Utilizando sempre o mesmo princípio de funcionamento, removendo calor de um ambiente frio e rejeitando para um ambiente quente. (Stoecker, 1998)

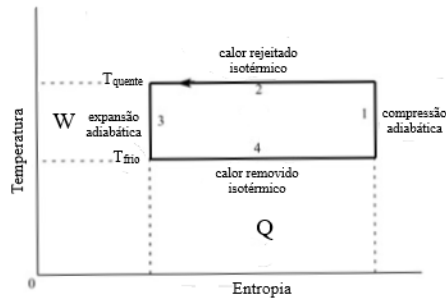


Figura 2.2 - Ciclo de Carnot, adaptado de (Choon Ng, 2004b).

### 2.1.1 Ciclo frigorífico de compressão de vapor simples

O ciclo de Carnot descrito no ponto anterior não passa de um sistema teórico ideal, pelo que não é possível obter o mesmo em condições reais. O ciclo frigorífico de compressão de vapor é um ciclo real, que resulta do de Carnot. Sendo este tipo de ciclo utilizado na maioria dos sistemas de frio de lojas de retalho alimentar.

Os sistemas que utilizam o ciclo de compressão são constituídos por quatro componentes essenciais: evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão, como mostra a Figura 2.3.

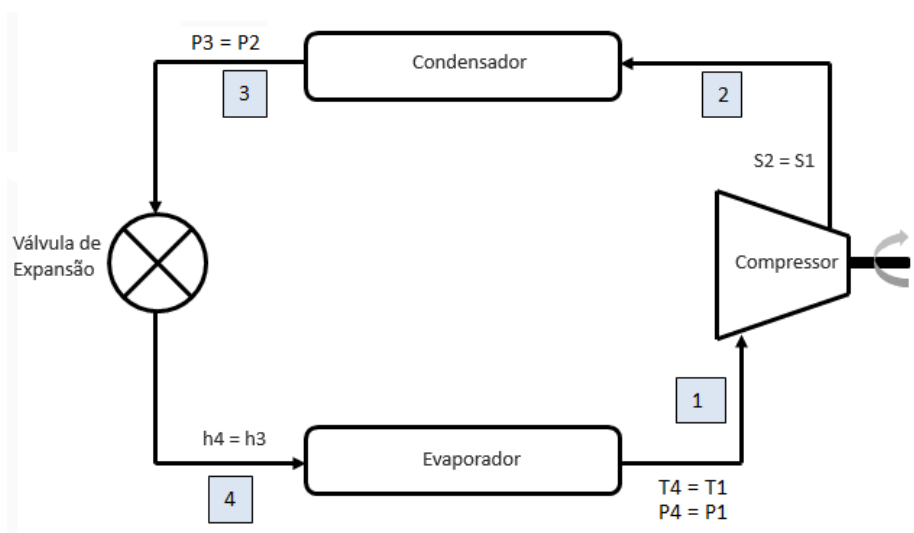


Figura 2.3 – Esquema de ciclo de compressão de vapor.

Cada componente realiza um dos processos termodinâmicos do ciclo de Carnot. O evaporador, que é um permutador, realiza a absorção de energia sobre a forma de calor do ambiente que se quer refrigerar para o fluido de trabalho, que como resultado sofre uma mudança de fase.

O compressor introduz ao sistema a energia, sobre a forma de trabalho, que é necessária para elevar a pressão do fluido da pressão a que este sai do evaporador até à pressão no condensador.

O condensador, assim como o evaporador, é um permutador, no entanto, em vez de absorver calor de um meio este vai permutar a energia presente no fluido de trabalho, para o meio exterior sobre a forma de calor, resultando na liquidificação do fluido de trabalho.

Para fechar o ciclo, a válvula de expansão reduz a pressão do fluido, que se encontra à pressão do condensador para a do evaporador, por sua vez esta queda de pressão causa também uma redução da temperatura no fluido. (Dossat, 1978; McQuiston et al., 2005; Stoecker, 1998)

Para se observar como cada componente do ciclo afeta as condições termodinâmicas a que fluido se encontra, nomeadamente:

- Pressão;
- Temperatura;
- Entalpia;
- Entropia.

O ciclo pode ser esquematizado através de um diagrama Ph (Pressão por entalpia), como é apresentado na Figura 2.4. Com o uso do diagrama torna-se mais fácil, não só, perceber as mudanças termodinâmicas ao longo do ciclo como realizar cálculos.

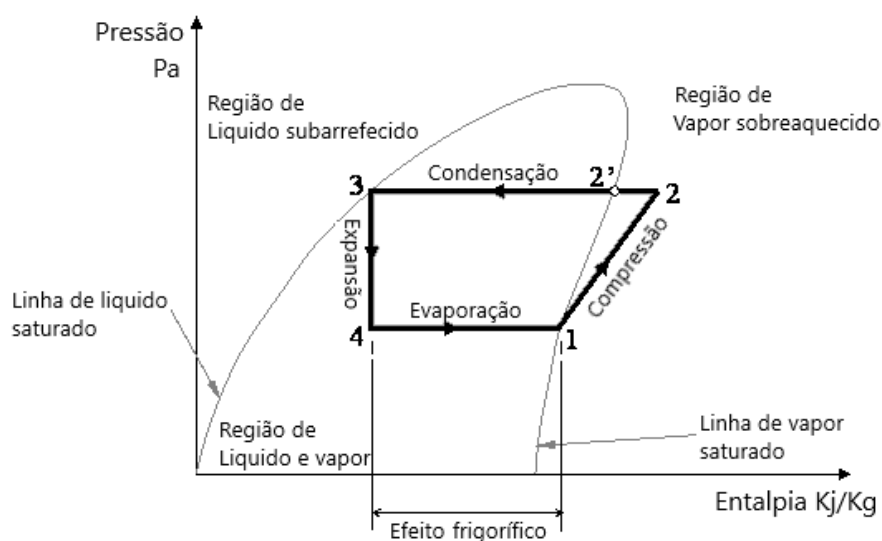


Figura 2.4 - Diagrama Ph de um ciclo de compressão de vapor, traduzido de (Frazer, 2018a).

A eficiência instantânea de um ciclo frigorífico de compressão de vapor é expressa através do seu valor de *EER* (energy efficiency ratio). Este é obtido através da razão entre o valor da carga térmica de refrigeração do ciclo e valor de toda a energia, na forma de trabalho, que é aplicada ao ciclo, esta relação pode ser observada na equação 2.1. (Dossat, 1978; McQuiston et al., 2005).

$$EER = \frac{Q}{W} \quad ( 2.1 )$$

Onde:

*EER* é o valor do rácio de eficiência energética,

*Q* é o valor da carga térmica do ciclo, [W],

*W* é o valor do trabalho aplicado ao ciclo, [W],

### 2.1.2 Ciclo frigorífico de compressão de vapor sobreaquecido

Para garantir que no processo de compressão não são admitidas partículas de fluido ainda no estado líquido, que podem provocar danos ou a destruição do compressor. É estabelecida a necessidade de o fluido que sai do evaporador esteja todo no estado gasoso. Para garantir que tal ocorre, este vai sofrer um sobreaquecimento que o vai passar de vapor a vapor sobreaquecido.

O sobreaquecimento é obtido ao controlar o caudal de fluido que entra no evaporador, para que a sua vaporização ocorra antes do fim do mesmo, permitindo assim, que o calor absorvido na parte final seja apenas utilizado para sobreaquecer o fluido. Na Figura 2.5 é possível observar o efeito de sobreaquecimento no diagrama Ph e na Figura 2.6 ilustra-se a diferença entre um evaporador a trabalhar de forma tradicional, figura a, e um evaporador a trabalhar com sobreaquecimento, figura b. É de notar como a secção final do evaporador com sobreaquecimento já só tem fluido sobre a forma de vapor que só está a ser sobreaquecido. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

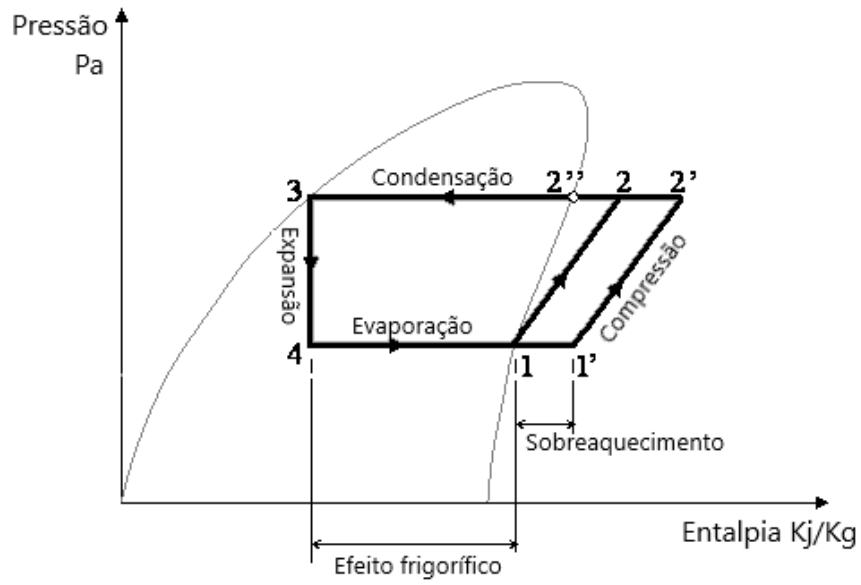


Figura 2.5 - Diagrama Ph do efeito de sobreaquecimento, num ciclo de compressão, adaptado de (Frazer, 2018b).

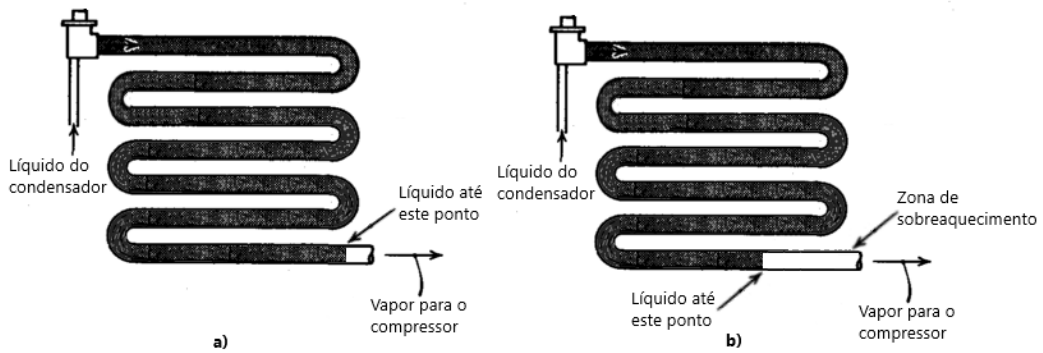


Figura 2.6 - Esquema do sobreaquecimento no interior do evaporador, adaptado de (Dossat, 1978).

### 2.1.3 Ciclo frigorífico de compressão de vapor com subarrefecimento

No condensador realiza-se o subarrefecimento, seguindo um método semelhante ao utilizado no evaporador para o sobreaquecimento. Ao utilizar a parte final do condensador para arrefecer o fluido já no estado líquido para líquido subarrefecido. O uso de subarrefecimento garante que na válvula de expansão todo o fluido se encontra na fase líquida, o que anula a possibilidade de ocorrer refluxo de fluido para o condensador. O subarrefecimento tem ainda o benefício de melhorar a eficiência do ciclo, ao aumentar o efeito frigorífico, desta forma o mesmo calor pode ser absorvido utilizando um caudal mais baixo, como é possível observar na Figura 2.7. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

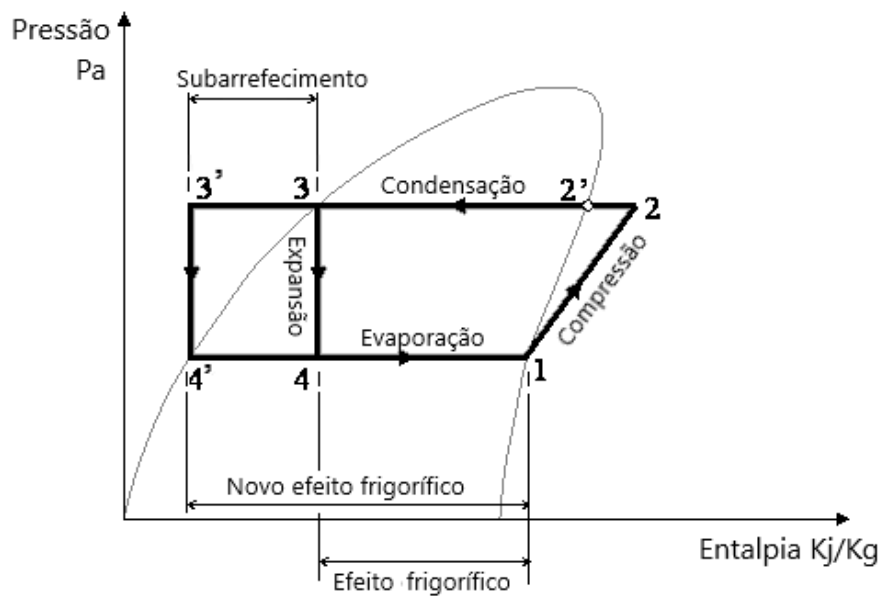


Figura 2.7 - Diagrama Ph para subarrefecimento, adaptado de (Frazer, 2018b).

## 2.2 Componentes do ciclo

Neste capítulo, serão discutidos com maior rigor os componentes principais do ciclo frigorífico, nomeadamente:

- compressor;
- condensador;
- válvula de expansão;
- evaporador.

### 2.2.1 Compressor

O compressor é o equipamento principal de qualquer sistema de frio, sendo este o que realiza o trabalho necessário para elevar a pressão do fluido desde a pressão de evaporação até à de condensação. Deste aumento de pressão, realizado pelo compressor resulta um aumento da temperatura do fluido frigorífero, que vai permitir a permuta de calor para o ar exterior, que ocorre no condensador.

Além de comprimir o fluido, o compressor, tem ainda a função de promover o deslocamento do fluido no circuito.

Os principais tipos de compressores utilizados em sistemas com ciclo de compressão de vapor são os seguintes:

- alternativos;
- rotativos;
- *scroll*;
- parafuso.

No entanto para aplicações de refrigeração os compressores que têm mais uso são os alternativos e de parafuso, motivo pelo qual serão os únicos a ser discutidos de forma mais detalhada nos capítulos seguintes. (Stoecker, 1998)

#### 2.2.1.1 Compressores Alternativos

Dos compressores que vão ser discutidos neste trabalho, os compressores alternativos são os que têm maior utilização em sistemas de pequena e média dimensão, representando um pequeno aumento de eficiência quanto aos de parafuso, até cargas de 100 toneladas de refrigeração. (Stoecker, 1998)

Os compressores alternativos são constituídos por pistões, bielas, cambota, segmentos, válvulas de admissão e escape, como mostra a Figura 2.8.

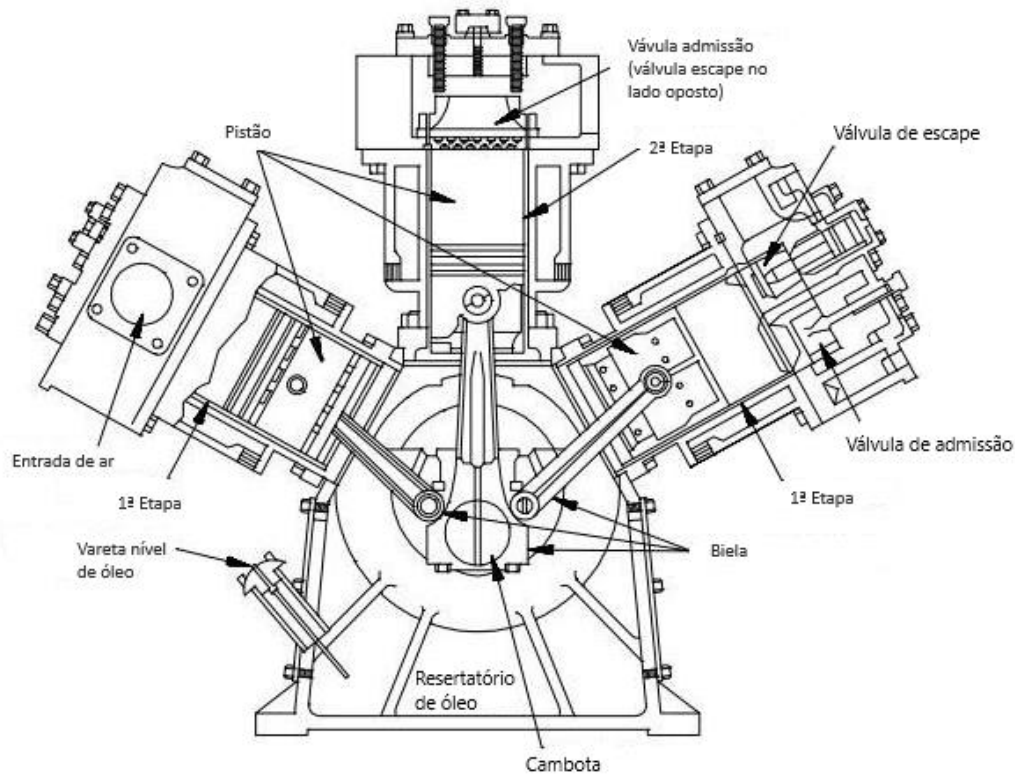


Figura 2.8 - Componentes de um compressor alternativo, traduzido de (Dossat, 1978).

O ciclo de compressão destes compressores é constituído por quatro fases, estando cada uma das fases associada a uma posição distinta do pistão no interior do cilindro, como mostra a Figura 2.9.

No movimento descendente do pistão realiza-se a fase de sucção, na qual se vai criar uma queda de pressão no interior do cilindro que vence a força exercida pela mola da válvula de admissão, levando a que esta abra e o vapor a baixa pressão seja absorvido da rede.

O vapor admitido vai ser comprimido na fase de compressão, onde a deslocação ascendente do pistão vai causar o aumento de pressão do fluido, este aumento leva a que a válvula de escape abra sendo vapor a alta pressão forçado para a rede, o comportamento do ciclo pode ser observado na Figura 2.10. (Dossat, 1978)

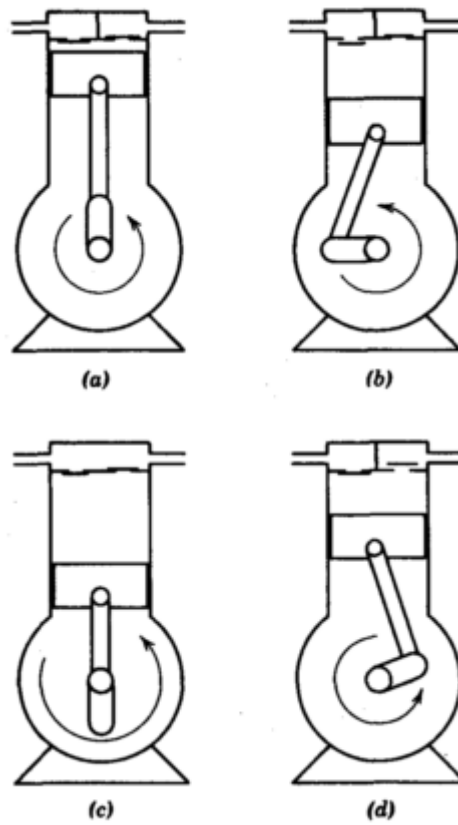


Figura 2.9 - a) Pistão no ponto 0° b) Pistão a 90° c) Pistão a 180° d) Pistão a 360°, adaptado de (Dossat, 1978).

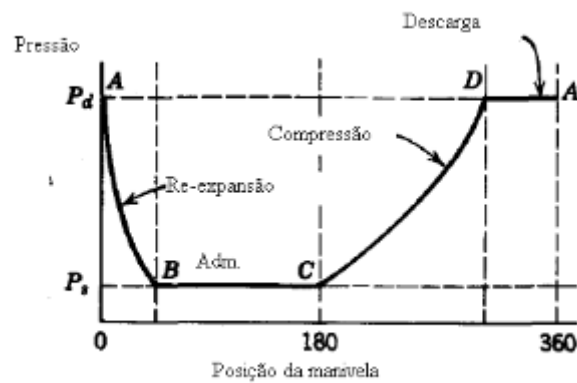


Figura 2.10 - Ciclo compressão de um compressor alternativo, Traduzido de (Dossat, 1978).

Os compressores alternativos são divididos em classes, determinadas pelo tipo de construção, tipo de orientação dos pistões e número de escalões.

- Divisão por construção:
  1. Herméticos – neste tipo de construção todos os componentes do compressor encontram-se selados hermeticamente no interior de uma carapaça, tendo apenas aberturas para ligações elétricas e para entrada e saída de fluido frigoregêneo. O fluido proveniente do evaporador é utilizado para arrefecer o motor, limitando a utilização destes compressores a sistemas de frio que utilizem fluidos frigoregêneos que não reagem com o cobre presente nas bobinas do motor. A grande vantagem deste tipo de construção, em relação à Semi-Aberta/Aberta é o facto de as fugas de fluido serem quase inexistentes, (Stoecker, 1998)

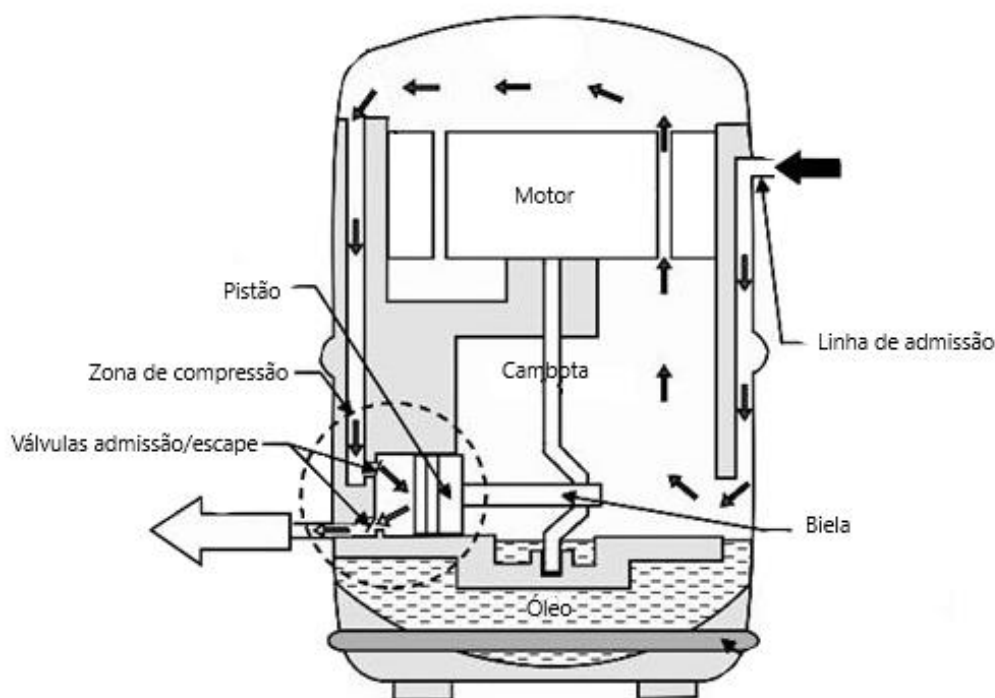


Figura 2.11 - Compressor hermético, adaptado de (Khemani, 2009).

2. Semi-Herméticos – estes compressores são iguais aos herméticos em todos os aspetos, exceto no facto de o motor ser acoplado à cambota permitindo a abertura e reparação de alguns componentes, (Stoecker, 1998)

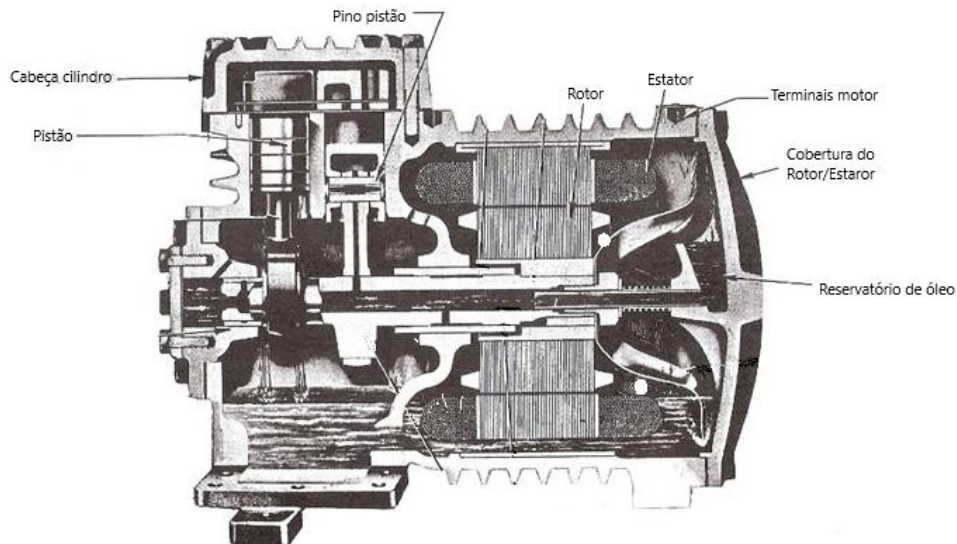


Figura 2.12 - Compressor semi-hermético, traduzido de (Dossat, 1978).

3. Abertos – ao contrário dos compressores descritos anteriormente, nestes, o motor encontra-se no exterior do compressor permitindo maior flexibilidade quanto à escolha do tipo de motor utilizado e na sua manutenção. No entanto, a possibilidade de existirem fugas de fluido é um problema bastante real, do qual pode originar uma diminuição da eficiência da instalação, bem como um custo elevado na reposição de fluido. (Stoecker, 1998)

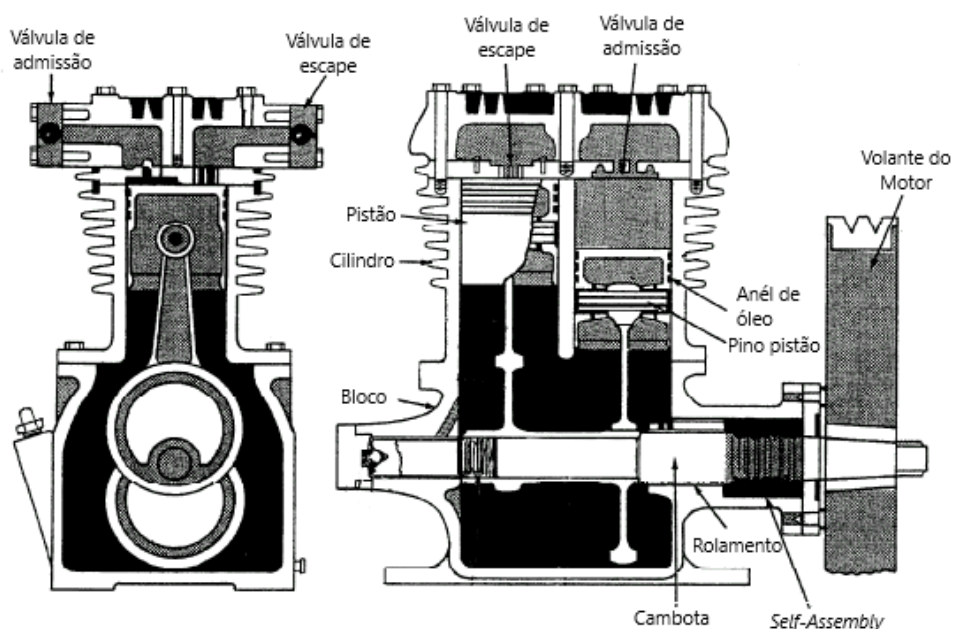


Figura 2.13 - Compressor Aberto, traduzido de (Dossat, 1978).

- Divisão por escalões:
  1. Um escalão – a compressão a que o fluido está sujeito, vai ocorrer toda num cilindro, como é o caso do compressor da Figura 2.13,
  2. Dois escalões – o fluido vai ser comprimido em dois cilindros, sendo que no primeiro é levado até uma pressão intermédia, e de seguida elevado até à pressão final no segundo cilindro, como mostra de forma simplificada a Figura 2.14.

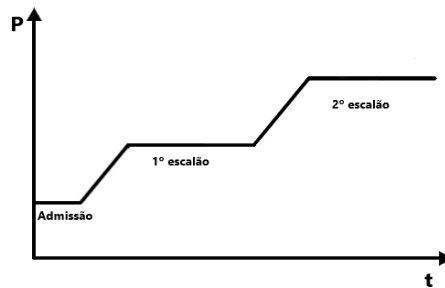


Figura 2.14 - Comportamento da Pressão por escalão.

### 2.2.1.2 Compressor parafuso

O compressor de parafuso, assim como o alternativo, tem bastante uso em instalações de refrigeração sendo mais comum para grandes instalações, onde o uso de compressores alternativos não é possível, devido às elevadas cargas térmicas necessárias, ou onde a eficiência do alternativo começa a ser inferior devido às elevadas cargas térmicas. Este tipo de compressor apesar de ser um equipamento mais complexo que os alternativos, apresenta uma menor necessidade de manutenção.

Parafuso simples – o parafuso simples é constituído por um rotor e duas *star wheels*, como mostra a Figura 2.15. O funcionamento deste equipamento baseia-se em acionar o movimento do rotor, que por estar emparelhado às *star wheel* também lhes provoca movimento, o fluido que se encontra nas ranhuras helicoidais vai ser comprimido pela ação do rotor e das *star wheels*. (Stoecker, 1998)

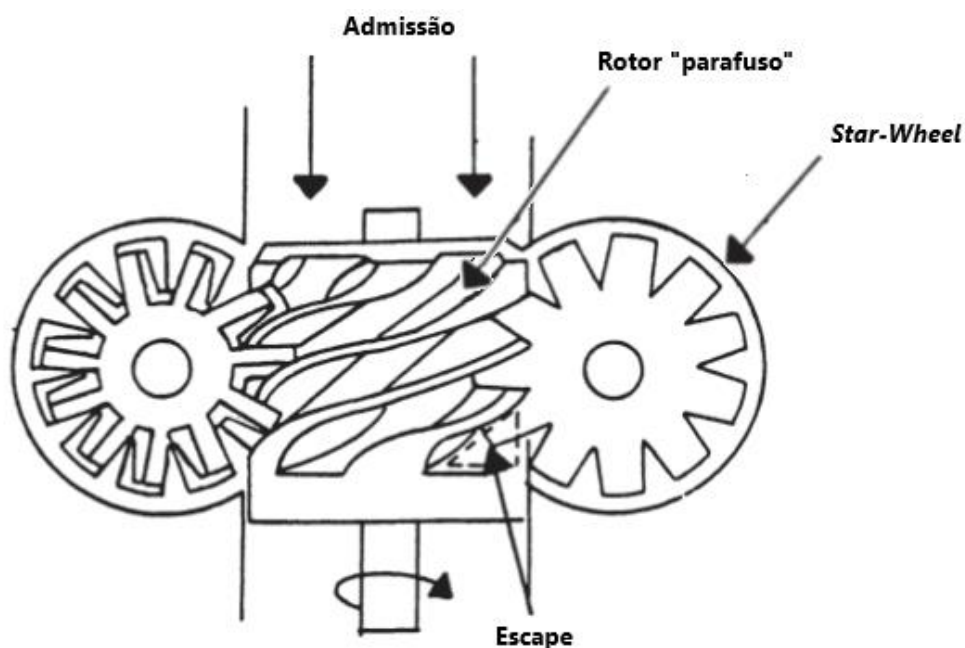


Figura 2.15 - Compressor parafuso simples, traduzido de (Stoecker, 1998).

Parafuso duplo – assim como o nome sugere este estilo de compressor ao contrário do simples faz uso de dois rotores, um macho e uma fêmea, como mostram a Figura 2.16 e a Figura 2.17, sendo ainda possível ver na Figura 2.16 os perfis macho/fêmea mais comuns nestes compressores.

Um dos rotores vai-se encontrar ligado a um motor que lhe induz movimento, como os dois rotores se encontram emparelhados, isto leva a que o segundo rotor se mova em

direção oposta, fazendo com que o fluido que se encontra no interior das ranhuras helicoidais seja comprimido. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

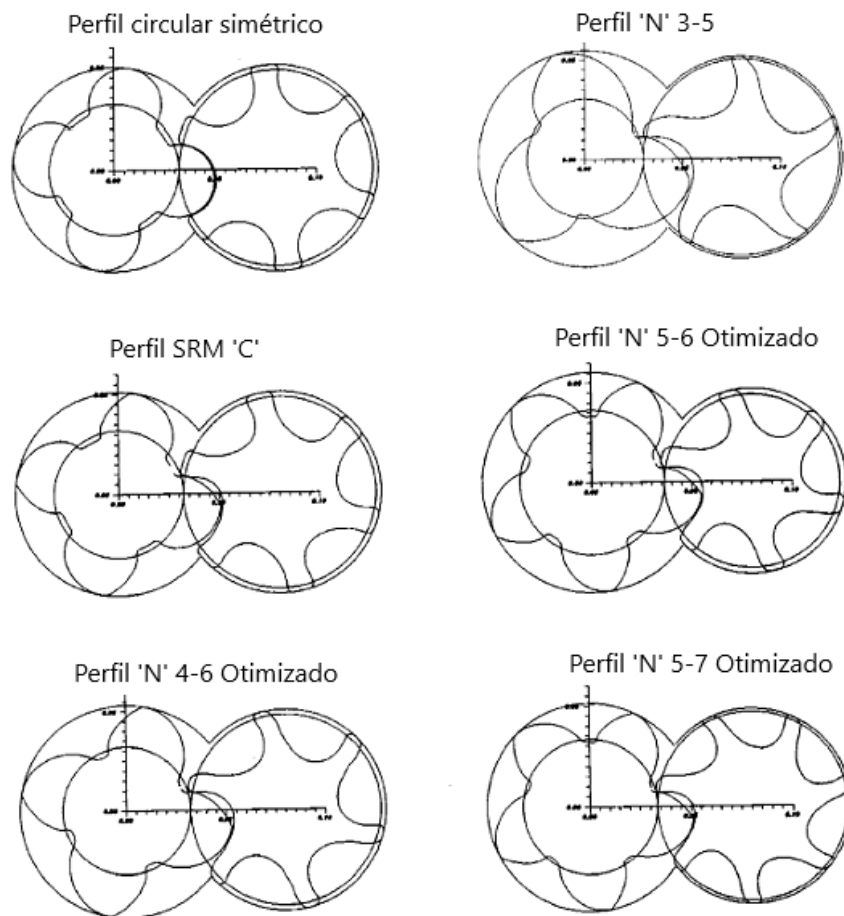


Figura 2.16 - Perfis macho-fêmea mais comuns, traduzido de (Sarangi, 2018).

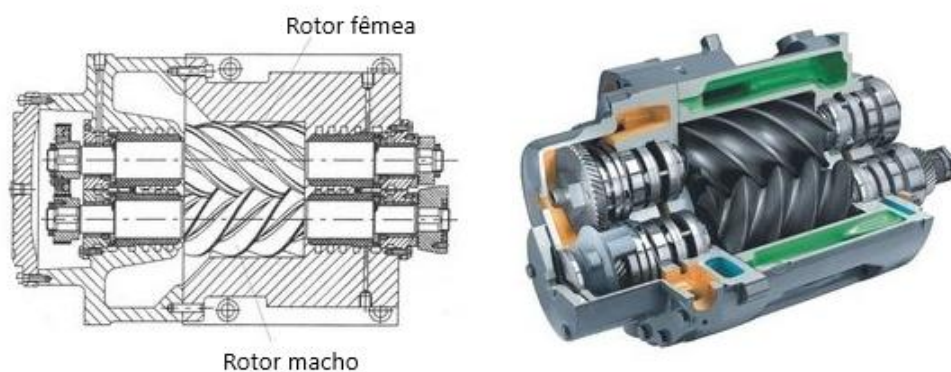


Figura 2.17 - Compressor parafuso em equema e corte.

## 2.2.2 Evaporador

O evaporador é o componente responsável por transferir calor do meio que se quer arrefecer para o fluido de trabalho, funcionando como um permutador de calor.

Em sistemas de frio de lojas de retalho alimentar são utilizados evaporadores de placas, sendo por esta razão, estes os únicos evaporadores em que se estudou o funcionamento de forma mais detalhada.(Stoecker, 1998; Trane, 2007)

### 2.2.2.1 Evaporador de placas

O evaporador de placas é constituído por uma serpentina que atravessa um conjunto de placas e onde circula o fluido frigorigéneo. Ar do exterior passa entre as placas e arrefece o fluido no interior dos tubos da serpentina, demonstrado na Figura 2.18. As placas são colocadas para aumentar a superfície de contacto e criar escoamento turbulento do ar, uma vez que escoamento turbulento é favorável na transferência de calor.(Dossat, 1978; Stoecker, 1998; Trane, 2007)

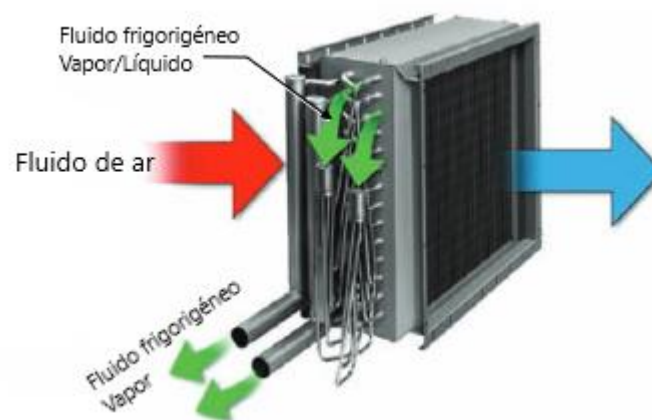


Figura 2.18 - Esquema de funcionamento de evaporador de placas, traduzido de (Trane, 2007).

Os tubos no interior do evaporador encontram-se em paralelo, sendo o fluido que circula na serpentina distribuído de forma igual pelos vários tubos. Com o propósito da transferência de calor ser uniforme ao longo da serpentina, sendo isto esquematizado na Figura 2.19.

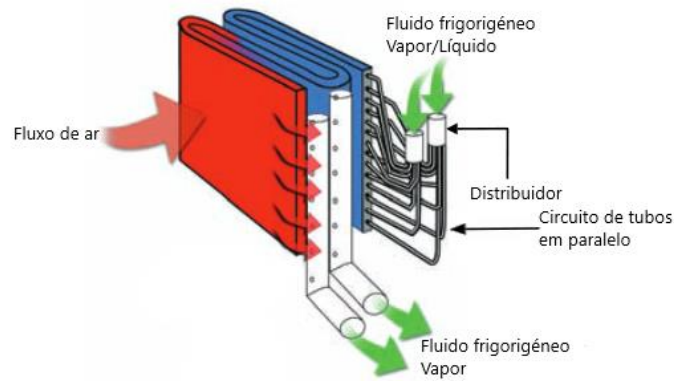


Figura 2.19 - Esquema da serpentina de um evaporador de placas, traduzido de (Trane, 2007).

### 2.2.3 Dispositivos de expansão

Sistemas de expansão são equipamentos que restringem a linha de fluido, com o objetivo de manter uma queda de pressão, entre o lado de alta pressão e baixa pressão do sistema de frio. Permitindo que o fluido refrigerante vaporize a baixa pressão no evaporador e que condense a alta pressão no condensador.

Fazem ainda, o controlo do caudal mássico de fluido refrigerante que é admitido pelo evaporador.

Os sistemas de expansão encontram-se antes do evaporador, levando a que um sistema de frio contenha a mesma quantidade dos dois equipamentos.

Alguns dos tipos de dispositivos mais utilizados são abaixo apresentados:

- válvula de expansão manual;
- válvula de expansão automática;
- válvula de expansão termostática;
- tubo capilar;
- válvulas de flutuador;
- válvulas eletrónicas.

Nos capítulos seguintes serão discutidos em maior pormenor alguns destes dispositivos, sendo estes, os que apresentam maior importância para os sistemas de frio utilizados em lojas de retalho alimentar.

### 2.2.3.1 Válvula expansão manual

As válvulas de expansão manual são válvulas do tipo agulha, que regulam a pressão no evaporador de forma manual. Nestas, o caudal de fluido frigorífero é regulado através da variação de pressão no orifício da válvula e da posição do parafuso da válvula, que é regulado manualmente.

Por ser operada de forma manual, a válvula não é sensível a variações de carga, o que pode levar a que a taxa de fluido que entra no evaporador seja insuficiente ou em excesso.

Devido a estas características, este tipo de válvula é apenas apropriado para instalações de grandes dimensões onde a carga é constante. O uso mais comum para este sistema é o de controlo auxiliar, sendo estas instaladas em linhas de derivação. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998).

### 2.2.3.2 Válvula expansão termostática

A válvula de expansão termostática mantém um certo grau de sobreaquecimento constante à saída do evaporador, o que vai permitir que o evaporador se mantenha cheio de fluido frigorífero independentemente das condições de carga do sistema. Estas válvulas garantem que a evaporação ocorre perto do fim do evaporador e que todo o fluido à saída do evaporador se encontre sobre a forma de vapor sobreaquecido. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

São constituídas por três componentes essenciais: uma mola, bolbo e o diafragma, como mostra a Figura 2.20.

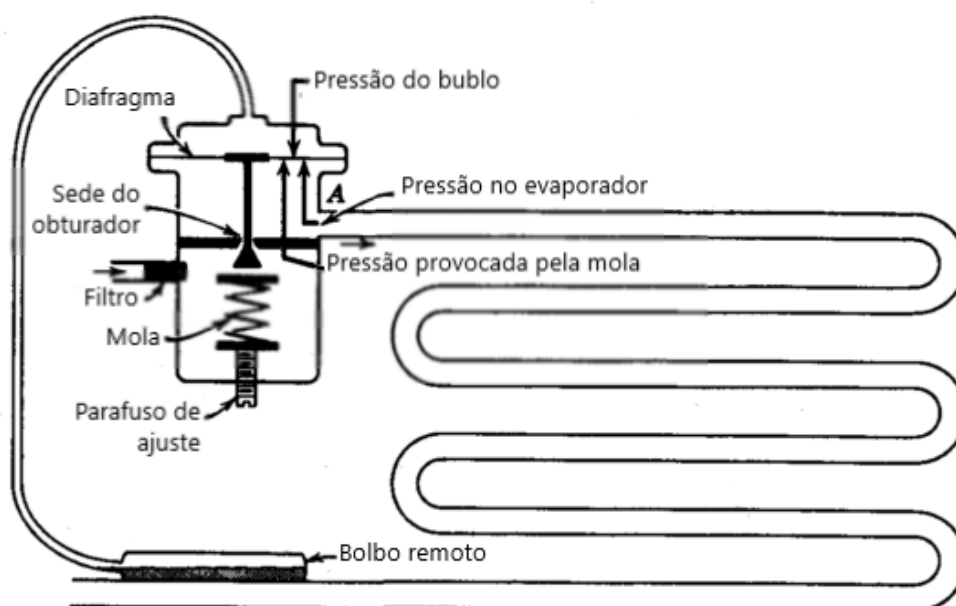


Figura 2.20 - Esquema de uma válvula termostática à entrada de um evaporador, traduzido de (Dossat, 1978).

Para que a válvula consiga manter os graus de sobreaquecimento pretendidos, o seu funcionamento vai resultar da interação de três forças independentes sobre um diafragma. Que controla a abertura do orifício para a rede, regulando assim, o caudal que entra no evaporador.

As forças que induzem o movimento do diafragma resultam da pressão do evaporador, da força exercida pela mola e a força causada pela pressão do fluido no bolbo remoto. O bolbo é instalado no final do evaporador e funciona como um sensor de pressão e temperatura. Para cumprir estas funções contém no seu interior fluido que se encontra numa mistura de líquido-vapor saturado, à mesma temperatura do fluido frigorífero no fim do evaporador. A pressão no interior do bolbo vai ser transmitida através de um tubo capilar até o corpo da válvula aplicando uma pressão no diafragma que leva a válvula a deslocar-se no sentido de abertura. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

No sentido de fecho da válvula vão ser aplicadas as forças da mola e da pressão no interior do evaporador. Os graus de sobreaquecimento que a válvula mantém são regulados através de um parafuso. Este ajusta a força exercida pela mola, que por sua vez controla os graus de sobreaquecimento, aumentam com o aumento com o aperto do parafuso e diminuindo ao desapertar.

### 2.2.3.3 *Válvula expansão eletrónica*

A válvula de expansão eletrónica, conhecida no mercado por EEV (*electronic expansion valve*), é um equipamento que foi desenvolvido para responder às falhas presentes nas válvulas mecânicas. Em especial o tempo de reposta que estas apresentam perante variações de carga no evaporador.

As válvulas eletrónicas funcionam de forma semelhante às de expansão termostática, controlando os graus de sobreaquecimento. Para tal, medem a temperatura e pressão do fluido à saída do evaporador. O valor de pressão é convertido na sua temperatura de saturação equivalente, através da diferença entre a temperatura medida e a de saturação são obtidos os graus de sobreaquecimento no fluido.

O controlador por sua vez envia um sinal à válvula que vai reduzir o caudal de fluido que está a entrar no evaporador se o sobreaquecimento estiver abaixo do desejado, se os graus de sobreaquecimento estiverem acima do desejado o caudal que entra no evaporador é aumentado. (Parker, 2008)

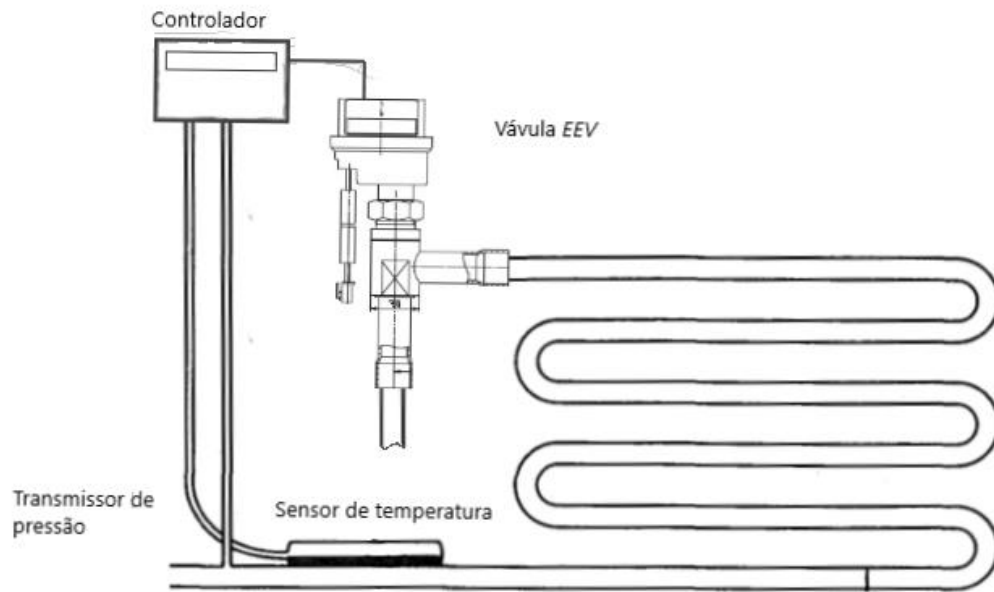


Figura 2.21 - Funcionamento de uma válvula de expansão eletrônica

#### 2.2.4 Condensador

Como foi descrito no ponto que explica o funcionamento do ciclo, o condensador é o equipamento responsável por permutar a energia que foi acumulada pelo fluido, ao longo do ciclo, para um ambiente. Ambiente este, que na maior parte das instalações é o ar exterior ou água. (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)

A rejeição de calor pelo condensador é realizada em três fases distintas, nomeadamente:

- Arrefecimento sensível – o fluido sob a forma de gás sobreaquecido é arrefecido de forma sensível até ficar como vapor saturado;
- Arrefecimento latente – o fluido no interior do condensador muda de fase, resultado do calor permutado para o ambiente externo;
- Subarrefecimento – o fluido já na fase líquida continua a transferir calor para o ambiente externo, levando a que passe de líquido saturado para líquido subarrefecido.

A Figura 2.22 ilustra de forma cronológica as três fases em que o condensador opera.

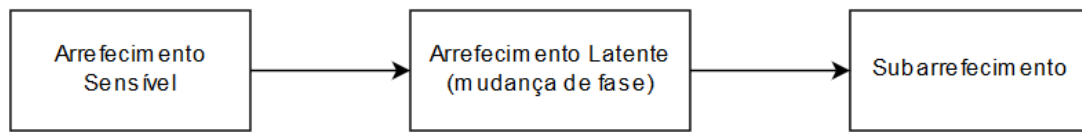


Figura 2.22 - Esquema do funcionamento do condensador.

#### 2.2.4.1 Condensador arrefecido a ar

Os condensadores arrefecidos a ar, como o nome indica, utilizam o ar exterior como meio para onde a energia é rejeitada sobre a forma de calor. Para realizar esta troca é necessário garantir que o ar circula pela face do condensador, como é representado na Figura 2.23. Para cumprir esta função são utilizados ventiladores, que forçam a passagem de ar pelas placas do condensador. É ainda necessário garantir que a velocidade do ar seja alta o suficiente para que o escoamento seja turbulento. (Dossat, 1978)

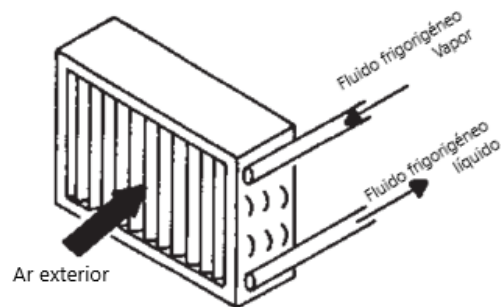


Figura 2.23 - Esquema de condensador arrefecido a ar, traduzido de (Stoecker, 1998).

É ainda de notar que os condensadores arrefecidos a ar são os mais comuns nas instalações que estão a ser analisadas por esta dissertação.

### 2.2.4.2 Condensador arrefecido a água

Os condensadores arrefecidos a água tem um funcionamento muito semelhante aos arrefecidos por ar, no entanto em vez de o calor ser rejeitado para o ar exterior é rejeitado para a água, como é representado na Figura 2.24. A água aquecida que sai do condensador é depois arrefecida numa torre de arrefecimento. Em casos que seja possível é usado um corpo de água (lago, rio, poço ...) para fornecer a água utilizada no condensador, sendo assim eliminada a necessidade de utilizar energia para arrefecer a água que sai do condensador. (Stoecker, 1998)

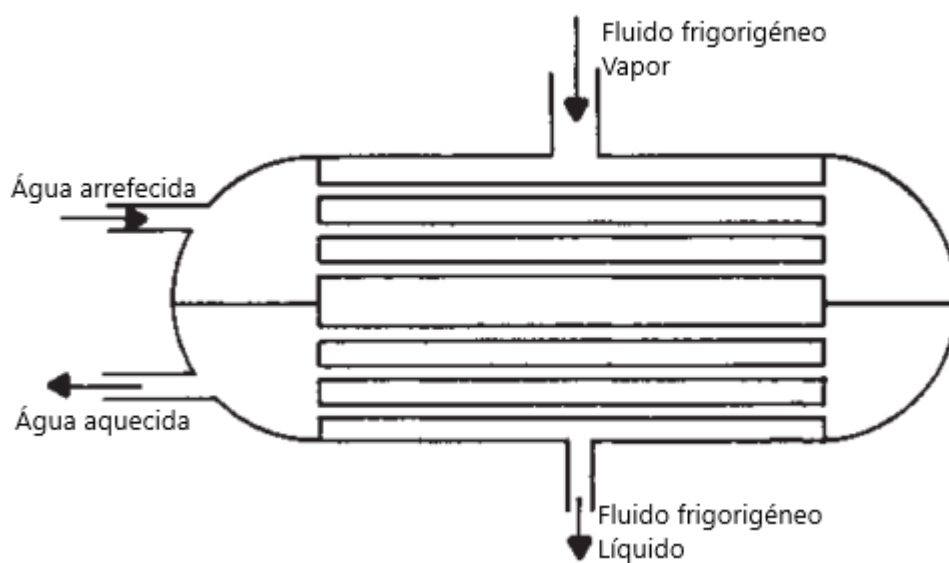


Figura 2.24 - Esquema de condensador arrefecido a água, traduzido de (Stoecker, 1998).

### 2.2.4.3 Condensador evaporativo/torre de arrefecimento

O condensador evaporativo é um equipamento que resulta de uma adaptação feita a torres de arrefecimento, com o objetivo de utilizar outros fluidos primários para além da água.

Para cumprir este objetivo, os condensadores evaporativos são constituídos por uma torre de arrefecimento e uma serpentina, na qual circula o fluido frigorífero. A Figura 2.25 apresenta um esquema deste tipo de equipamento. (Stoecker, 1998)

Estes equipamentos comportam-se na maior parte como uma torre de arrefecimento, sendo a única diferença, o facto de a água que é arrefecida pela torre ser utilizada para arrefecer de forma indireta o fluido frigorífero no interior da serpentina.

Por esta razão no resto da análise do equipamento este será tratado como se fosse uma torre de arrefecimento.

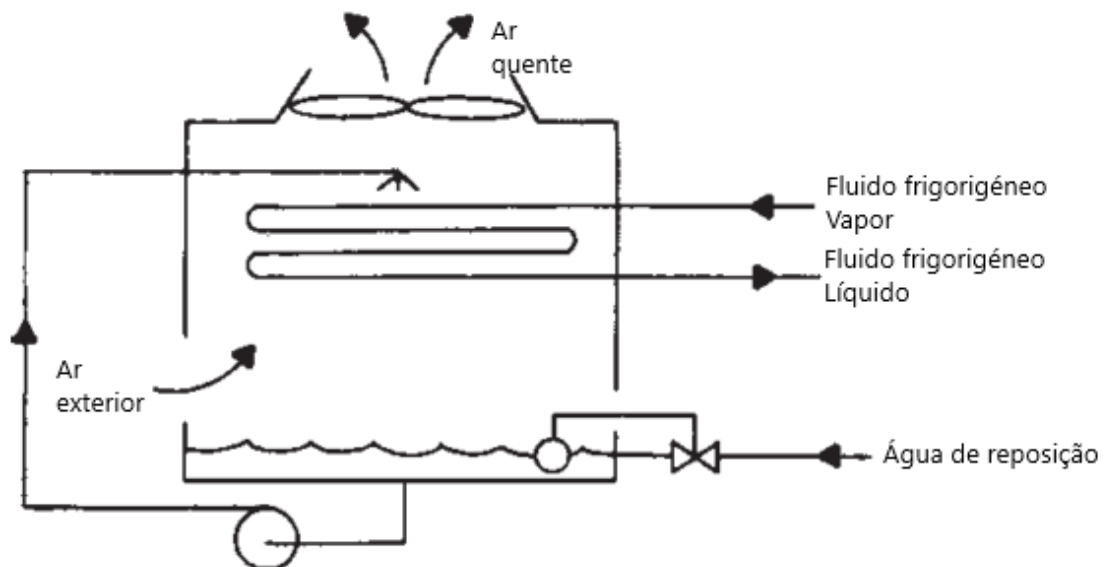


Figura 2.25 - Esquema de um condensador evaporativo, traduzido de (Stoecker, 1998).

Uma torre de arrefecimento arrefece a água ao pulverizá-la através de um fluxo de ar exterior. Resultando na redução de temperatura da água e o aumento de temperatura e humidade do ar. Neste processo vai ocorrer a vaporização de alguma água pelo que é necessário haver uma forma de a repor. O processo de funcionamento descrito apresenta-se sobre a forma de esquema na Figura 2.26.

(Quantrol, 2018a)

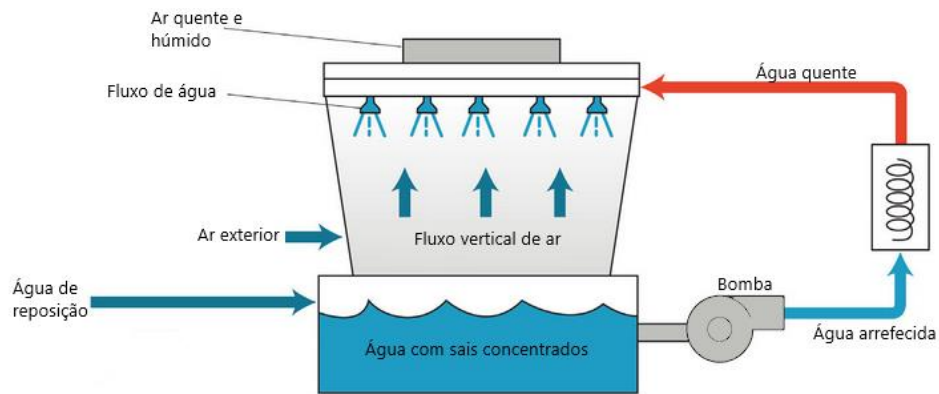


Figura 2.26 - Esquema de funcionamento de uma torre de arrefecimento, traduzido de (Quantrol, 2018b).

Para perceber a troca de calor e de massa que ocorre numa torre é primeiro necessário perceber como o ar se comporta quando em contacto com a água. O ar ao entrar em contacto com a água sofre alterações nas suas condições climáticas com a tendência de atingir uma temperatura de bulbo seco igual à da água e de ficar em estado saturado, como é ilustrado no diagrama psicrométrico da Figura 2.27. (Stoecker, 1998)

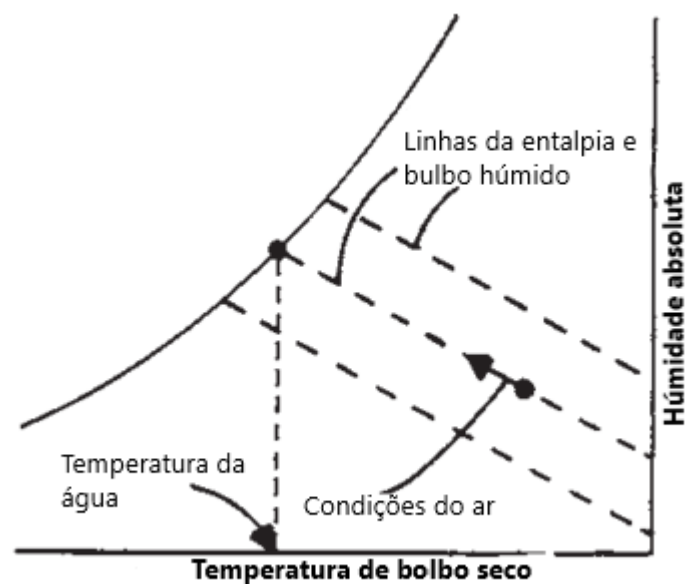


Figura 2.27 - Diagrama psicrométrico de ar em contacto com água, traduzido de (Stoecker, 1998).

Se a temperatura da água for superior à temperatura de bolbo húmido do ar, ocorre um aumento da entalpia do ar e uma redução da temperatura da água. A temperatura da água tem a tendência de se aproximar da temperatura de bolbo húmido do ar, como mostra o diagrama psicrométrico da Figura 2.28. (Stoecker, 1998)

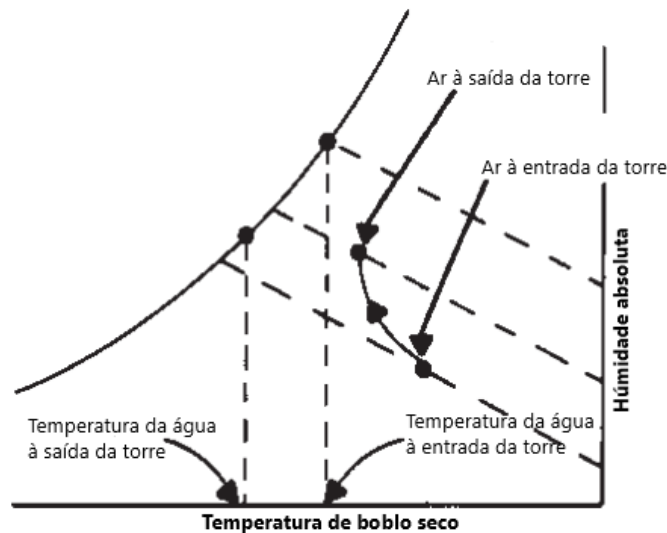


Figura 2.28 - Diagrama psicrométrico do funcionamento de uma torre de arrefecimento, traduzido de (Stoecker, 1998).

### 2.3 Fluidos frigoríficos

O fluido frigorífico vai ser o meio responsável por absorver e transportar a energia do ambiente que se quer arrefecer até ao ambiente que a vai receber. Para tal, os fluidos utilizados vão ter que possuir certas características, nomeadamente: (Dossat, 1978)

- Entalpia de vaporização alta – isto transcreve um grande efeito de arrefecimento por massa de fluido; (McQuiston et al., 2005)
- Temperatura de fusão baixa – o fluido não pode solidificar durante a operação normal do sistema; (McQuiston et al., 2005)
- Temperatura crítica alta – senão o compressor teria que fornecer mais trabalho na compressão; (McQuiston et al., 2005)
- Temperatura de evaporação positiva – a pressão no evaporador deve estar acima da do ar envolvente, reduzindo assim a possibilidade de infiltração de ar; (McQuiston et al., 2005)
- Temperatura de condensação baixa – reduzindo, assim, os custos da canalização e dos equipamentos do sistema; (McQuiston et al., 2005)

- Ser seguro – sendo esta a primeira consideração na escolha de um fluido, este deve ser inerte, não podendo ser tóxico e inflamável; (Dossat, 1978; McQuiston et al., 2005; Stoecker, 1998)
- Impacto ambiental; (Dossat, 1978; Stoecker, 1998)
- Económico. (Stoecker, 1998)

Nas instalações que vão ser estudadas o fluido que é mais utilizado é o R404a, sendo também utilizado o R134a em algumas instalações onde a diferença de pressão entre o evaporador e condensador é mais baixa. (Stoecker, 1998)

#### *2.4 Expositores Frigoríficos*

Na área do retalho alimentar são utilizados ao nível da superfície equipamentos conhecidos como expositores refrigerados, que armazenam e expõem os produtos para venda. (Evans & Foster, 2016)

Os expositores podem se dividir em relação à temperatura a que operam, como, de temperatura média e de temperatura baixa.

Estes equipamentos seguem a norma ISO 23953-2:2015, em termos de construção e de testes de eficiência energética.

Dividem-se em equipamentos horizontais e verticais, pela orientação a que o expositor toma.

Os tipos de expositores mais utilizados em lojas de retalho alimentar são os murais, os combinados, as ilhas e as vitrinas.

### 2.4.1 Média temperatura

Estes expositores são utilizados para armazenar alimentos que não necessitam de ser congelados, sendo estes apenas refrigerados. Desta forma a temperatura no interior encontra-se entre 0 °C e 10 °C. Para estas temperaturas os equipamentos mais utilizados são os murais com ou sem porta e as vitrinas, sendo possível ver estes expositores na Figura 2.29, Figura 2.30 e Figura 2.31. (Evans & Foster, 2016)

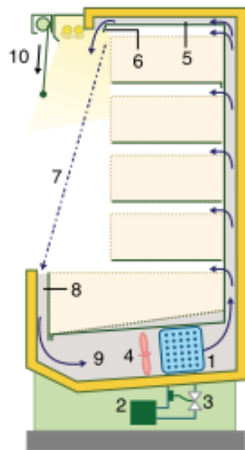


Figura 2.29 - Mural de média temperatura sem porta, (Evans & Foster, 2016).

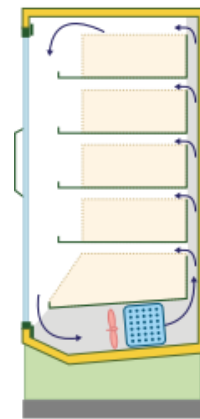


Figura 2.30 - Mural de média temperatura com porta, (Evans & Foster, 2016).

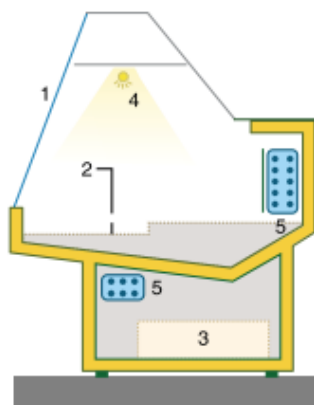


Figura 2.31 – Vitrina, (Evans & Foster, 2016).

### 2.4.2 Baixa temperatura

Os expositores de baixa temperatura encontram-se a temperaturas negativas, de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , e como tal são utilizados para produtos congelados.

Os estilos de expositores mais comuns para esta gama de temperaturas, são os murais com porta, ilhas com ou sem porta, e combinados. (Evans & Foster, 2016)

A Figura 2.30, Figura 2.32, Figura 2.33 mostram de forma esquemática os expositores mencionados acima.

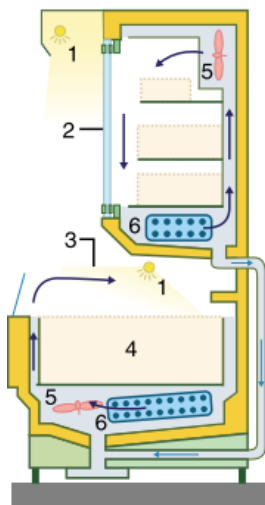


Figura 2.32 – Combinado, (Evans & Foster, 2016).

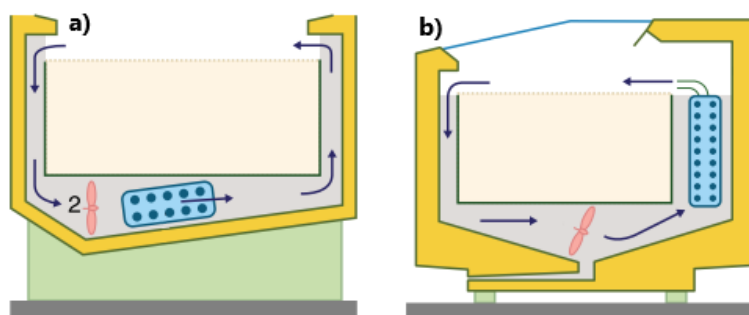


Figura 2.33 – a) Ilha sem porta b) Ilha com porta, (Evans & Foster, 2016).

### 2.4.3 Funcionamento dos expositores

No estudo do funcionamento dos expositores, será utilizado um mural sem porta visto este ser utilizado extensivamente em lojas de retalho de produtos alimentares, apresentado na Figura 2.34.

O ar que é admitido pelas grelhas de retorno é forçado a passar por o evaporador, pela ação de um ventilador, sofrendo um arrefecimento. O ar, uma vez arrefecido é introduzido no interior do expositor, através de orifícios presentes na parede de trás do mesmo. Arrefecendo os produtos que se encontram nas prateleiras. Algum deste ar é utilizado para criar uma cortina de ar, número 7 da Figura 2.34, que serve para reduzir a carga térmica do expositor, ao circular ar frio e por fornecer alguma proteção à entrada de ar proveniente da loja. (Evans & Foster, 2016)

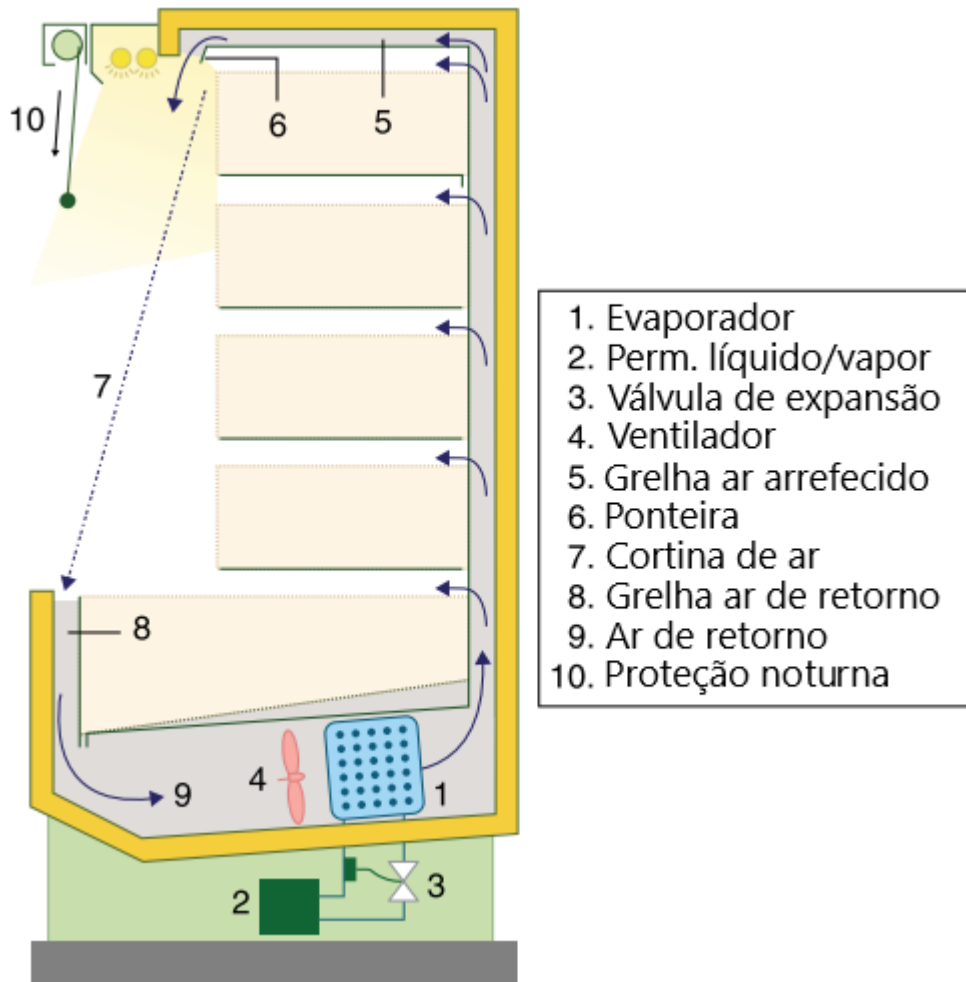


Figura 2.34 - Componentes e funcionamento de um mural sem porta, traduzido de (Evans & Foster, 2016).

#### 2.4.3.1 Ciclos de Descongelamento do Evaporador

Devido à baixa temperatura, a que o evaporador opera, proporciona-se a acumulação de gelo nas suas paredes. Esta camada de gelo reduz a condutibilidade térmica do permutador, afetando de forma negativa a eficiência da troca de calor do ambiente refrigerado para o fluido, o que afeta a eficiência global do sistema.

Em resposta a esta acumulação de gelo é necessário realizar ciclos de descongelação diários no evaporador, que duram cerca de 30 a 45 minutos. A duração do ciclo de descongelação depende do tipo de expositor, método e da temperatura a que o evaporador opera. A informação relativa à duração do ciclo é, tipicamente, indicada nas fichas técnicas dos expositores. Alternativamente o controlo dos ciclos de descongelamento pode ser feito de forma dinâmica através de sistemas de monitorização e de gestão do sistema, que acionam o descongelamento quando o nível

de gelo nas paredes do evaporador atinge um ponto máximo permitido e interrompendo o ciclo quando os níveis de gelo atingem valores aceitáveis.

Para expositores de média temperatura o descongelamento é realizado de forma natural, sendo o próprio ar que está a ser refrigerado para o interior do expositor que proporciona o descongelamento, ao circular em torno do evaporador. No entanto, para os expositores de baixa temperatura é necessário tomar ações mais drásticas, nas quais se corta a circulação de fluido e se desliga o ventilador, são de seguida, acionadas resistências elétricas que se encontram em torno da serpentina, derretendo a camada de gelo na parede do evaporador. O processo de descongelamento pode alternativamente ser realizado ao passar fluido frigorífero no estado de vapor sobreaquecido, pelo evaporador. Sendo libertada energia que vai levar ao derretimento do gelo nas paredes do evaporador, este processo é conhecido como descongelamento por gás-quente. O uso do método de gás-quente apresenta menor consumo elétrico que as resistências elétricas, no entanto é um sistema mais complexo e com maior investimento inicial. (Evans & Foster, 2016)

Durante o processo de descongelamento é libertada para o interior do expositor uma elevada carga térmica, o que causa um aumento significativo da temperatura no interior, levando também a um aumento dos consumos elétricos dos compressores.

O descongelamento apesar de apresentar pouco tempo de funcionamento, é responsável por 3% a 5% do consumo elétrico de um sistema de frio (Evans & Foster, 2016). Como tal é um dos pontos que devem ser considerados quando se procura melhorar a eficiência energética de um sistema de frio, para tal os seguintes pontos devem ser considerados:

- Uso de *defrost on demand* – um sistema que controla os níveis de gelo no evaporador, sendo o descongelamento realizado apenas quando necessário; (Evans & Foster, 2016)
- Uso de gás-quente;
- Controlo da humidade no interior da loja, não deixar os valores de humidade serem muito elevados, o que se não for feito pode levar à necessidade de um maior número de descongelamentos. (ASHRAE, 2014)

#### 2.4.3.2 Iluminação

A necessidade de expor os produtos para venda da melhor forma possível leva a que seja necessária a utilização de iluminação no interior dos expositores, para que estes sejam visíveis pelo cliente. Na maioria dos expositores a iluminação é garantida através do uso de iluminação tubular tipicamente do tipo fluorescente ou *LED*. Lâmpadas fluorescentes são predominante utilizadas em instalações antigas e apresentam maior consumos que as *LED*.

### 2.4.3.3 Ventilação

A ventilação tem a função de fazer circular o ar em torno do evaporador, para o interior do expositor e formar uma cortina de ar. Para cumprir estas funções são utilizados ventiladores com motor *EC* (*electronically communicated*) e *AC* (*alternating-current*). Os motores *EC* são controlados de forma eletrônica sendo possível regular a velocidade de rotação, estes apresentam também o consumo mais baixo no mercado. Ventiladores com motor *AC* funcionam com corrente alternada e a velocidade fixa, pelo que apresentam consumos mais altos.

### 2.4.3.4 Desembaciamento

Em expositores com portas é necessário um maior cuidado com a condensação que ocorre na superfície da porta. Uma vez que esta serve de barreira entre um ambiente quente e um frio, estando assim em condições ideais para que ocorra condensação. Resistências elétricas são, então, utilizadas para aquecer a porta de modo a prevenir a formação de condensado.

### 2.4.3.5 Proteção noturna

Durante os períodos inativos da loja, período noturno e dias que esteja fechada, a utilização de cortinas que cobrem a abertura de expositores que não têm porta, reduz as cargas térmicas do expositor, ao diminuir as infiltrações e os ganhos por radiação. O valor de redução das cargas térmicas varia muito de fonte para fonte, nas informações dos fabricantes esta apresenta valores de 25%-40%, no entanto o valor de 10% proveniente da Ashrae, foi considerado para o estudo, por ser mais conservador e ser proveniente de uma fonte mais fiável. (Ashrae, 2014; Evans & Foster, 2016)

#### 2.4.4 Envolvente térmica

Os expositores estão sujeitos a cargas térmicas provenientes do seu ambiente envolvente, sob a forma de radiação, condução e infiltração. Além destas, existem fontes internas de carga térmica, referentes a todos os equipamentos que operam no interior do expositor, a Figura 2.35 ilustra como as cargas mencionadas afetam um mural sem porta. (Evans & Foster, 2016)

A quota que cada componente na carga térmica total vai depender do tipo de móvel, temperatura de operação, consumos específicos dos equipamentos usados no expositor; por exemplo, a iluminação LED apresenta menor consumo específico que a fluorescente.

Valores aproximados das quotas de cada componente nas cargas, são apresentados na Tabela 2.1. (Carbon Trust, 2012)

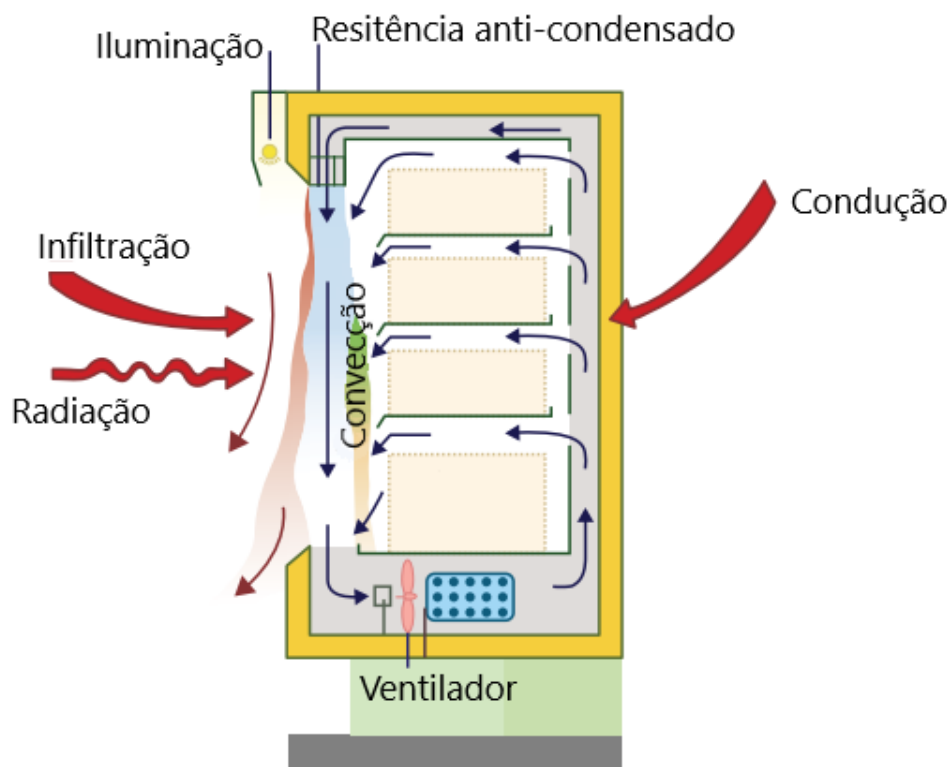


Figura 2.35 - Fontes de carga térmica num expositor, traduzido de (Evans & Foster, 2016).

Tabela 2.1 - Desagregação das cargas térmicas dos expositores típicos, adaptado de (Carbon Trust, 2012)

Carga/Tipo	Média Temperatura		Baixa Temperatura		
	Mural	Vitrina	Ilha	Combinado	Mural
Infiltração	80%	50%	24%	23%	23%
Radiação	10%	25%	43%	37%	37%
Condução	3%	10%	15%	15%	15%
Iluminação	2%	10%	0%	6%	6%
Ventilação	5%	5%	5%	5%	5%
Desembaciamento	0%	0%	4%	4%	4%
Descongelação	0%	0%	10%	10%	10%

## 2.5 Câmaras Frigoríficas

Em qualquer superfície comercial existe a necessidade de ter *stock* de produtos, para se realizar reposição nos expositores quando necessário. Para este efeito são utilizadas câmaras frigoríficas para armazenar os produtos, às temperaturas de conservação apropriadas, até estes serem colocados para venda nos expositores.

As câmaras são classificadas pela sua temperatura de operação, sendo os três tipos principais os seguintes:

- Laboratórios – espaço refrigerado entre 10 °C e 12 °C, utilizados na confeção de alimentos;
- Média temperatura – espaço mantido a temperaturas entre 0 °C e 4 °C, utilizado para armazenar produtos alimentares como lacticínios, vegetais, frutas, carnes e peixe fresco;
- Baixa temperatura – espaços a temperaturas entre -18 °C a -24 °C, utilizados para armazenar produtos congelados.

O espaço das câmaras é afetado termicamente pelo ambiente envolvente através de infiltrações e por fenómenos de condução. O interior do espaço encontra-se sujeito a ganhos internos provenientes da utilização de equipamentos como ventiladores, iluminação, descongelamento e ocupação (reposição de produtos). (Ashrae, 2014)

## 2.6 Central de Refrigeração

A central de refrigeração de uma loja de retalho alimentar é o nome a que se atribui à zona física onde se encontram os equipamentos referentes à produção de frio, tais como: compressores, sistemas de controlo, etc. Ainda aos equipamentos associados à central, estão os condensadores apesar destes se encontrarem no exterior.

Os equipamentos da central encontram-se divididos entre a rede que realiza o arrefecimento dos expositores e das câmaras de média temperatura e os que realizam o arrefecimento dos de baixa temperatura. Sendo assim criados dois sistemas independentes que serão referidos como: sistema de média temperatura e sistema de baixa temperatura.

### 2.6.1 Ajuste à carga térmica

Na maior parte dos sistemas de frio de lojas de retalho alimentar a central contém entre 3 a 5 compressores para cada um dos sistemas, média temperatura e baixa temperatura, desta forma é importante perceber como estes compressores se ajustam às cargas térmicas.

O controlo dos compressores nos sistemas de frio é realizado através de controlos *On/Off* ou de equipamentos capazes de variar a velocidade de rotação do compressor, *VFD (variable-frequency drive)*.

Entre os dois tipos de controlo a opção *On/Off* apresenta-se como uma opção que não requer tanto investimento monetário, mas que apresenta dificuldades na adaptação às cargas térmicas do sistema, levando a que sistemas de frio com este método de controlo apresentem menor eficiência energética.

Sistemas de frio que utilizem variadores de frequência apresentam uma maior capacidade de ajuste às cargas térmicas, levando assim uma maior eficiência energética. Contudo a utilização destes equipamentos requer um maior investimento monetário.

#### 2.6.1.1 Compressor com controlo *On/Off*

Compressores com controlo *On/Off* ajustam-se à carga térmica do sistema, como o nome indica, através de paragens e arranques dos mesmos. São controlados através de *set-points*, de temperaturas mínimas e máximas, aceitáveis no interior dos expositores. Sendo que, quando a temperatura no interior do expositor atinge o máximo aceitável, os compressores são ativados até esta se encontrar no mínimo desejável (Qureshi & Tassou, 1996), na Figura 2.36 é possível observar como a temperatura no interior do

expositor varia ao longo do tempo, assim como os instantes em que o compressor se encontra ativo que na figura está representado a cinzento.

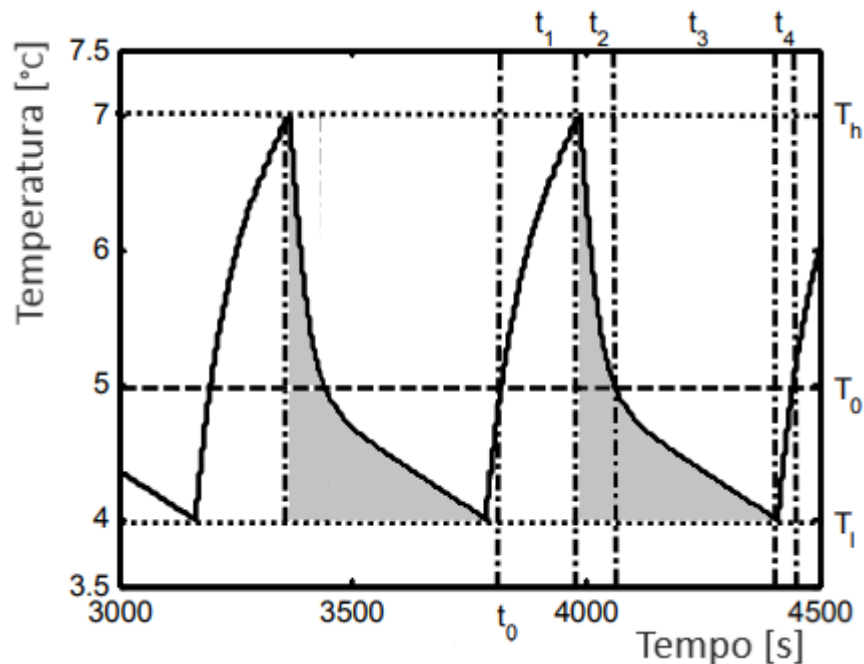


Figura 2.36 - Temperatura no expositor, com compressor controlado de forma *On/Off*, adaptado de (Qureshi & Tassou, 1996).

Este tipo de controlo apresenta uma baixa eficiência energética quando comparado a variadores de velocidade, devido aos picos de corrente que ocorrem durante o arranque de um motor elétrico, dos quais resulta um aumento também dos consumos.

### 2.6.1.2 Compressor com controlo por VFD

A utilização de equipamentos *VFD* em compressores alternativos permite anular a limitação do controlo de capacidade do método *On/Off*, limitação esta que se encontra associada aos acionamentos e paragens constantes dos compressores.

Para um compressor de quatro cilindros a trabalhar de forma *On/Off*, quando a necessidade do circuito representa 76% da capacidade do compressor, isto causa que o compressor esteja a produzir 100% da sua capacidade, existindo 24% da carga total do compressor que estão apenas a reduzir em demasia a temperatura do expositor, isto é demonstrado na Figura 2.37.

Com ajuste *VFD* o aumento de capacidade do compressor comporta-se de forma linear sendo carga térmica retirada do expositor aquela que é necessária. Removendo o arrefecimento em excesso do método *On/Off* e subsequentes paragens do compressor

causadas pelo mesmo. A Figura 2.38 ilustra como a capacidade dos compressores se ajustam à carga térmica quando são utilizados com equipamentos *VFD*. (Danfoss, 2009)

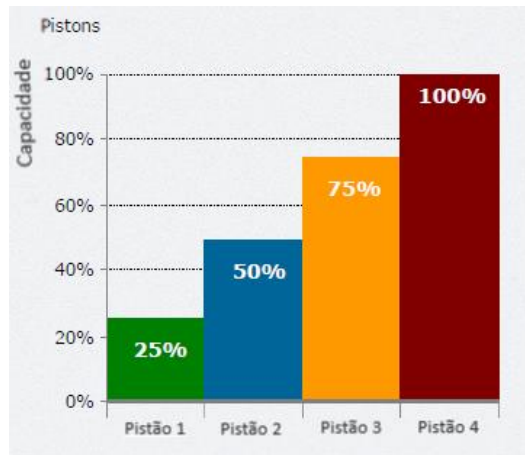


Figura 2.37 - Compressor alternativo sem controle, traduzido de (Danfoss, 2009).

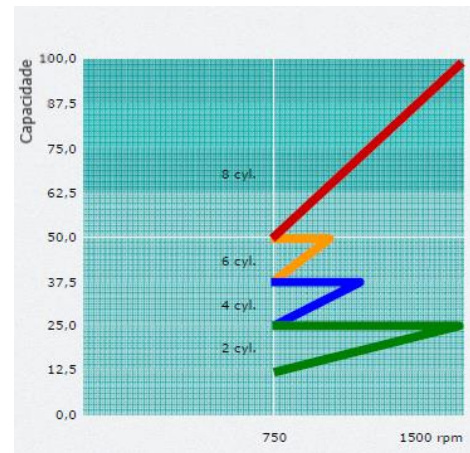


Figura 2.38 - Compressor alternativo com controle *VFD*, traduzido de (Danfoss, 2009).

Em compressores parafuso, o variador vai aproximar a curva de funcionamento real do compressor da curva ideal, como mostra a Figura 2.39. (Danfoss, 2009).

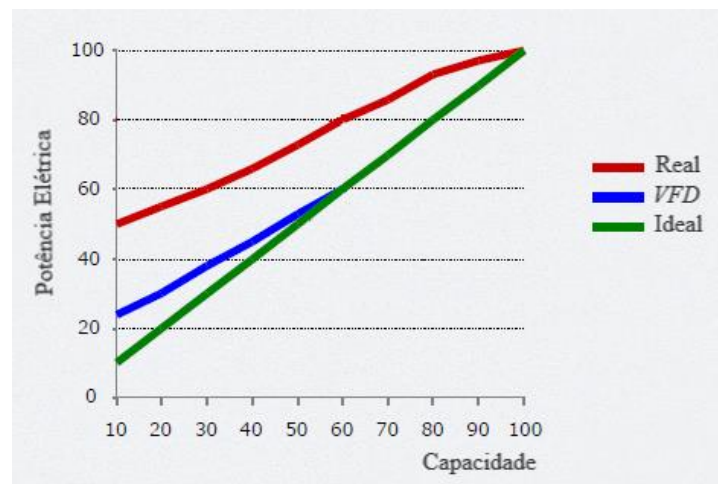


Figura 2.39 - Curvas compressor parafuso, adaptado de (Danfoss, 2009)

É de notar, no entanto que existem alternativas mais baratas que os variadores de frequência, estes são equipamentos *soft-starter* e arrancadores estrela-triângulo que atenuam os picos de corrente que ocorrem no arranque do motor, no entanto continuam a apresentar consumos mais elevados que os variadores.

### 2.6.2 Pressão de aspiração

A pressão do evaporador é definida em fase de projeto, para que os evaporadores tenham a capacidade de remover calor para a pior de situações. No entanto, estas situações críticas ocorrem de forma excepcional, levando a que em quase todas as alturas do ano a pressão do evaporador seja baixa de mais e que a válvula de expansão esteja a limitar o caudal admitido no evaporador como resposta. A baixa pressão nos evaporadores leva a que o aumento de pressão, que ocorre no compressor, seja maior do que é necessário.

Em resposta a este problema foram desenvolvidos métodos de controlo que fazendo uso de equipamentos de monitorização e válvulas eletrónicas, permitem elevar a pressão nos evaporadores dos expositores quando possível. Para fazer este aumento de pressão o sistema de monitorização do sistema verifica se as válvulas de expansão do sistema se encontram em posições semi-abertas, elevando a pressão nos evaporadores e abrindo as válvulas de forma gradual, mantendo assim a carga frigorífica igual. Este processo é realizado enquanto nenhuma das válvulas se encontre totalmente aberta. O evaporador no qual a válvula se encontra totalmente aberta é o evaporador crítico do sistema, sendo este o que define a pressão de aspiração máxima. (Dixell, 2001)

### 2.6.3 Temperatura de condensação

A temperatura a que o condensador se encontra é de elevada importância, pelo facto de ser esta que define a pressão no condensador, que por sua vez define a quantidade de energia, na forma trabalho, que tem de ser fornecida pelos compressores.

O controlo da temperatura de condensação em instalações mais antigas era feito de forma constante para todo o ano. No entanto, durante muitas alturas de o ano devido à temperatura do ar ser bastante inferior à temperatura do condensador, não existindo a necessidade de esta ser tão alta e obrigar a um maior consumo por parte do compressor.

Com o desenvolvimento de métodos de controlo da temperatura de forma flutuante, obtêm-se reduções dos consumos elétricos dos compressores. Devido à pressão do condensador se comportar de forma dinâmica, tendo sempre o valor mínimo necessário para realizar a troca de energia para o ambiente e, ao mesmo tempo reduzir o aumento de pressão que os compressores têm que realizar.

A aproximação da temperatura do condensador e do ar exterior, que ocorre devido à redução da temperatura do condensador, leva a que seja necessário que os ventiladores do condensador estejam ligados mais tempo, no entanto, estes não apresentam consumos elétricos muito elevados e as reduções que são obtidas nos compressores são mais relevantes que os consumos dos ventiladores. (Anderson & Lohr, 2013)

A Figura 2.40 apresenta o princípio abordado de uma forma simplificada.

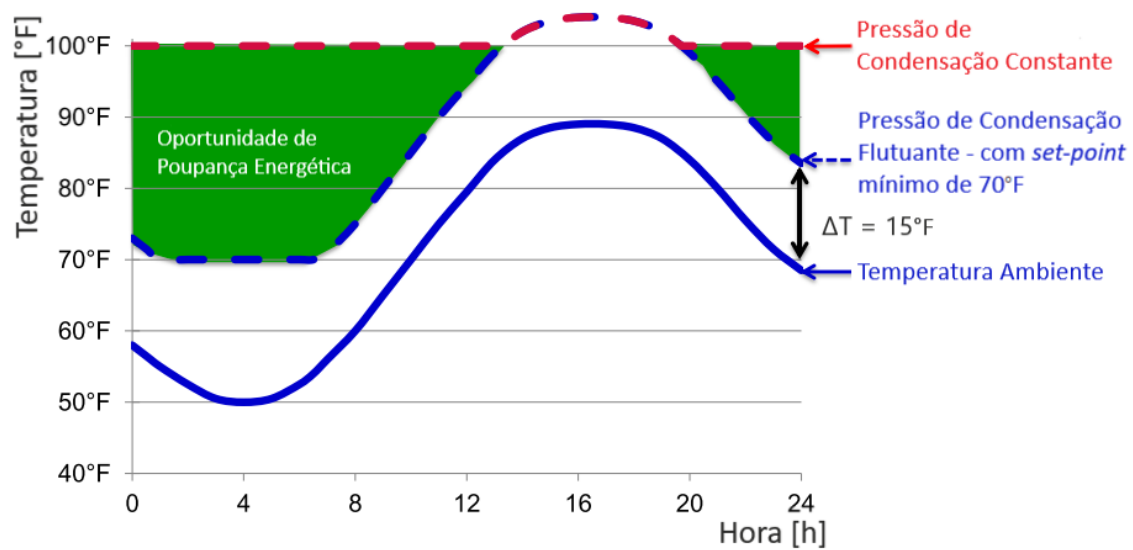


Figura 2.40 - Princípio de funcionamento de condensação flutuante, traduzido de (Anderson & Lohr, 2013).

Por (Larsen, 2005), é possível fazer um balanço das temperaturas de forma a obter a temperatura de condensação ideal para as condições a que o ar no exterior se encontra. O valor da temperatura, no condensador, é obtido através do uso da temperatura exterior e de uma relação linear, como mostra a equação 2.2.

$$T_{cond} = \alpha \cdot T_{ext} + (T_{cond} - T_{ext}) \quad ( 2.2 )$$

Onde:

$T_{cond}$  é a temperatura do condensador, [°C]  
 $\alpha$  é o coeficiente da curva do condensador,  
 $T_{ext}$  é a temperatura do ar no exterior, [°C].

Para o *EER* de um ciclo ser otimizado, o  $\alpha \approx 1$  e  $(T_{cond} - T_{ext}) \approx 9,5$  °C (Larsen, 2005), sendo a relação real:

$$T_{cond} = T_{ext} + 9,5 \quad ( 2.3 )$$

## 2.6.4 Fugas de fluido frigorigéneo

A complexidade e dimensões dos sistemas de refrigeração de lojas de retalho alimentar, leva a que estes estejam sujeitos a perdas de fluido frigorigéneo no sistema de frio. Estas perdas ocorrem principalmente nos compressores e ao longo da rede de distribuição do fluido. (Carbon Trust, 2011)

A redução da quantidade de fluido presente na rede leva a que a eficiência global do sistema seja afetada. Em caso limite pode até levar a que o sistema não consiga manter as temperaturas desejadas nos expositores.

Na Figura 2.41 representam-se as possíveis consequências no sistema, causadas por fugas de fluido que não são controladas e o que estas representam monetariamente.

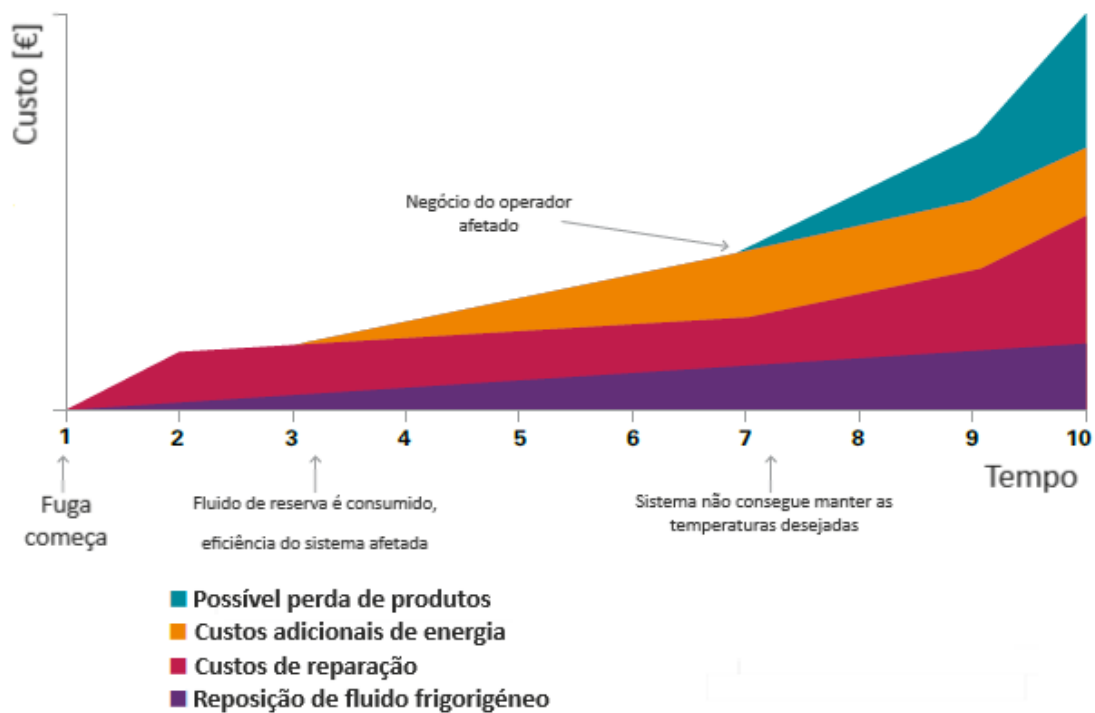


Figura 2.41 - Consequências de fugas de fluido frigorigéneo, traduzido de (Carbon Trust, 2011).

# DESENVOLVIMENTO

**3.1 Modelo matemático de estimativa da carga térmica**

**3.2 Cargas Térmicas do sistema de frio**

**3.3 Central de Refrigeração**

**3.4 Benchmarking**

**3.5 Resultados devolvidos pelo modelo matemático**

**3.6 Orgânica do modelo matemático**



## 3 DESENVOLVIMENTO

### 3.1 Modelo matemático de estimativa da carga térmica

Como mencionado previamente, o objetivo principal do trabalho realizado passou pelo desenvolvimento de um modelo em Excel, a partir do qual fosse possível calcular os valores dos consumos expectáveis de qualquer sistema de frio equipado numa loja de retalho alimentar. Para o funcionamento do modelo matemático foi necessário conhecer um conjunto de características da loja e do sistema de frio, sendo estas doravante chamadas de *Inputs*.

Os *inputs* que têm que ser conhecidos, para o modelo devolver estimativas dos valores expectáveis dos consumos, são:

- Localização do edifício;
- Metros lineares instalados de cada tipo de expositor;
- Tipo de iluminação, LED ou fluorescente, e período de horas em que se encontra ativo;
- Tipo de ventilador, motor EC ou AC;
- Tipo de descongelação, elétrica ou gás-quente, e número de descongelações por dia;
- Proteção noturna, se tem instalada nos expositores abertos;
- Tipo de compressor utilizado, número e o seu ajuste à carga;
- Controlo da pressão de aspiração e de condensação;
- Regime de operação do AVAC;
- *Set-points* de temperatura mínima e máxima no interior da loja.

O processo pelo qual o modelo matemático calcula a estimativa dos valores de consumos elétricos está descrito no fluxograma da Figura 3.1, enquanto a descrição de como o modelo foi desenvolvido é apresentada nos capítulos abaixo.

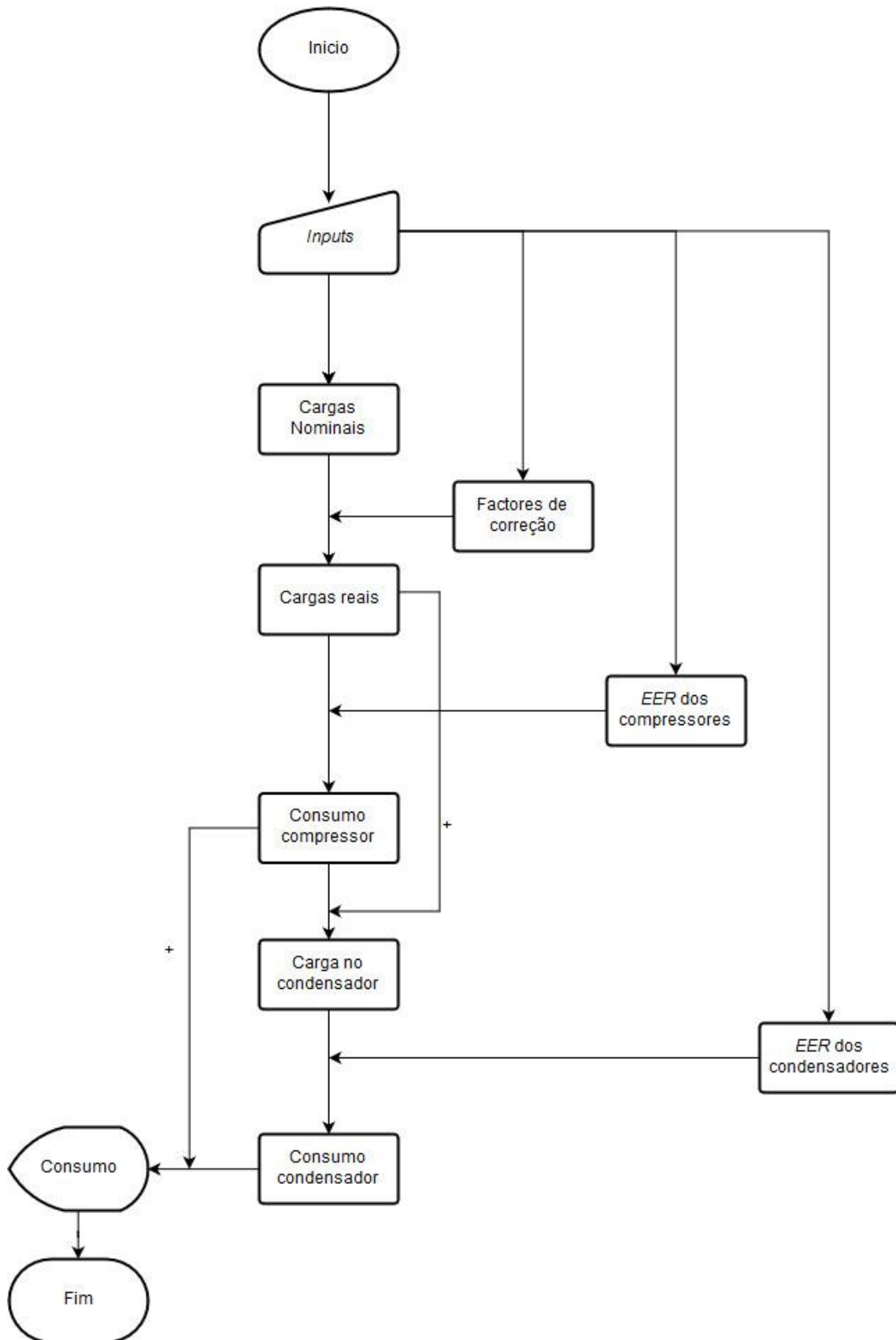


Figura 3.1 - Fluxograma do funcionamento do modelo de Excel.

### 3.2 Cargas Térmicas do sistema de frio

Neste capítulo, serão descritos os processos matemáticos que foram utilizados na obtenção dos valores das cargas térmicas anuais dos expositores, assim como todos os outros processos que foram preciso realizar para obter os valores das cargas térmicas com precisão.

#### 3.2.1 Caracterização do tipo de expositores

Numa fase inicial do trabalho foram definidos os tipos de expositores que seriam utilizados no modelo de Excel, tendo sido escolhidos sete tipos de expositores, comuns a todas as lojas das quais se possuía informação. Os expositores que foram selecionados para serem utilizados nos cálculos do modelo são os seguintes:

- Mural de média temperatura com porta, com a sigla MPCP;
- Mural de média temperatura sem porta, com sigla MPSP;
- Vitrina de média temperatura, com sigla VIT;
- Mural de baixa temperatura com porta, com sigla MNCP;
- Ilha de baixa temperatura com porta, com sigla INCP;
- Ilha de baixa temperatura sem porta, com sigla INSP;
- Combinado de baixa temperatura, com sigla COM.

Com os tipos de expositores definidos obtiveram-se valores de cargas térmicas nominais de cada tipo, através das suas fichas técnicas. É de notar que as fichas técnicas utilizadas são do fabricante Koxka. As cargas térmicas nominais fornecidas pelas fichas técnicas são obtidas em condições de referência, sendo estas definidas pela norma ISO 23953:2-2015, enumerando:

- Temperatura do espaço que circunda o expositor é de 25 °C (ISO, 2015);
- Humidade absoluta de 60% (ISO, 2015);
- Iluminação ligada por 12 horas (ISO, 2015);
- Se o expositor for equipado com porta:
  1. Para média temperatura, a porta é aberta 10 vezes por hora com um período de abertura de 15 segundos (ISO, 2015);
  2. Para baixa temperatura, a porta é aberta 6 vezes por hora com um período de abertura de 6 segundos (ISO, 2015).

Através das fichas técnicas, obtiveram-se ainda as potências de todos os equipamentos presentes no expositor (iluminação, ventilação, etc.). A Tabela 3.1 apresenta os valores de potência para cada tipo de expositor.

Tabela 3.1 - Carga térmica em W/m, por tipo de expositor

Tipo	Carga térmica [W/m]
MPCP	662
MPSP	1530
VIT	389
MNCP	680
INCP	252
INSP	415
COM	920

### 3.2.1.1 Combinação de expositores por loja

Com o intuito de tentar simplificar o modelo matemático para que este fosse de fácil uso pelo utilizador, foram estudados os *layouts* do sistema de frio, das várias lojas que a Edifícios Saudáveis teve acesso. Para verificar se a combinação dos tipos de expositores que eram utilizados nas lojas eram semelhantes entre elas. Caso isto ocorresse podia-se optar por utilizar uma combinação referência obtida através de valor médios, removendo assim a necessidade de ter os layouts para utilizar o modelo matemático. A Tabela 3.2 apresenta a combinação dos tipos de expositores de uma loja em Valbom.

Tabela 3.2 – Combinação de tipos de expositores para uma loja em Valbom

Tipo	Dimensão	
	[m]	[%]
MPCP	40,03	29
MPSP	29,08	21
VIT	15,50	11
MNCP	-	-
INCP	45,62	33
INSP	5	4
COM	1,88	1

Tipo	Dimensão	
	[m <sup>2</sup> ]	[%]
Média temperatura	95,59	62
Baixa temperatura	52,50	32
Total	148,09	-

No entanto, depois de realizado o levantamento das combinações dos tipos de expositores das várias lojas foi possível observar que esta variava muito de loja para loja. Esta variação pode-se observar na Figura 3.2, onde é apresentado o valor médio, máximo e mínimo, de cada tipo de expositor, nas lojas que foram analisadas. O mesmo raciocínio foi realizado para as câmaras, obtendo-se o mesmo resultado.

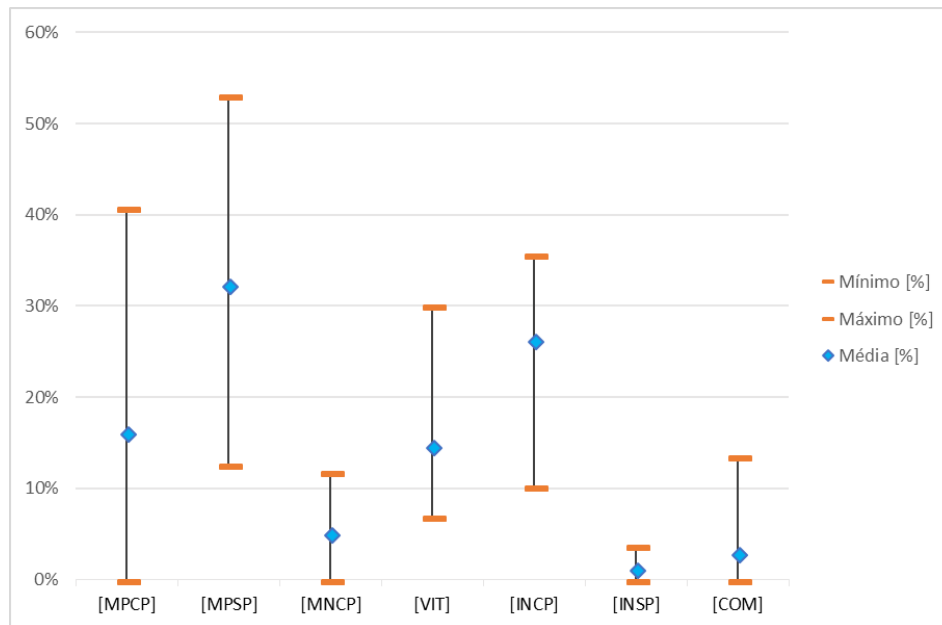


Figura 3.2 - Dispersão da combinação do tipo de expositores.

Uma vez que as cargas térmicas nominais são muito diferentes entre os diversos tipos de expositores, como é apresentado na Tabela 3.1. Leva a que devido à variação da combinação de expositores entre as lojas, demonstra-se que seria necessário conhecer a combinação de expositores utilizados pela loja que se estava a estudar, não se podendo optar por uma combinação de referência.

### 3.2.2 Fatores de correção

A carga térmica do expositor referente a ganhos pela sua envolvente está sujeita a variações que resultam de alterações nas condições do ambiente envolvente. As variáveis que mais influenciam as cargas térmicas num expositor são a temperatura e a humidade do ar do ambiente envolvente (condições no interior da loja), uma vez que o ar a estas condições se infiltra nos expositores tendo depois de ser arrefecido.

Com o objetivo dos valores das cargas térmicas, que o modelo estimou, serem os mais próximos possíveis dos reais, foi necessário obter valores de fatores de correção para a temperatura e a humidade. Permitindo assim, que fossem realizadas correções das cargas térmicas nominais, em função das condições do ar da loja.

Através da bibliografia foi possível obter os fatores da Tabela 3.3, que expressam como a carga térmica nominal deve ser alterada para diferentes valores de humidade absoluta, na tabela observa-se como a humidade absoluta não afeta todos os expositores da mesma forma.

Tabela 3.3 - Fatores correção de humidade (Ashrae, 2014)

Tipo	Humidade absoluta [ $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ ]				
	4,633	6,193	8,546	9,337	10,920
Mural	0,83	0,88	0,93	1	1,09
Vitrina	0,83	0,88	0,93	1	1,06
Ilha	0,86	0,90	0,95	1	1,05

Através dos dados da Tabela 3.3 foi possível obter a curva que relaciona o fator de correção com a humidade absoluta, como mostra a Figura 3.3. O processo foi realizado para os outros tipos de expositores, as curvas obtidas para os restantes expositores encontram-se em anexo.

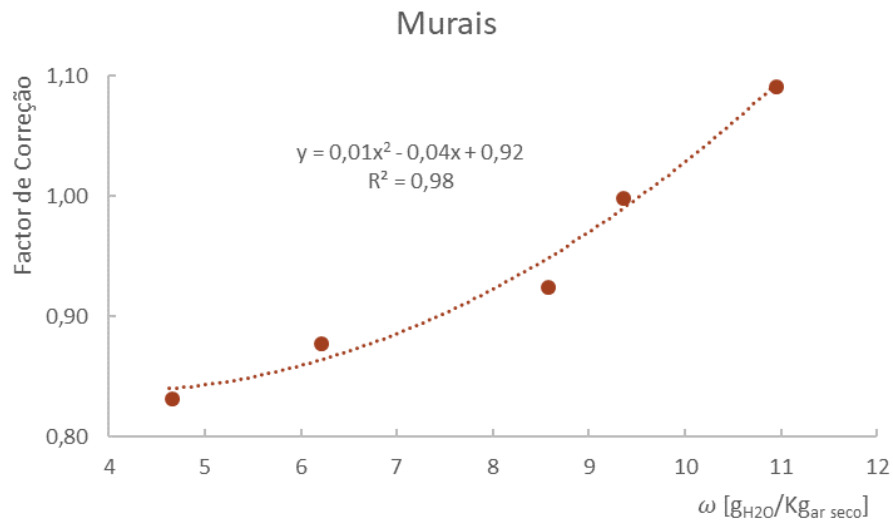


Figura 3.3 - Curva do fator de correção para humidade absoluta num mural.

Os fatores de correção de temperatura, pelo fato de não serem fornecidos pela literatura, tiveram que ser calculados de forma teórica através do diagrama psicrométrico.

No cálculo dos fatores inicialmente foi determinado através do diagrama os valores de entalpia, para as condições de referência (25 °C e HR 60%), e para as condições a que o ar no interior do expositor se encontrava, tendo sido estas informações retiradas das fichas técnicas dos expositores, Tabela 7.1. Na explicação do cálculo, será utilizado como exemplo um mural de média temperatura, no qual o ar no interior se encontra a 2 °C e a ≈ 90% de humidade relativa.

Após os valores de entalpia terem sido determinados calculou-se a variação de entalpia,  $\Delta h$ , pela equação 3.1. O valor de  $\Delta h$  foi multiplicado pelo peso que a infiltração tem na desagregação das cargas térmicas do expositor, valores estes que se encontram no capítulo 2.4.4, tendo sido obtido o  $\Delta h_{real}$ .

$$\Delta h = (h_a - h_b) \quad ( 3.1 )$$

Onde:

$\Delta h$  é a variação de entalpia, [kJ/kg],

$h_a$  é o valor da entalpia do ar na envolvente do expositor, [kJ/kg],

$h_b$  é o valor da entalpia do ar no interior do expositor, [kJ/kg].

$$\Delta h_{real} = \Delta h \cdot \text{peso da infiltração} \quad ( 3.2 )$$

Onde:

$\Delta h_{real}$  é a variação de entalpia que afeta a carga do expositor, [kJ/kg],

$\Delta h$  é a variação de entalpia obtida na equação 3.1, [kJ/kg],

*peso da infiltração* é o valor em porcentagem de quanto representa a infiltração no valor total de carga térmica do expositor.

Mantendo a humidade absoluta das condições de referência, realizou-se o mesmo processo para temperaturas de bulbo seco abaixo de 25 °C em incrementos de 1 °C, como mostra a Figura 3.4.

Os valores de  $\Delta h_{real}$  calculados para os novos valores de temperatura foram comparados com o valor de  $\Delta h_{real}$  nas condições de referência, utilizando a equação 3.3.

$$Fc = 1 + \frac{\Delta h_{real} - \Delta h_{referência}}{\Delta h_{referência}} \quad ( 3.3 )$$

Onde:

$Fc$  é o valor do fator de correção,

$\Delta h_{real}$  é a variação de entalpia obtida pela equação 3.2, [kJ/kg],

$\Delta h_{referência}$  é o valor de  $\Delta h_{real}$  obtido nas condições de referência, [kJ/kg].

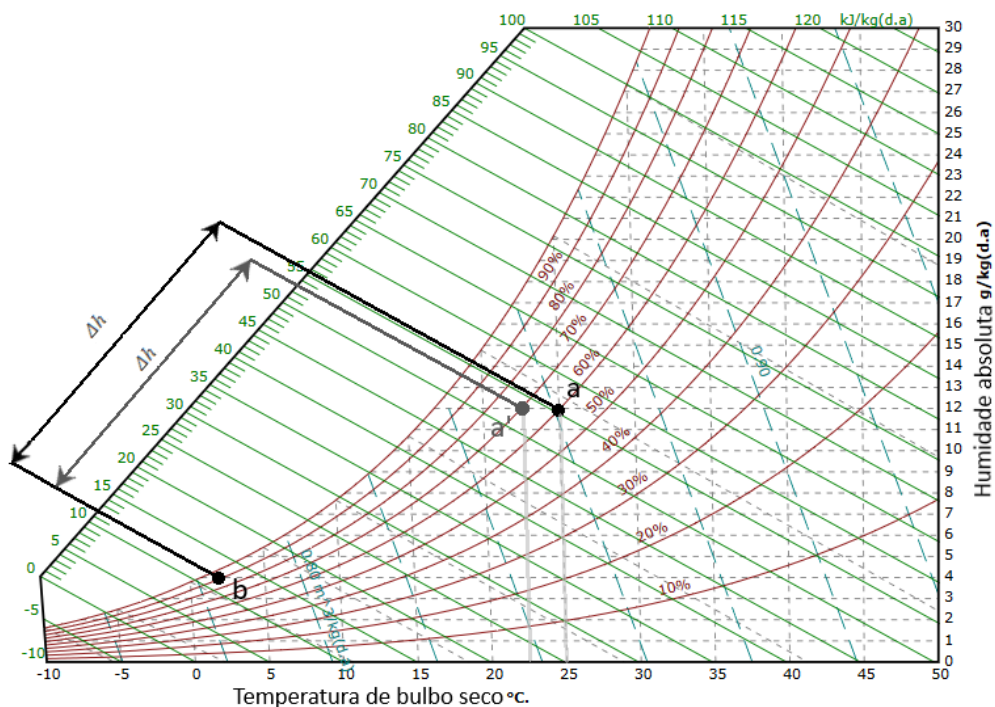


Figura 3.4 - Esquema do processo de obtenção do fator.

Na Tabela 3.4 encontram-se os fatores que foram obtidos para diferentes temperaturas, num mural de média temperatura. Os valores calculados foram depois convertidos em curvas que representavam como o fator de correção se alterava para diferentes temperaturas, sobre a forma de uma equação apresentada na Figura 3.5.

O processo foi repetido para todos os tipos de expositores, sendo curvas dos outros expositores apresentadas em anexo.

Tabela 3.4 - Valores de fatores de correção de temperatura, para um mural de média temperatura

Temperatura	$\Delta h_{real}$	$F_c$
25	37,63	1,000
24	36,80	0,978
23	35,98	0,956
22	35,16	0,934
21	34,34	0,913
20	33,52	0,891
19	32,69	0,867

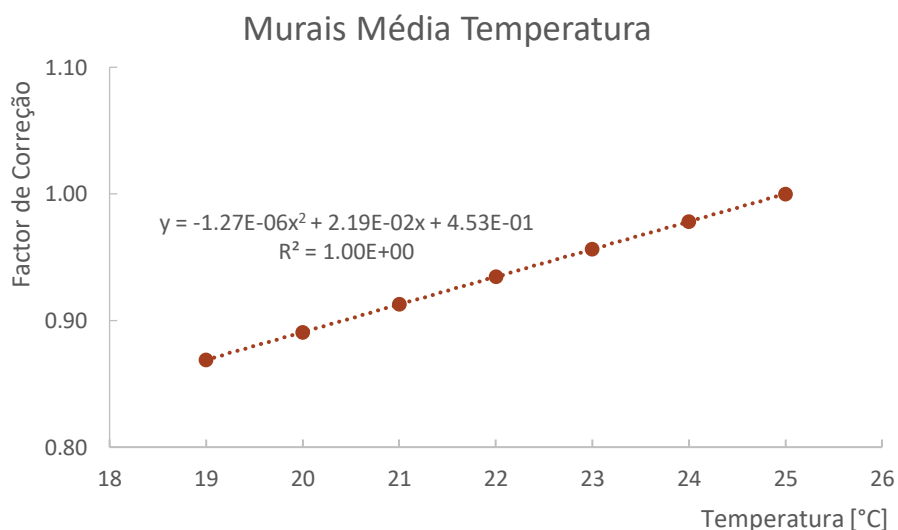


Figura 3.5 - Curva do fator de correção de temperatura, de um mural de média temperatura.

### 3.2.3 Modelo de temperatura

Na maior parte das lojas de retalho os sistemas de AVAC encontram-se em maior parte dos casos desligado ou apenas a insuflar ar do exterior sem o tratar. Com isto em mente testou-se a possibilidade de desenvolver um modelo dinâmico de temperatura que estimasse a temperatura no interior da loja para todas as horas do ano. No entanto esta ferramenta demonstrou-se muito complexa e um pouco redundante visto já existirem *softwares* de análise energética que devolvem estes valores. Por esta razão foi criada a opção de inserir as temperaturas do interior da loja que o *software* produziu no modelo sendo estes utilizados na estimativa dos consumos elétrico.

Contudo a utilização dos *softwares* de simulação é difícil e demorada, pelo que teve de ser criada uma solução que permitisse o uso rápido e fácil do modelo matemático por parte do utilizador. Para este efeito foi considerado que a temperatura no interior da loja se manteria constante ao longo do dia e que tomava valores diferentes para cada estação. Os valores da temperatura utilizada para os cálculos, foram introduzidos nos *inputs* ao estabelecer valores de temperatura mínima e máxima, ou seja, *set-point*.

O valor do *set-point* de temperatura mínima foi considerado como a temperatura a que a loja se encontrava no período de inverno, para a estação de verão considerou-se o valor de *set-point* máximo e para a meia-estação foi utilizado um valor intermedio dos dois.

### 3.2.4 Modelo de humidade

Como mencionado previamente, quando foram determinados os fatores de correção, a humidade do ar da loja afeta as cargas térmicas dos expositores. Encontrou-se então a necessidade de desenvolver um modelo que calculasse os valores de humidade absoluta para todas as horas do ano. Sendo depois utilizados os fatores de correção já discutidos, para corrigir as cargas térmicas em cada hora.

A modelação da humidade absoluta, de uma forma horária, foi realizada com uso de um balanço mássico, que está apresentado na Figura 3.6 e na equação 3.4. Balanço este, que relaciona o caudal mássico de ar que é admitido para o interior da loja, por insuflação e por infiltrações, com o valor de humidade absoluta que este contém e as gerações de humidade que ocorrem no interior da loja. As gerações são provenientes dos ocupantes e dos expositores.

Os ocupantes libertam humidade ao trocarem calor com o ambiente envolvente sobre a forma latente. Os expositores retiram humidade ao ambiente envolvente, ao arrefecerem o ar às condições do interior da loja até às condições no interior do expositor, a Figura 3.4 mostra este processo e é possível observar que no ponto a (condições do interior da loja) o ar contém mais humidade que no ponto b (ar às condições do interior do expositor).

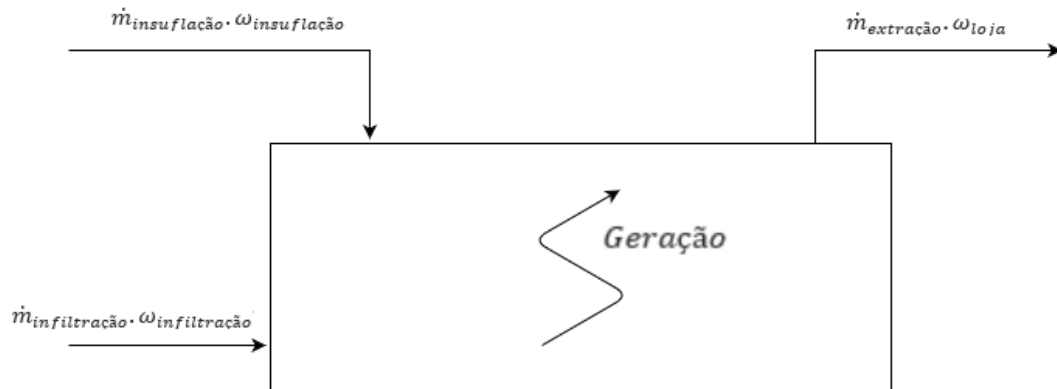


Figura 3.6 - Esquema do balanço mássico

$$\dot{m}_{ext} \cdot \omega_{loja} = \dot{m}_{ins} \cdot \omega_{ins} + \dot{m}_{inf} \cdot \omega_{inf} + G \quad ( 3.4 )$$

Logo,

$$\omega_{loja} = \frac{\dot{m}_{ins} \cdot \omega_{ins} + \dot{m}_{inf} \cdot \omega_{inf} + G}{\dot{m}_{ext}} \cdot 1000 \quad ( 3.5 )$$

Onde:

- $\omega_{loja}$  é o valor da humidade absoluta no interior da loja, [g<sub>H2O</sub>/kg<sub>ar seco</sub>],
- $\dot{m}_{ext}$  é o valor de caudal de ar que sai da loja, [kg/(h.m<sup>2</sup>)],
- $\dot{m}_{ins}$  é o valor do caudal de ar que é insuflado para o interior da loja, [kg/(h.m<sup>2</sup>)],
- $\omega_{ins}$  é o valor da humidade absoluta do ar a ser insuflado, [kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>ar seco</sub>],
- $\dot{m}_{inf}$  é o valor do caudal de ar admitido por infiltração, [kg/(h.m<sup>2</sup>)],
- $\omega_{inf}$  é o valor da humidade absoluta a que o ar no exterior, [kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>ar seco</sub>],
- $G$  é o valor da humidade produzida no interior da loja, [kg<sub>H2O</sub>/m<sup>2</sup>].

Pela lei da conservação de massa,

$$\dot{m}_{ext} = \dot{m}_{inf} + \dot{m}_{ins} \quad ( 3.6 )$$

Os valores dos caudais mássicos de ar foram obtidos através da multiplicação de caudais volumétricos pela massa volúmica do ar. Os caudais volumétricos que foram utilizados para os cálculos são os seguintes:

- $3 \frac{m^3}{h \cdot m^2}$  para o caudal volúmico de insuflação, valor proveniente de bibliografia; (Sarmiento, 2017)
- $0,1 \frac{m^3}{h \cdot m^2}$  para infiltrações, valor assumido.

Para determinar o valor de gerações no interior da loja, foram utilizados valores provenientes de bibliografia para as gerações provenientes da ocupação, enquanto que a desumidificação causada pelos expositores foi calculada de forma teórica.

A ocupação, a um nível de atividade baixo, liberta entre 30 a 60 gH<sub>2</sub>O/h por pessoa. Tendo sido utilizado o valor de 30 gH<sub>2</sub>O/h para efeito de cálculos. (Jokl, 2002; Sarmiento, 2017)

Para replicar a ocupação no interior da loja, foi utilizado um perfil de ocupação típico de lojas de retalho alimentar, de origem do Diário da República. (Decreto-Lei n.º 79/2006 de 4 de Abril do Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, 2006a) Ainda através do Diário da República foi retirado o de valor de 25 m<sup>2</sup>/pessoa, para estabelecer a densidade de ocupação no interior da loja.

No cálculo da massa de condensado produzida pelos expositores, foi primeiro calculado o valor do caudal de ar que é renovado em cada expositor de um sistema de frio, utilizando a equação 3.7. (Sarmiento, 2017)

$$\dot{m}_{expo} = \frac{Q}{\Delta h \cdot \text{peso da infiltração}} \cdot 3600 \quad ( 3.7 )$$

Onde:

$\dot{m}_{expo}$  é o caudal de ar que é renovado por hora no expositor, [kg/h],

$\Delta h$  é a diferença de entalpia entre as condições na loja e no expositor, [kJ/kg],

*peso da infiltração* é o valor em percentagem de quanto representa a infiltração no valor total de carga térmica do expositor, Tabela 2.1,

$Q$  é a carga térmica dos expositores a condições de referência, [W].

O cálculo do caudal de ar foi realizado para todos os tipos de expositores, sendo depois calculado um valor médio de  $\dot{m}$  para os expositores de média temperatura e um para os de baixa temperatura. De seguida os caudais obtidos foram convertidos num caudal de condensado por meio da equação 3.8 (Sarmiento, 2017). Esta foi utilizada para obter

massas de condensado referentes ao sistema de baixa temperatura e média temperatura, tendo estes sido depois somados para obter o valor total da massa de condensado.

É de notar que os valores que resultam destas equações, se encontram penderes das dimensões do sistema e dos tipos de expositores instalados.

$$\dot{m}_{cond.} = \dot{m}_{expo} \cdot (\omega_{loja} - \omega_{expositor}) \quad ( 3.8 )$$

Onde:

$\dot{m}_{cond.}$  é o valor de condensado produzido por hora, [  
 $\dot{m}_{expo}$  é o caudal de ar novo a entrar no expositor, [kg/h],  
 $\omega_{loja}$  é o valor da humidade absoluta na loja, [kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>ar</sub>],  
 $\omega_{expositor}$  é o valor da humidade absoluta no interior do expositor, [kg<sub>H2O</sub>/kg<sub>ar</sub>].

Após realizados os cálculos de massa de condensado foi possível obter o valor total da *Geração* no interior da loja em cada hora, através do uso da equação 3.9.

$$G = 0,03 \cdot ocupação - \frac{\dot{m}_{cond.}}{A_{loja}} \quad ( 3.9 )$$

Onde:

$G$  é o valor da humidade produzida no interior da loja, [kg<sub>H2O</sub>/m<sup>2</sup>],  
 0,03 é o valor de geração por pessoa, [kg<sub>H2O</sub>/h],  
 ocupação é o valor da ocupação no interior da loja nessa hora, [m<sup>2</sup>/pessoa]  
 $\dot{m}_{cond.}$  é a massa de condensado acumulada nessa hora, [kg<sub>H2O</sub>/h],  
 $A_{loja}$  é área total da loja em estudo, [m<sup>2</sup>].

### 3.2.5 Carga térmica horária dos expositores

A carga térmica a remover do expositor por ter duas fontes, envolvente e ganhos internos, leva à necessidade de dividir a potência térmica nominal fornecida pela ficha técnica pelas duas fontes.

Pelo estudo da norma é possível determinar em que condições de operação os equipamentos internos do expositor são operados, durante os testes utilizados para avaliar a carga térmica nominal do expositor. Após serem conhecidos as condições de operação dos equipamentos foi possível saber os valores de  $\dot{G}I$ , que quando utilizados na equação 3.10, obtivesse a carga térmica que é proveniente apenas da envolve do expositor,  $\dot{G}E$ .

$$\dot{G}E = \dot{Q}_{referência} - \sum \dot{G}I \quad ( 3.10 )$$

Onde:

$\dot{G}E$  carga térmica específica proveniente da envolvente, [W/m],

$\dot{Q}_{referência}$  carga térmica nominal do expositor, com a envolvente a condições de referência, [W/m],

$\dot{G}I$  carga térmica específica proveniente de ganhos internos, [W/m].

Uma vez calculado o  $\dot{G}E$ , este foi de seguida multiplicado pelos fatores de correção obtidos para as condições a que o ar da loja se encontrava nessa hora, utilizando a equação 3.11. A título de exemplo, o  $\dot{G}E_{corrigido}$  encontra-se a verde na Figura 3.7.

$$\dot{G}E_{corrigido} = \dot{G}E \cdot FC_{humid} \cdot FC_{temp} \cdot FC_{dia/noite} \quad ( 3.11 )$$

Onde:

$\dot{G}E_{corrigido}$  é a carga térmica específica proveniente da envolvente corrigida às condições da loja nessa hora, [W/m],

$\dot{G}E$  é a carga térmica específica proveniente da envolvente obtida através da equação 3.10, [W/m],

$FC_{humid}$  é o valor do fator de correção da humidade nessa hora,

$FC_{temp}$  é o valor do fator de correção da temperatura nessa hora,

$FC_{dia/noite}$  é o valor do fator de correção dia/noite.

O método de como o cálculo dos ganhos internos foi realizado pelo modelo, é ilustrado a vermelho na Figura 3.7. Foram somadas as potências de todos os equipamentos que se encontravam ativos em cada hora.

Com os ganhos internos e com o  $\dot{G}E_{correctado}$  calculados, as cargas térmicas correspondentes a cada hora são determinadas através da equação 3.12.

$$\dot{Q}_t = \dot{G}E_{correctado} + \sum \dot{G}I \quad ( 3.12 )$$

Onde:

$\dot{Q}_t$  é a carga térmica específica total corresponde a essa hora, [W/m],

$\dot{G}E_{correctado}$  é a carga térmica específica proveniente da envolvente corrigida às condições da loja nessa hora, [W/m],

$\dot{G}I$  carga térmica específica proveniente de ganhos internos, [W/m].

Mês	Dia <sub>no</sub>	Horas	[INCP]								Total
			Iluminação	Iluminação Extra	Ventilador	Desembaciamento	Descongelamento	Carga Interna	Carga Frigorífica		
			[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	[W/m <sub>q</sub> ]	
Jan	1	1	0,0	0,0	5,9	52,4	709,3	410,0	124,2	534,2	
Jan	1	2	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	128,1	186,4	
Jan	1	3	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	129,8	188,1	
Jan	1	4	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	129,8	188,1	
Jan	1	5	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	129,8	188,1	
Jan	1	6	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	142,7	201,1	
Jan	1	7	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	140,1	198,4	
Jan	1	8	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	142,5	224,3	
Jan	1	9	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	142,4	224,2	
Jan	1	10	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	143,9	225,7	
Jan	1	11	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	144,2	226,0	
Jan	1	12	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,6	227,4	
Jan	1	13	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,2	226,9	
Jan	1	14	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	144,6	226,4	
Jan	1	15	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	144,2	226,0	
Jan	1	16	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	144,4	226,2	
Jan	1	17	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,3	227,0	
Jan	1	18	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,4	227,2	
Jan	1	19	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,2	227,0	
Jan	1	20	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,2	226,9	
Jan	1	21	23,5	0,0	5,9	52,4	0,0	81,8	145,0	226,8	
Jan	1	22	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	143,8	202,1	
Jan	1	23	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	142,0	200,3	
Jan	1	24	0,0	0,0	5,9	52,4	0,0	58,3	126,1	184,4	

Figura 3.7 – Folha de cálculo das cargas térmicas de uma ilha com porta.

Realizou-se depois o somatório das cargas térmicas específicas obtidas para cada tipo de expositor, sendo depois estes valores multiplicados pelas correspondentes dimensões lineares de expositor, como mostra a equação 3.13.

$$Q_{\text{anual}} = \sum^{8760} \dot{Q}_t \cdot l \quad ( 3.13 )$$

Onde:

$Q_{\text{anual}}$  é o valor das cargas térmicas anuais da loja, [W]

$\dot{Q}_t$  é a carga térmica específica total corresponde a cada hora, [W/m],

$l$  é o valor de dimensão linear do expositor, [m]

É de notar que a Figura 3.7 deve ser interpretada como um meio de perceber a lógica de como o modelo procedeu aos cálculos das cargas térmicas, não sendo os valores apresentados na figura resultados finais e pelo facto de apenas mostrar valores de cargas específicas para um dia.

### 3.2.6 Carga térmica horária das câmaras

O cálculo das cargas térmicas das câmaras, numa base horária, foi realizado com o uso do método descrito pela bibliografia, que neste caso é a ASHRAE. Sendo a única outra fonte de informação o fabricante Isocab, de onde foram retiradas as dimensões das portas, o pé direito da câmara e os valores da transmissibilidade térmica das paredes, que tomam os valores seguintes:

- Câmaras de média temperatura,  $U = 0,372 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,
- Câmaras de baixa temperatura,  $U = 0,279 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,
- Pé direito de 3 metros,
- Porta com 2,2 metros de altura por 1,2 de largura.

No cálculo das cargas térmicas provenientes da condução, a equação 3.14 foi utilizada.

$$Q_{cond} = U \cdot A_{parede} \cdot (T_{env.câm} - T_{int}) \quad ( 3.14 )$$

Onde:

$Q_{cond}$  é o valor das cargas térmicas por condução, [W],

$U$  é o valor da transmissibilidade térmica da parede, [W/m<sup>2</sup>K],

$A_{parede}$  é o valor da área de parede das câmaras, [m<sup>2</sup>],

$T_{env.câm}$  é o valor da temperatura do ar na envolvente da câmara, [°C],

$T_{int}$  é o valor da temperatura do ar no interior da câmara, [°C].

No entanto, a área de parede das câmaras não era conhecida para as lojas em estudo, sendo apenas a área de projeção conhecida, isto levou a que fosse necessário obter o valor de área de parede através de aproximações. Para tal foi considerado que as câmaras tomavam a forma de um quadrado, sendo assim possível através da sua área total determinar o seu perímetro, que por sua vez foi multiplicado pelo pé direito das câmaras, obtendo assim um valor aproximado da área de parede. A equação 3.15 mostra o princípio explicado na forma de equação.

$$A_{parede} = \sqrt{A_{solo}} \cdot 4 \cdot h \quad ( 3.15 )$$

Onde:

$A_{parede}$  é o valor da área de parede das câmaras, [m<sup>2</sup>],

$A_{solo}$  é o valor da área definido pelo utilizador na folha de inputs, [m<sup>2</sup>],

$h$  é o valor do pé direito das câmaras, [m].

A equação 3.16, foi utilizada para calcular o valor de carga térmica que tem como origem as trocas de ar entre o interior da câmara e o seu exterior.

$$Q_{inf} = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad ( 3.16 )$$

Onde:

$Q_{inf}$  é o valor médio de ganhos térmicos por infiltrações, [kW],  
 $q$  é o valor da carga térmica para uma troca estabelecida, [kW],  
 $D_t$  é o valor do fator de correção de abertura da porta,  
 $D_f$  é o rácio real das trocas obtidas para uma troca estabelecida,  
 $E$  é o valor da eficiência do equipamento de proteção.

Ainda do capítulo 24 da ASHRAE (Ashrae, 2014) recolheram-se a equação 3.17 e a 3.18.

$$q = 0,577 \cdot W \cdot H^{1,5} \cdot \left(\frac{q_s}{A}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_s}\right) \quad ( 3.17 )$$

Onde:

$q$  é o valor da carga térmica para uma troca estabelecida, [kW],  
 $W$  é o valor da largura da porta, [m],  
 $H$  é o valor da altura da porta, [m],  
 $q_s/A$  é o calor sensível por área da porta, retirado da bibliografia, [kW/m<sup>2</sup>],  
 $R_s$  é o rácio do calor sensível nas cargas térmicas de infiltração, retirado da bibliografia.

$$D_t = \frac{(p\theta_p + 60\theta_o)}{3600\theta_d} \quad ( 3.18 )$$

Onde:

$D_t$  é o valor do fator de correção de abertura da porta,  
 $p$  é o número de portas que a câmara contém,  
 $\theta_p$  é o valor do tempo de entre a abertura e fecho da porta, [s],  
 $\theta_o$  é o tempo que a porta fica simplesmente aberta, [s],  
 $\theta_d$  é o período em estudo, [h].

O  $D_f$  tomou o valor de 1,1 para situações em que a diferença de temperatura entre o interior da câmara e o exterior eram inferiores a 11 °C e 0,8 se fossem superiores. A eficiência do equipamento de proteção,  $E$ , tomava valores entre 0,95 e 0,9, para câmaras equipadas com portas típicas, que era o caso nas lojas em estudo. O valor de 0,95 foi considerado para os cálculos, uma vez que representava o uso de portas com melhor proteção. (Ashrae, 2014; Downing & Meffert, 1993)

Ainda para as cargas térmicas das câmaras foi necessário ter em consideração os ganhos internos, sendo estes provenientes da ocupação (reposição de produtos), iluminação, descongelamento e ventilação.

Os ganhos provenientes por ocupação foram obtidos com uso da equação 3.19.

$$q_{ocu} = 272 - 6T_{int} \quad ( 3.19 )$$

Onde:

$q_{ocu}$  é o valor da carga térmica libertada por uma pessoa, [W],

$T_{int}$  é a temperatura a que se encontra o interior da câmara, [°C].

Para a iluminação foi considerado o valor de 6 W/m<sup>2</sup>, sendo este valor utilizado para armazéns industriais com iluminação fluorescente. Este valor foi assumido pelo facto de não se ter conseguido obter informação sobre a iluminação no interior das câmaras. (Sarmiento, 2017)

A dificuldade em obter informação referente à iluminação utilizada em câmaras, deve-se aos fabricantes venderem apenas a estrutura da câmara sendo os equipamentos instalados no seu interior ao critério do cliente.

Para câmaras equipadas com iluminação *LED* foi considerada uma redução de 50% das potências elétricas da iluminação, uma vez que esta é a redução observada, nas fichas técnicas dos expositores, entre iluminação fluorescente e *LED*.

A ventilação e o descongelamento toma valores entre 0 e 15% da carga térmica total, os valores seguintes foram assumidos para os cálculos: (Ashrae, 2014; Intarcon, 2012)

- Média temperatura: (Ashrae, 2014; Intarcon, 2012)
  1. Ventilação, 10%,
  2. Descongelamento, 2.5%.
- Baixa temperatura: (Ashrae, 2014; Intarcon, 2012)
  1. Ventilação, 15%,
  2. Descongelamento, 5%.

É de notar, que se considerou que os produtos a ser armazenados eram introduzidos nas câmaras às suas temperaturas de conservação. Sendo desta forma, as cargas térmicas provenientes do arrefecimento dos produtos desprezáveis.

A Figura 3.8 mostra como as cargas de uma câmara de média temperatura foram calculadas no modelo matemático, neste caso encontram-se representadas todas as horas do dia 10 de março.

Mês	Diamês	Horas	Camara Positivos								Ocupantes [W/m <sup>2</sup> ]	Cargas Frigorificas [W/m <sup>2</sup> ]
			Ventilação [W/m <sup>2</sup> ]	Iluminação [W/m <sup>2</sup> ]	Descongelamento [W/m <sup>2</sup> ]	Paredes [W/m <sup>2</sup> ]	Teto [W/m <sup>2</sup> ]	Chão [W/m <sup>2</sup> ]	Infiltrações [W]			
Mar	10	1	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	2	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	3	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	4	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	5	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	6	8,3	0	2,1	75,9	4,7	2,8	0,0	0	93,8	
Mar	10	7	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	8	15,7	3	3,9	91,5	5,7	2,8	49,9	54,4	227,0	
Mar	10	9	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	10	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	11	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	12	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	13	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	14	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	15	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	16	15,7	3	3,9	91,5	5,7	2,8	49,9	54,4	227,0	
Mar	10	17	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	18	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	19	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	20	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	21	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	22	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	23	10,0	0	2,5	91,5	5,7	2,8	0,0	0	112,5	
Mar	10	24	15,7	3	3,9	91,5	5,7	2,8	49,9	54,4	227,0	

Figura 3.8 — Folha de cálculo das cargas térmicas de uma câmara de média temperatura.

### 3.3 Central de Refrigeração

#### 3.3.1 Compressores

Com o fim de obter os consumos elétricos associados aos compressores levantou-se a necessidade de obter os seus valores de *EER*, para cada hora do ano, em função do seu *PLR* (*partial load ratio*) e da temperatura nos condensadores.

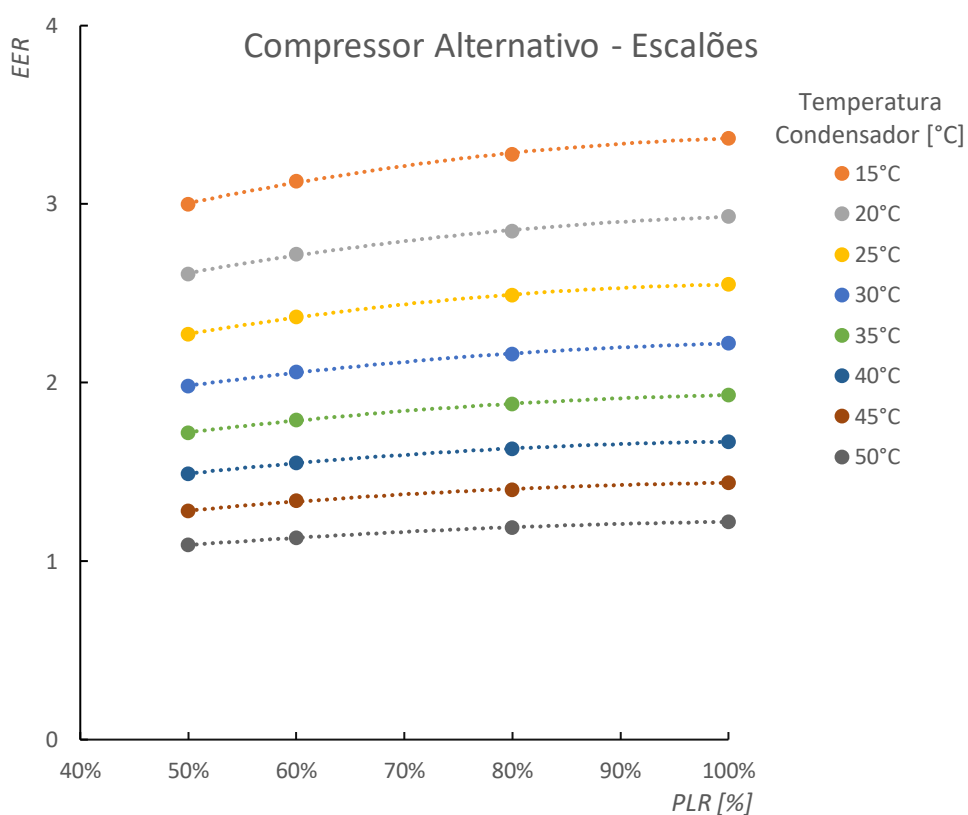
Para tal foram utilizados dados técnicos do fabricante dos compressores mais utilizados em instalações de frio de lojas de retalho alimentar, Bitzer, para realizar correlações matemáticas, a partir das quais se obtiveram as retas de *EER* por *PLR* dos diversos tipos de compressores.

Neste capítulo será descrito o processo que se realizou para obter as curvas do compressor alternativo com escalões, as curvas dos restantes compressores foram obtidas por processos iguais e encontram-se em anexo.

Inicialmente foram recolhidos os valores de *EER* do compressor a diferentes níveis de *PLR* e para diferentes condições de temperatura no condensador, como mostra a Tabela 3.5. A partir dos quais foi possível obter as curvas do *EER* pelo *PLR* para diferentes temperaturas do condensador, que está demonstrado na Figura 3.9.

Tabela 3.5 - Valores de *EER* para diferentes valores de *PLR* e de temperatura do condensador

<i>PLR</i>	Temperatura do condensador							
	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
100%	3,37	2,93	2,55	2,22	1,93	1,67	1,44	1,22
80%	3,28	2,85	2,49	2,16	1,88	1,63	1,4	1,19
60%	3,13	2,72	2,37	2,06	1,79	1,55	1,34	1,13
50%	3,00	2,61	2,27	1,98	1,72	1,49	1,28	1,09

Figura 3.9 - Curvas do *EER* para um compressor alternativo a escalões.

Através do gráfico foi possível obter a equação típica das curvas, que está representada na equação 3.20. No entanto, os coeficientes A, B e C apresentavam valores diferentes para cada temperatura do condensador. Foi então necessário chegar às curvas típicas dos coeficientes em função da temperatura do condensador.

$$EER = A \cdot PLR^2 + B \cdot PLR + C \quad ( 3.20 )$$

Onde:

*EER* é o valor de *Energy Efficiency Ratio* do compressor,

*A, B, C* são coeficientes da curva,

*PLR* é o valor de *Partial Load Ratio* a que o compressor se encontra.

Recolheram-se os valores dos coeficientes para cada uma das curvas obtidas na Figura 3.9, que estão representados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Valores dos coeficientes para diferentes temperaturas do condensador

Coeficiente	Temperatura do condensador							
	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
A	-1,06	-0,88	-0,92	-0,64	-0,60	-0,55	-0,47	-0,36
B	2,32	1,94	1,93	1,44	1,31	1,18	1,01	0,80
C	2,11	1,86	1,54	1,42	1,22	1,04	0,90	0,78

Obtiveram-se as curvas dos coeficientes pela temperatura de condensador, estas encontram-se representadas na Figura 3.10, Figura 3.11 e Figura 3.12.

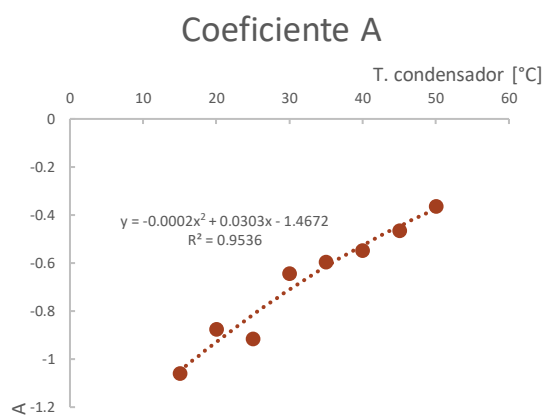


Figura 3.10 - Curva do coeficiente A

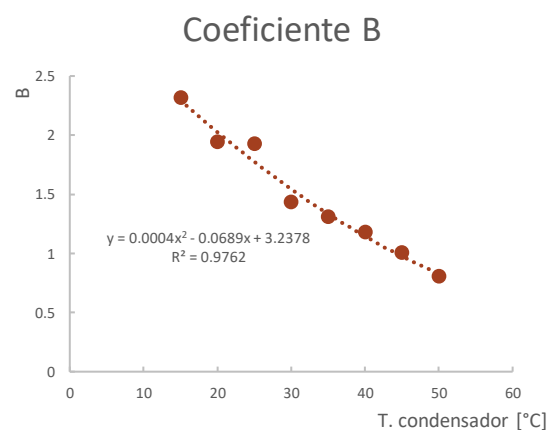


Figura 3.11 - Curva do coeficiente B

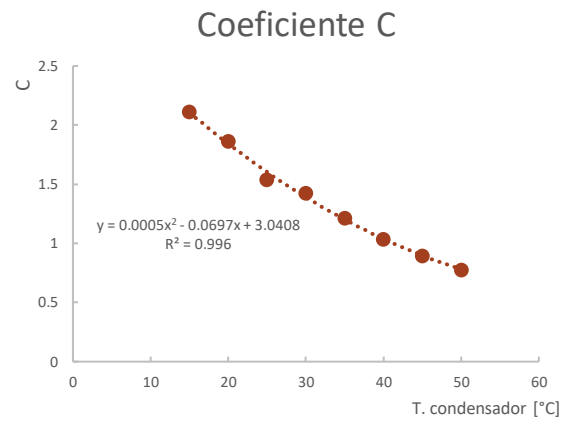


Figura 3.12 – Curva do coeficiente C

As curvas obtidas foram convertidas em equações, que são apresentadas a seguir:

$$A = -0,0002 \cdot T_{cond}^2 + 0,0303 \cdot T_{cond} - 1,4672 \quad ( 3.21 )$$

$$B = 0,0004 \cdot T_{cond}^2 - 0,0689 \cdot T_{cond} + 3,2378 \quad ( 3.22 )$$

$$C = 0,0005 \cdot T_{cond}^2 - 0,0697 \cdot T_{cond} + 3,0408 \quad ( 3.23 )$$

Onde:

$T_{cond}$  é a temperatura a que o condensador se encontra, [°C],

$A$  é o valor do coeficiente A,

$B$  é o valor do coeficiente B,

$C$  é o valor do coeficiente C.

Utilizando as equações 3.21, 3.22 e 3.23 com a equação 3.20 foi possível obter o valor de  $EER$  do compressores em cada hora do ano, sendo apenas necessário saber o valor de  $PLR$  e da temperatura de condensação a que o sistema se encontrava a cada hora.

É de notar, que no processo matemático de obtenção das curvas tiveram que ser assumidos valores de algumas características do compressor, sendo estas:

- Temperatura de aspiração – temperatura a que o fluido é admitido para o processo de compressão. Os valores considerados nos cálculos foram -15 °C no sistema de média temperatura e de -35 °C para o sistema de baixa temperatura, a determinação destes valores teve como base valores de um conjunto de lojas reais a partir dos quais se obteve um valor médio;
- Graus de sobreaquecimento de 10 °C, sendo este o valor *default* para os compressores da marca;
- Fluido frigorígeno utilizado é o R404a, uma vez que este é o fluido mais utilizado em sistemas de refrigeração atuais.

Com o objetivo de determinar o *PLR* a que os compressores se encontravam a cada hora, foi primeiro necessário calcular a capacidade de cada compressor da instalação. Para tal a carga térmica da hora crítica, hora em que as cargas térmicas são mais elevadas durante o ano, foi dividida pelo número de compressores instalados. Isto foi realizado de forma independente para o sistema de baixa temperatura e de média temperatura. Os valores das cargas térmicas críticas foi depois dividido pelo respetivo número de compressores instalados em cada sistema, resultando disto a capacidade térmica de cada compressor,  $W_{t,comp}$ .

De seguida, utilizou-se a equação 3.24 para calcular o número de compressores que se encontravam em funcionamento em cada hora.

$$n = \frac{Q_{expositor}}{W_{t,comp}} \quad ( 3.24 )$$

Onde:

$n$  é o número de compressores ativos em cada hora,

$Q_{expositor}$  é a carga térmica removida dos expositores, [kW],

$W_{t,comp}$  é a capacidade térmica do compressor, [kW].

Após o número de compressores ativos em cada hora ser conhecido foi possível calcular o valor de *PLR* a que estes estavam a operar, o cálculo foi realizado com o uso da equação 3.25. É de notar que para compressores que são equipados com *VFD* o valor de  $W_{t,total}$  não foi calculado através do número de compressores ativos, mas sim considerado o valor das cargas térmicas a retirar do sistema,  $Q_{expositor}$ , esta aproximação foi feita pelo facto dos equipamentos *VFD* permitirem que os compressores se ajustem à carga térmica do sistema com precisão.

$$PLR = \frac{W_{t,total}}{W_{t,max}} \quad ( 3.25 )$$

Onde:

$PLR$  é o valor do *partial load ratio* em cada hora, [%]

$W_{t,total}$  é a capacidade térmica total dos compressores ativos em cada hora, [kW],

$W_{t,max}$  é a capacidade térmica máxima de todos os compressores instalados no sistema, [kW].

Com os valores de  $PLR$  e da temperatura de condensação (será explicado como foi calculada no próximo ponto), calculou-se o  $EER$  dos compressores através das suas curvas. Que por sua vez foi utilizado para calcular os consumos elétricos de cada hora, através da utilização da equação 3.26.

$$W_{e,comp} = \frac{Q_{expositor}}{EER} \quad ( 3.26 )$$

Onde:

$W_{e,comp}$  é a potência elétrica do compressor nessa hora, [kWh],

$Q_{expositor}$  é a carga térmica necessária remover dos expositores nessa hora, [kWh],

$EER$  é o valor de  $EER$  nessa hora.

A Figura 3.13 mostra a título de exemplo como o cálculo dos consumos elétricos, numa base horária, foi realizado no modelo de Excel, sendo os valores das colunas a verde os consumos em kWh dos sistemas de média e de baixa temperatura.

Mês	Diamês	Horas	Tcond		Carga Térmica		PLR		Compressores ativos		EER		Consumo elétrico	
			Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos
			[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[%]	[%]					[kW]	[kW]
Jan	1	1	22,00	22,00	57,01	63,15	87%	47%	3	2	1,36	2,67	42,0	23,6
Jan	1	2	22,00	22,00	30,25	65,28	46%	49%	2	2	1,36	2,69	22,3	24,3
Jan	1	3	22,00	22,00	30,25	65,28	46%	49%	2	2	1,36	2,69	22,3	24,3
Jan	1	4	22,00	22,00	30,25	65,41	46%	49%	2	2	1,36	2,69	22,3	24,3
Jan	1	5	22,00	22,00	30,25	65,41	46%	49%	2	2	1,36	2,69	22,3	24,3
Jan	1	6	22,00	22,00	32,92	72,60	50%	54%	2	2	1,36	2,75	24,3	26,4
Jan	1	7	22,00	22,00	32,37	71,12	49%	53%	2	2	1,36	2,74	23,9	26,0
Jan	1	8	22,00	22,00	49,30	97,07	75%	72%	3	3	1,36	2,91	36,4	33,4
Jan	1	9	22,00	22,00	38,53	89,03	59%	66%	2	2	1,36	2,86	28,4	31,1
Jan	1	10	22,00	22,00	38,85	90,06	59%	67%	2	3	1,36	2,87	28,6	31,4
Jan	1	11	22,00	22,00	38,91	90,26	59%	67%	2	3	1,36	2,87	28,7	31,5
Jan	1	12	22,00	22,00	39,20	91,23	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,9	31,7
Jan	1	13	22,00	22,00	39,11	90,93	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,8	31,6
Jan	1	14	22,00	22,00	38,99	90,54	59%	68%	2	3	1,36	2,87	28,8	31,5
Jan	1	15	22,00	22,00	38,91	90,27	59%	67%	2	3	1,36	2,87	28,7	31,5
Jan	1	16	22,00	22,00	49,69	98,37	76%	73%	3	3	1,36	2,91	36,6	33,8
Jan	1	17	22,00	22,00	39,13	91,00	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,9	31,7
Jan	1	18	22,00	22,00	39,16	91,08	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,9	31,7
Jan	1	19	22,00	22,00	39,12	90,97	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,9	31,7
Jan	1	20	22,00	22,00	39,11	90,93	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,8	31,6
Jan	1	21	22,00	22,00	39,08	90,83	60%	68%	2	3	1,36	2,87	28,8	31,6
Jan	1	22	22,00	22,00	33,14	73,19	50%	55%	2	2	1,36	2,76	24,4	26,6
Jan	1	23	22,00	22,00	32,77	72,20	50%	54%	2	2	1,36	2,75	24,2	26,3
Jan	1	24	22,00	22,00	40,23	71,35	61%	53%	2	2	1,36	2,74	29,7	26,0

Figura 3.13 - Folha de cálculo dos consumos do compressor.

### 3.3.2 Condensadores

Os condensadores têm a função de libertar o calor retirado dos expositores e o calor produzido pelos compressores, sendo o total de energia a ser libertada pelo condensador obtida através da equação 3.27.

$$Q_{rejeitar} = Q_{expositores} + W_{e,comp} \quad ( 3.27 )$$

Onde:

$Q_{rejeitar}$  é a potência térmica a ser libertada pelo condensador, [kW],

$Q_{expositores}$  é a potência térmica removida dos expositores da loja, [kW],

$W_{e,comp}$  é a potência elétrica dos compressores, [kW].

Foi obtida através de dados do fabricante de condensadores CENTAURO, a curva apresentada na Figura 3.14, de onde se pode retirar o valor de  $U \cdot A$  do condensador para uma dada capacidade.

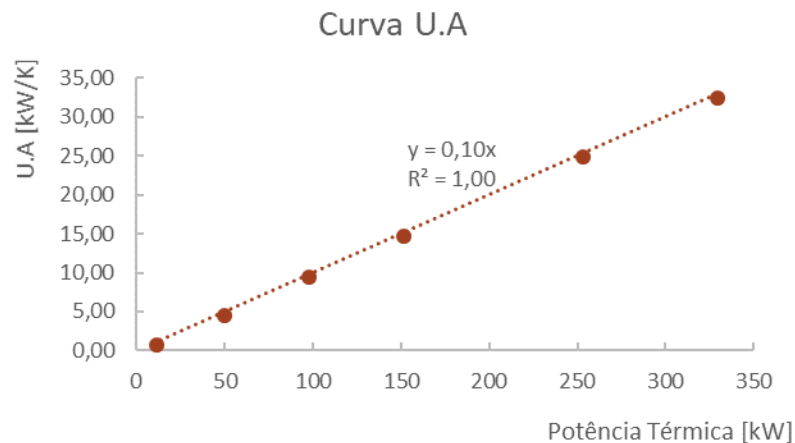


Figura 3.14 – Curva U.A. de um condensador On/Off

O valor de  $U \cdot A$  foi obtido utilizando a carga térmica crítica (carga com valor mais alto do ano), sendo esta a que dimensiona a escolha do condensador.

Calculou-se de seguida, a carga térmica que o condensador consegue libertar em cada hora através da equação 3.28.

$$Q_{disp} = U \cdot A \cdot (T_{cond} - T_{ext}) \quad ( 3.28 )$$

Onde:

$Q_{disp}$  é a capacidade do condensador para as condições dessa hora, [kW],

$U$  é o valor da transmissibilidade térmica, [kW/m<sup>2</sup>K],

$A$  é a área da superfície de troca de calor, [m<sup>2</sup>],

$T_{cond}$  é a temperatura do condensador, [°C]

$T_{ext}$  é a temperatura do ar no exterior, [°C]

Com os valores obtidos pelas equações 3.27 e 3.28 foi calculado o valor do  $PLR$  a que o condensador se encontrava em cada hora, com a utilização da equação 3.29.

$$PLR_{cond} = \frac{Q_{rejeitar}}{Q_{disp}} \quad ( 3.29 )$$

Onde:

$PLR_{cond}$  é o valor do *partial load ratio* dos condensadores, [%],

$Q_{rejeitar}$  é a potência térmica a ser libertada pelo condensador, [kW],

$Q_{disp}$  é a capacidade do condensador para as condições dessa hora, [kW].

Para condensadores em que o ajuste de carga é feito através de um sistema *On/Off* o consumo elétrico dos condensadores toma valores entre 20 e 40 W/kW, tendo sido o valor de 30 W/kW assumido para cálculos. (Ashrae, 2014)

O valor do consumo em cada hora foi então obtido através da equação 3.30, para os condensadores do sistema de média temperatura e para os do sistema de baixa temperatura.

$$W_{e,cond} = Q_{disp} \cdot PLR_{cond} \cdot 0,03 \quad ( 3.30 )$$

Onde:

$W_{e,cond}$  é o consumo elétrico dos condensadores, [kW],

$Q_{disp}$  é a capacidade do condensador para as condições dessa hora, [kW],

$PLR_{cond}$  é o valor do *partial load ratio* dos condensadores, [%].

Em condensadores que eram equipados com *VFD*, os consumos são calculados utilizando a curva da Figura 7.16, onde o consumo do condensador está associado aos PLR do mesmo. (KingSpan, 2016)

$$W_{cond,anual} = \sum_{i=1}^{8760} W_{cond,pos} + \sum_{i=1}^{8760} W_{cond,neg} \quad ( 3.31 )$$

Onde:

$W_{cond,anual}$  é o consumo elétrico anual de todos os condensadores, [kWh/ano]

$W_{cond,pos}$  é o consumo elétrico dos condensadores do sistema de média temperatura, [kWh],

$W_{cond,neg}$  é o consumo elétrico dos condensadores do sistema de baixa temperatura, [kWh].

Uma componente essencial para o cálculo dos consumos elétricos dos condensadores foi a temperatura a que este se encontrava. Para sistemas que utilizavam regulação de temperatura flutuante, esta foi calculada para cada hora através da equação 2.3, no entanto quando os valores obtidos pela equação eram inferiores a 22 °C ou superiores a 35 °C as temperaturas foram mantidas nesses valores, uma vez que estas representavam os *set-points* de temperatura. Os valores dos *set-points* mínimos e máximos foram obtidos através da análise da GTC (gestão técnica centralizada) de várias lojas, sendo os valores usados para cálculos aqueles mais frequentemente utilizados nas lojas analisadas.

A curva obtida para o compressor teórico foi validada através da sua comparação com a de um condensador real, que foi obtida pela análise de dados da GTC de lojas. A Figura 3.15 e Figura 3.16 servem para comparar a curva teórica, obtida pela equação 2.3, e curva de um condensador real.

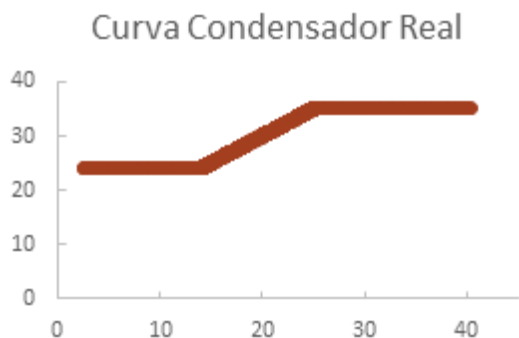


Figura 3.15 - Curva de temperatura de um condensador real.

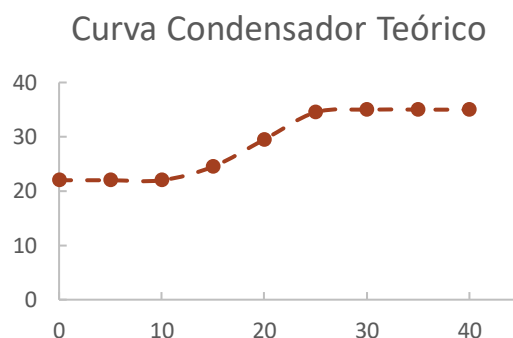


Figura 3.16 - Curva de temperatura de um condensador teórico.

Para sistemas que utilizavam controlo de temperatura constante, esta foi mantida a um valor de 35 °C. Assim como para a condensação flutuante este valor de *set-point* foi obtido através da análise de dados da GTC.

A Figura 3.7, mostra a título de exemplo como os consumos dos condensadores são obtidos numa base horária, pelo modelo de Excel. Fazendo a folha de cálculo apresentada uso do método descrito neste capítulo.

Mês	Dia <sub>mês</sub>	Horas	Temperatura exterior [°C]	Temperatura condensador [°C]	Q <sub>A, rejeitar</sub>		Q <sub>disponível</sub>		PLR		W <sub>condensadores</sub>		
					Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Negativos	Positivos	Total
					[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[%]	[%]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
May	19	1	15,46	24,96	106,8	97,8	124,9	315,9	86%	31%	3,20	2,93	6,14
May	19	2	14,46	23,96	56,4	96,4	124,9	315,9	45%	31%	1,69	2,89	4,58
May	19	3	13,46	22,96	55,6	95,3	124,9	315,9	44%	30%	1,67	2,86	4,52
May	19	4	12,66	22,16	54,9	94,3	124,9	315,9	44%	30%	1,65	2,83	4,48
May	19	5	11,96	22	54,5	93,7	132,0	333,8	41%	28%	1,64	2,81	4,45
May	19	6	11,36	22	61,4	107,4	139,9	353,8	44%	30%	1,84	3,22	5,06
May	19	7	11,06	22	60,9	110,2	143,8	363,8	42%	30%	1,83	3,31	5,13
May	19	8	10,96	22	91,3	148,9	145,1	367,1	63%	41%	2,74	4,47	7,21
May	19	9	11,56	22	72,2	137,4	137,2	347,1	53%	40%	2,17	4,12	6,29
May	19	10	13,36	22,86	74,1	141,3	124,9	315,9	59%	45%	2,22	4,24	6,46
May	19	11	15,96	25,46	76,4	144,4	124,9	315,9	61%	46%	2,29	4,33	6,62
May	19	12	18,76	28,26	79,8	149,6	124,9	315,9	64%	47%	2,39	4,49	6,88
May	19	13	21,36	30,86	82,2	152,1	124,9	315,9	66%	48%	2,46	4,56	7,03
May	19	14	23,06	32,56	83,5	153,1	124,9	315,9	67%	48%	2,51	4,59	7,10
May	19	15	23,76	33,26	83,9	153,1	124,9	315,9	67%	48%	2,52	4,59	7,11
May	19	16	23,66	33,16	105,7	165,4	124,9	315,9	85%	52%	3,17	4,96	8,13
May	19	17	23,26	32,76	84,0	153,9	124,9	315,9	67%	49%	2,52	4,62	7,14
May	19	18	22,76	32,26	83,9	154,3	124,9	315,9	67%	49%	2,52	4,63	7,15
May	19	19	22,06	31,56	83,3	153,8	124,9	315,9	67%	49%	2,50	4,62	7,11
May	19	20	21,16	30,66	82,2	152,5	124,9	315,9	66%	48%	2,47	4,57	7,04
May	19	21	20,16	29,66	81,3	151,6	124,9	315,9	65%	48%	2,44	4,55	6,99
May	19	22	19,06	28,56	68,9	122,5	124,9	315,9	55%	39%	2,07	3,68	5,74
May	19	23	17,96	27,46	67,6	120,5	124,9	315,9	54%	38%	2,03	3,62	5,64
May	19	24	16,76	26,26	80,9	119,1	124,9	315,9	65%	38%	2,43	3,57	6,00

Figura 3.17 - Folha de cálculo para o consumo dos condensadores.

### 3.4 Benchmarking

#### 3.4.1 Benchmarking operacional

O processo utilizado para a obtenção de um valor para o benchmarking operacional passou pela utilização da equação 3.32, onde se compararam os consumos elétricos reais com os consumos elétricos expectáveis obtidos pelo modelo.

$$Benchmarking_{Op} = \frac{(W_{e,comp} + W_{cond,anual})_{reais}}{(W_{e,comp} + W_{cond,anual})_{expectável}} \quad ( 3.32 )$$

Onde:

$Benchmarking_{Op}$  é o valor de benchmarking operacional,

$W_{e,comp}$  é o consumo elétrico do compressor, [MWh/ano],

$W_{cond,anual}$  é o consumo elétrico do condensador, [MWh/ano].

#### 3.4.2 Asset benchmarking

A obtenção do valor de *asset benchmarking* seguiu o mesmo princípio que o utilizado para o operacional, no entanto os consumos elétricos utilizados no cálculo foram os expectáveis da loja e os consumos elétricos de uma loja de referência.

A obtenção dos consumos da loja de referência passou por criar um modelo de Excel auxiliar, no qual os *inputs* da instalação eram os de uma loja de referência. A loja de referência para cada simulação tomou as dimensões da loja que estava a ser estudada assim como a sua localização, sendo os restantes *inputs* os da loja de referência.

Os valores de consumo obtidos pelo modelo auxiliar foram utilizados no modelo principal, onde o *asset benchmarking* foi calculado pela equação 3.33.

$$Benchmarking_{As} = \frac{(W_{e,comp} + W_{cond,anual})_{expectável}}{(W_{e,comp} + W_{cond,anual})_{referência}} \quad ( 3.33 )$$

Onde:

$Benchmarking_{As}$  é o valor de *asset benchmarking*,

$W_{e,comp}$  é o consumo elétrico do compressor, [MW.h/ano],

$W_{e,cond}$  é o consumo elétrico do condensador, [MW.h/ano].

As características da loja de referência foram definidas com o objetivo de o sistema de frio apresentar boa eficiência, mas que ao mesmo tempo não apresentasse diferenças drásticas de características, quando comparada com as lojas já estudadas.

A loja de referência apresenta os seguintes *inputs*:

- Expositores com porta;
- Iluminação *LED*;
- Ventilação *EC*;
- Proteção noturna instalada (utilizada apenas nas vitrinas, visto não se ter conseguido recolher informações sobre vitrinas com portas);
- Descongelamento a gás quente;
- Compressor pistão a funcionar em escalões;
- Condensador arrefecido a ar, a trabalhar em regime *On/Off*;
- Temperatura de aspiração flutuante;
- Temperatura de condensação flutuante.

### 3.5 Resultados devolvidos pelo modelo matemático

Por fim, foi criada uma folha no modelo na qual seriam apresentados todos os resultados pertinentes, que o modelo matemático calculou. A esta folha, assim como aos valores que nesta foram apresentados, atribui-se o nome de *Outputs*.

Em anexo estão apresentadas imagens da folha de *Outputs*, no entanto neste capítulo serão apresentados os *Outputs* que foram apresentados na folha, sobre a forma de lista. Os *Outputs* devolvidos pelo modelo foram os seguintes:

- *Benchmarking operacional* do sistema de frio;
- *Asset Benchmarking* do sistema de frio;
- Valores dos consumos elétricos expectáveis do sistema de frio da loja real;
- Valores dos consumos elétricos expectáveis do sistema da loja de referência;
- Valor do *EER* médio anual dos compressores do sistema de média temperatura;
- Valor do *EER* médio anual dos compressores do sistema de baixa temperatura;
- Desagregação dos consumos elétricos da central de refrigeração;
- Desagregação das cargas térmicas do sistema de frio;
- Valores dos consumos elétricos diretos nos expositores e câmaras;
- Desagregação dos consumos elétricos diretos.

### 3.6 Orgânica do modelo matemático

Para melhor perceber como o modelo matemático criado ficou estruturado neste capítulo será feita uma análise das folhas de Excel que compõem o modelo assim como as suas funções.

Mês	Dia_mês	Horas	Carga Frigorífica <sub>cam.H</sub>	Carga Frigorífica	Total	Iluminação	Iluminação Extra	Ventilador	Desembaciamento	Desc
			[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]
Dec	16	22	166,5	150,6	208,9	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	16	23	165,0	149,2	207,5	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	16	24	149,6	135,3	193,6	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	1	147,7	133,5	543,6	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	2	146,9	132,9	191,2	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	3	146,7	132,7	191,0	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	4	146,4	132,4	190,7	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	5	146,1	132,2	190,5	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	6	167,2	151,2	209,5	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	7	159,4	144,1	202,4	0,0	0,0	30,9	41,2	
Dec	17	8	164,6	148,9	230,7	0,0	8,5	30,9	41,2	
Dec	17	9	163,8	148,1	229,9	0,0	8,5	30,9	41,2	
Dec	17	10	166,4	150,4	232,2	0,0	8,5	30,9	41,2	
Dec	17	11	166,7	150,8	232,5	0,0	8,5	30,9	41,2	

Inputs | Outputs | Pressupostos | Overview\_Movéis | EN ISO 23953 | Mix\_Móveis | Factores\_Correção

Figura 3.18 -Folhas de cálculo que compõem o modelo matemático, parte I.

[INSP]										
Total	Iluminação	Iluminação Extra	Ventilador	Desembaciamento	Descongelamento	Carga Interna	Carga Frigorífica <sub>cam.HF</sub>	Carga Frigorífica	Total	
[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]	[w/m <sub>3</sub> ]
543,6	0,0	0,0	30,9	41,2	709,3	411,4	278,2	251,6	663,0	
191,2	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	276,8	250,3	322,5	
191,0	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	276,5	250,0	322,2	
190,7	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	275,9	249,5	321,6	
190,5	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	275,3	249,0	321,2	
209,5	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	315,0	284,8	357,0	
202,4	0,0	0,0	30,9	41,2	0,0	72,2	300,3	271,5	343,7	
230,7	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	310,2	280,5	361,2	
229,9	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	308,6	279,1	359,8	
232,2	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	313,4	283,4	364,1	
232,5	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	314,1	284,1	364,8	
234,4	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	318,0	287,6	368,3	
234,0	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	317,2	286,8	367,5	
233,0	0,0	8,5	30,9	41,2	0,0	80,7	315,1	285,0	365,7	

Carga\_Frigorifica\_Horaria | Carga\_Frigorifica\_Camaras | Cargas\_Totais | Central | T\_Loja\_Ano | Humidade

Figura 3.19 -Folhas de cálculo que compõem o modelo matemático, parte II.

Na Figura 3.18 e na Figura 3.19 apresentam-se as folhas que constituíam o modelo estando estas associadas a uma legenda, a partir da qual se vai fazer uma descrição da função que cada uma das folhas do Excel desempenhava.

- 1 – *Inputs*, foi a partir desta folha que se colocaram as características da loja e do sistema de frio equipado na loja;
- 2 – *Outputs*, foi para esta folha que os resultados produzidos pelo modelo são transferidos, com o objetivo de os apresentar de forma concisa e estruturada;
- 3 – Pressupostos, esta folha contém no uma lista de todos os valores e conceitos que foram assumidos ao longo do desenvolvimento do modelo;
- 4 – *Overview* dos moveis, encontra-se nesta folha uma tabela com todas as informações dos expositores, que foram retiradas das suas fichas técnicas, alguns destes valores são depois utilizados para os cálculos do modelo;
- 5 – EN ISO 23953, informações importantes que foram retiradas do estudo da norma, em especial as condições típicas dos testes dos expositores;
- 6 – *Mix* dos moveis, recolha de informação da combinação de tipos de expositores para várias lojas, assim como a análise dessa informação;
- 7 – Fatores de correção – processo realizado na obtenção das curvas dos fatores de correção de humidade e de temperatura dos diferentes tipos de expositores;
- 8 – Carga frigorífica dos expositores, cálculo das cargas específicas para cada hora do ano, para cada tipo de expositor;
- 9 – Carga frigorífica das câmaras, cálculo das cargas específicas para cada hora do ano, para cada uma das câmaras;
- 10 – Cargas totais, cálculo das cargas térmicas totais do sistema, assim como o cálculo dos consumos elétricos diretos;
- 11 – Central, foi realizado nesta folha os cálculos dos consumos elétricos dos compressores e dos condensadores, assim como valores de *EER* e de temperatura de condensação;
- 12 – Temperatura da Loja, valores de temperatura no interior da loja para cada hora do ano;

- 13 – Humidade, valores de humidade no interior da loja para cada hora do ano, obtido através do modelo de humidade já descrito.

Em anexo estão apresentadas as folhas de *Input* e *Output* visto estas serem as únicas que são possíveis apresentar de forma aceitável através de imagem, uma vez que estas foram desenvolvidas com o intuito de ser possível imprimi-las. As outras folhas são constituídas por milhares de linhas onde é difícil perceber o contexto dos valores.

# ANÁLISE RESULTADOS

**4.1 Validação do modelo de Excel**

**4.2 Análise de sensibilidade**

**4.3 Loja Rio Tinto – sistema de frio**

**4.4 Energy benchmarking**



## 4 ANÁLISE RESULTADOS

### 4.1 Validação do modelo de Excel

Com o modelo de Excel completo houve a necessidade de validar os valores expectáveis de consumo elétrico que este gerava, para tal analisou-se como estes se comparavam com os valores de consumo elétrico reais. Sendo a validação do modelo obtida se os valores expectáveis se aproximassem dos reais com diferenças aceitáveis.

Realizou-se de seguida um levantamento de dados de lojas, que foram obtidos em auditorias energéticas pela empresa Edifícios Saudáveis, tendo sido retiradas as características do sistema de frio das lojas e os consumos reais das centrais.

Depois utilizou-se o modelo de Excel e as características do sistema de frio e da loja, para determinar os valores de *benchmarking operacional* de cada uma das lojas.

Tendo sido obtidos os valores apresentados na Figura 4.1 para o sistema de média temperatura e o da Figura 4.2 para o de baixa temperatura.

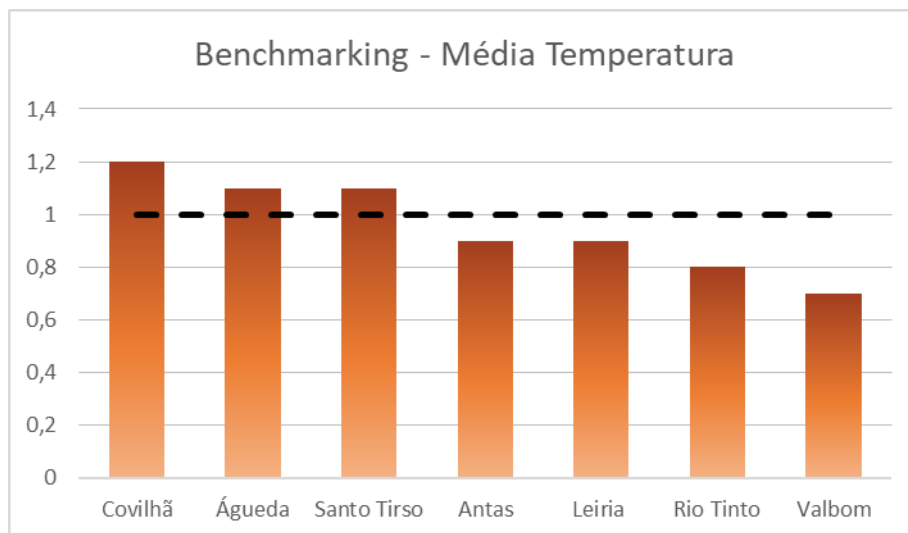


Figura 4.1 - Benchmarking do circuito de média temperatura num intervalo de lojas.

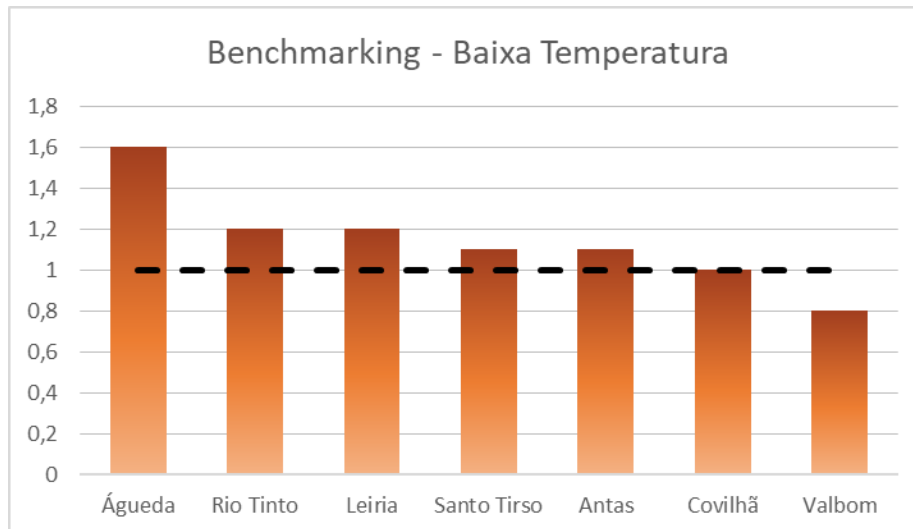


Figura 4.2 - Benchmarking do circuito de baixa temperatura num intervalo de lojas.

Através da observação das figuras previamente mencionadas destacam-se duas lojas, Águeda e Valbom, pelo facto de apresentarem desvios mais elevados que as restantes. No entanto existem explicações para estas lojas apresentarem estes desvios, a loja de Águeda no momento em que a leitura dos consumos elétricos foi realizada, encontrava-se com uma sonda de temperatura danificada, o que levou a que o *set-point* de temperatura no condensador fosse constante, apesar de em teoria dever ser flutuante. Na de Valbom, a possível razão é a loja ter sido renovada recentemente e os expositores instalados serem mais eficientes que os utilizados nos cálculos do modelo. Pelas razões previamente especificadas estas lojas não serão consideradas na análise seguinte.

A partir da Figura 4.1 e Figura 4.2 é possível observar que os valores do indicador apresentam desvios em relação ao valor de 1, que variam entre 0,1 e 0,2, isto mostra que os consumos elétricos produzidos pelo modelo se aproximam dos reais com desvios que rondam os 10-20%. Estes valores de desvio são considerados aceitáveis para este tipo de ferramenta, que uma das funções principais é perceber se a operação do sistema de frio se encontra com algum problema. Através dos valores de benchmarking produzidos pelo modelo para a loja de Águeda é possível observar que a ferramenta cumpre essa função, uma vez que a loja estava de facto com problemas no sistema.

## 4.2 Análise de sensibilidade

Neste capítulo será discutido como diferentes características do sistema de frio (diferentes equipamentos nos expositores, localização do edifício, ajuste flutuante das temperaturas, etc.) afetam os consumos elétricos que são produzidos pelo modelo. Permitindo assim, uma melhor compreensão de como cada um dos componentes do sistema de frio, afeta a performance global do sistema.

Nos pontos abaixo descrevem-se os diferentes equipamentos e funcionalidades, que fazem parte da componente funcional do sistema e nos quais foi testada a sua sensibilidade, nomeadamente:

- Central:
  1. Condensação flutuante – a utilização de sistemas com ajuste de temperatura flutuante no condensador;
  2. Aspiração flutuante – se a temperatura de aspiração no compressor estiver com ajuste flutuante no lugar de constante;
  3. *VFD* nos compressores – se os compressores fossem equipados com equipamentos de ajuste *VFD*.
  
- Expositores/Câmaras:
  1. Iluminação - a aplicação de lâmpadas LED em vez de fluorescentes;
  2. Ventilação – se os motores instalados na ventilação do expositor forem EC em vez de AC;
  3. Descongelamento – a utilização de descongelamento por gás quente em substituição de resistências;
  4. Expositores equipados com portas – o equipamento de portas nos expositores que se encontram abertos.

Na análise de sensibilidade serão também apresentados os valores que algumas componentes funcionais têm no sistema, nomeadamente:

1. Temperatura do ar na loja – o valor da temperatura no interior da loja vai afetar os valores das cargas térmicas que por sua vez afetam os consumos elétricos;

2. Clima – as condições do ar exterior afetam os consumos do sistema ao serem estes que definem a temperatura no condensador que por sua vez define a quantidade de trabalho que o compressor tem que realizar. No caso estudado a localização da loja foi alterada do Porto para Castelo Branco.

A Tabela 4.1 apresenta as reduções, sobre a forma de percentagem, a que os consumos elétricos da central apresentaram ao serem utilizados os diferentes equipamentos/funcionalidades.

É de notar, que este estudo de sensibilidade foi realizado para a instalação de uma loja de média dimensão típica, no entanto, os valores obtidos não serão os mesmos para todas as instalações.

Tabela 4.1 – Valores da análise de sensibilidade dos equipamentos/funcionalidades de um sistema de frio

	Equipamento/ Funcionalidade	Redução		
		Média temperatura	Baixa temperatura	Total
Central	Condensação flutuante	16%	13%	15%
	Aspiração flutuante	7%	4%	6%
	VFD no compressor	10%	1%	6%
Expositores/ Câmaras	Iluminação	4%	0,2%	3%
	Ventilação	6%	1%	4%
	Descongelamento	-	8%	3%
	Expositores com porta	33%	17%	28%
Componente funcional	Temperatura do ar na loja	1%	1%	1%
	Clima	3%	3%	3%

### 4.3 Loja Rio Tinto – sistema de frio

Com o objetivo de complementar a análise *macro* que foi feita no capítulo 4.1, neste capítulo será realizada uma análise em detalhe do sistema de frio de uma loja, assim como recomendações de melhoria energética. Neste estudo será utilizada uma loja em Rio Tinto, sendo que as informações pertinentes ao estudo da loja foram fornecidas pela empresa Edifícios Saudáveis.

A loja em Rio Tinto é de pequena a média dimensão, com cerca de 2175 m<sup>2</sup> de área de vendas, na qual se encontra uma instalação de frio com 133,2 metros lineares de expositores, dos quais 92,38 são expositores de média temperatura e 40,82 de baixa temperatura. Na Tabela 4.2 é possível observar os tipos de expositores utilizados na loja. A loja contém ainda 96,5 m<sup>2</sup> de câmaras sendo 26,96 m<sup>2</sup> de baixa temperatura e 69,54 m<sup>2</sup> de média temperatura.

Tabela 4.2 – Combinação de tipos de expositores, loja de Rio Tinto

Sistema	Tipo	Dimensão
Média temperatura	MPCP	-
	MPSP	69,4 m
	VIT	23,0 m
Baixa temperatura	MNCP	-
	INCP	-
	INSP	-
	COM	40,82 m

Os expositores encontram-se equipados com:

- Iluminação LED,
- Ventiladores AC (*alternating-current*),
- Descongelção através de gás quente,
- Encontram-se equipados com oclusão noturna.

A central de frio é constituída por três compressores alternativos de duas etapas em regime *On/Off* para o sistema de média temperatura e outros três para o de baixa temperatura. O ajuste da temperatura de aspiração destes compressores é constante. Os condensadores equipados são arrefecidos a ar, trabalham em regime *On/Off* e com ajuste de temperatura flutuante.

Tabela 4.3 - Características dos equipamentos da central

Equipamento	Sistema	Tipo	Quantidade	Ajuste à Carga	Controlo Temperatura
Compressor	Média temperatura	Alternativos	3	Escalões	Constante
	Baixa temperatura	Alternativos	3	Escalões	Constante
Condensador	Média temperatura	Arrefecido a ar	4	<i>On/Off</i>	Flutuante
	Baixa temperatura	Arrefecido a ar	4	<i>On/Off</i>	Flutuante

O equipamento de AVAC da loja é ligado de forma manual sendo a ventilação ligada principalmente no verão, e os *set-points* da temperatura no interior encontram-se entre 18 °C e 24 °C.

A central da loja tem os consumos de energia da Tabela 4.4, estes valores foram obtidos através de equipamentos de monitorização e de controlo, GTC.

Tabela 4.4 - Consumos medidos da Loja de Rio Tinto

Sistema	Consumos medidos
Média temperatura	314 MWh/ano
Baixa temperatura	403 MWh/ano
Total central	717 MWh/ano

De seguida foi utilizando o modelo de Excel, tendo este devolvido os valores dos consumos eléctricos expectáveis da central, que se encontram apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Consumos expectáveis da central

Sistema	Consumos calculados
Média temperatura	395 MWh/ano
Baixa temperatura	331 MWh/ano
Total central	726 MWh/ano

Aos consumos da central foram depois somados os consumos elétricos diretos do sistema de frio, provenientes dos equipamentos instalados nos expositores e nas câmaras, nomeadamente:

- Iluminação;
- Ventilação;
- Descongelamento (se este for realizado através de resistências elétricas);
- Desembaciamento (se o expositor se encontrar equipado com porta).

Os consumos elétricos destes equipamentos encontram-se representados na Tabela 4.6. Estes não foram somados aos valores da Tabela 4.5 pelo facto de os valores dos consumos elétricos retirados da GTC da loja, serem apenas referentes à central tendo isto levado à necessidade de os separar, para a realização dos cálculos de *benchmarking*.

Tabela 4.6 - Consumos elétricos diretos nos expositores e câmaras

Sistema	Consumos medidos
Média temperatura	61 MWh/ano
Baixa temperatura	84 MWh/ano
Total	145 MWh/ano

A partir dos valores gerados pelo modelo foi possível proceder a diferentes tratamentos dos dados e análise, que apresentam sob a forma de gráfico a desagregação das cargas térmicas e dos consumos para a loja de Rio Tinto, que são apresentados nas figuras seguintes.

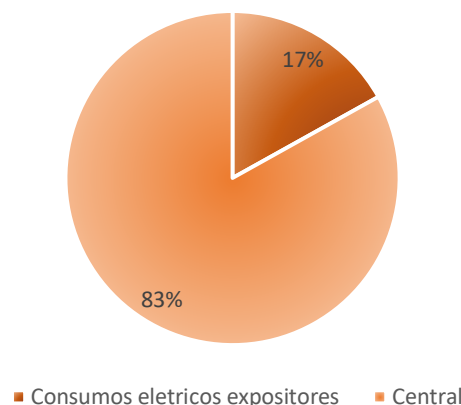
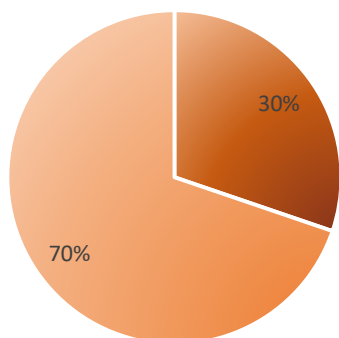


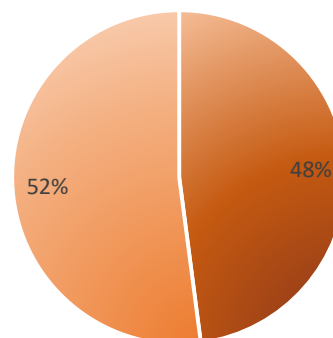
Figura 4.3 - Desagregação consumos diretos vs consumos da central.

O consumo de eletricidade do sistema de frio divide-se entre os consumos elétricos provenientes dos equipamentos da central e os consumos elétricos diretos, que têm como origem os equipamentos instalados nos expositores e nas câmaras. A Figura 4.3 ilustra como os consumos se dividem, 83% são referentes dos equipamentos da central enquanto os restantes 17% pertencem aos consumos diretos.



■ baixa temperatura ■ média temperatura

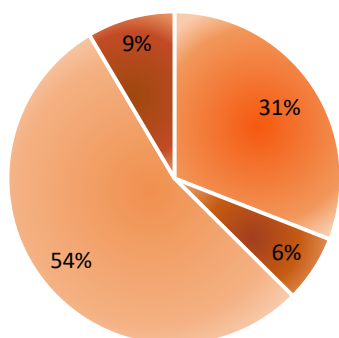
Figura 4.4 - Desagregação das cargas térmicas



■ Baixa Temperatura ■ Média Temperatura

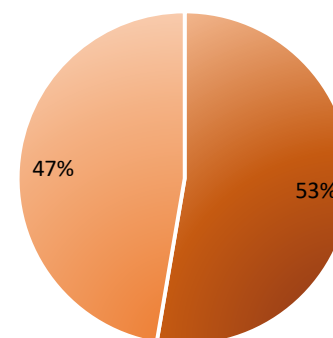
Figura 4.5 - Desagregação consumos da central por circuito.

A partir dos valores presentes nas figuras é possível determinar que no sistema de frio desta loja os consumos elétricos estão equilibrados entre o sistema de média temperatura e o de baixa temperatura. É de notar que em relação às cargas térmicas o circuito de média temperatura apresenta uma quota muito mais elevada. Apesar deste facto, os consumos mantêm-se equilibrados, pois, os valores dos *EER's* médios anuais dos compressores são de 3,3 para os do sistema de média temperatura e de 1,2 para o de baixa temperatura. O que mostra que o sistema de média temperatura apesar de estar sujeito a uma carga térmica mais elevada é também mais eficiente enquanto o contrário se verifica para o de baixa temperatura.



■ MPSP ■ VIT ■ COM ■ Câmaras

Figura 4.6 - - Desagregação dos expositores e câmaras nos consumos elétricos diretos.



■ Média temperatura ■ Baixa temperatura

Figura 4.7 - Desagregação de cada tipo de câmara nos consumos diretos.

Desagregação	Iluminação	Ventilação	Desembaciamento	Descongelamento
MPCP	-	-	-	-
MPSP	22%	78%	0%	0%
VIT	51%	23%	26%	0%
Expositores				
MNCP	-	-	-	-
INCP	-	-	-	-
INSP	-	-	-	-
COM	37%	28%	35%	0%

Figura 4.8 - Desagregação dos consumos diretos por expositor e por tipo de equipamento.

Como mencionado previamente, os consumos elétricos diretos desta loja representam 17% dos consumos elétricos totais do sistema de frio, ilustrado na Figura 4.3. Na Figura 4.6 e Figura 4.7 é ilustrado como os consumo elétricos se dividem por tipo de expositor e de câmara. Em simultâneo a Figura 4.8 apresenta as quotas que cada equipamento tem nos consumos diretos do expositor. Como esta loja utilizava descongelação a gás quente em vez de resistências elétricas, não apresentou consumos elétricos neste tipo de equipamento, uma vez que o único consumo elétrico associado ao descongelamento por gás quente é o do compressor que faz circular o fluido e o aquece.

For fim através do modelo de Excel foi possível obter os valores dos indicadores de *Energy Benchmarking* para a loja de Rio Tinto, estando os valores apresentados na Tabela 4.7. Através dos valores percebeu-se que a diferença entre os consumos elétricos, que estão a ser medidos na central da loja e os valores obtidos através do modelo de Excel, apresentavam variações na casa dos 20% para o sistema de média e baixa temperatura, para o total dos consumos a variação foi de 1%.

Tabela 4.7 - Benchmarkings operacional e *asset* da loja de Rio Tinto

<i>Benchmarking</i>	Sistema de frio		
	Média temperatura	Baixa temperatura	Total
Operacional	0,83	1,21	1,01
<i>Asset</i>	1,76	1,02	1,31

Ainda pelas informações disponibilizadas pela empresa Edifícios Saudáveis era conhecido o facto de o ativo do sistema de frio da loja ser pouco eficiente. Algo que foi também visível através dos valores de *asset benchmarking* obtidos pelo modelo para este sistema, que se apresentam na Tabela 4.7. Os valores são maiores que 1 de forma significativa para o circuito de média temperatura, mostrando que os equipamentos do sistema de frio não apresentam boa eficiência energética.

A principal razão para isto acontecer é o facto de os expositores não terem portas instaladas, a ventilação ser *AC* em vez de *EC* e a pressão de aspiração ser constante.

A instalação de portas nos expositores, alteração do motor dos equipamentos de ventilação para *EC* e a instalação de uma sistema de controlo da temperatura de aspiração, produziram uma redução dos consumos do sistema de frio na casa dos 29%, que ao preço a que as lojas de retalho alimentar compram a eletricidade, 110 €/MWh, representaria uma redução de cerca de 28 000€ na fatura elétrica anual da loja.

#### 4.4 Energy benchmarking

O consumo de energia do sistema de frio de uma loja de retalho depende de algumas características da loja e da instalação de frio, nomeadamente:

- Dimensão do sistema;
- Intensidade de utilização - intensidade esta, que depende principalmente do horário de abertura da loja, assim como da operação dos expositores, abertura/fecho e remoção de produtos;
- Clima do local onde loja se encontra;
- Da “qualidade energética do ativo”, nomeadamente tipos de compressores e o seu ajuste à carga, tipo de expositores, controlo de pressões, etc.;
- Da “qualidade energética da operação”, isto é, da forma como os sistemas de frio são operados.

Os três fatores iniciais mencionados são referidos como fatores de contexto, uma vez que o consumo que estes introduzem ao sistema não é passível de intervenção numa perspetiva de eficiência energética. Sendo apenas os fatores “qualidade energética do ativo” e “qualidade energética da operação” que podem sofrer intervenções numa perspetiva de melhoria da eficiência energética.

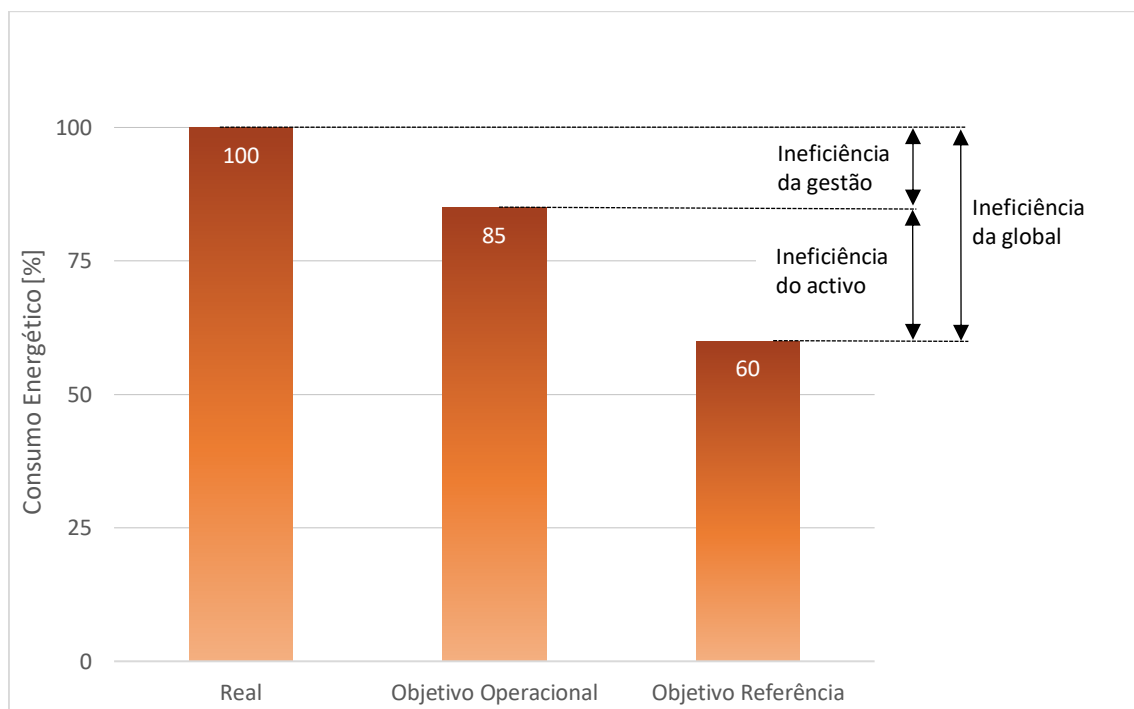


Figura 4.9 - Conceito de *energy benchmarking*.

A Figura 4.9 mostra como os dois fatores de consumo acima mencionados, podem ser sujeitos a intervenções com o intuito de obter reduções nos consumos elétricos.

Na figura, a barra “Real” representa os consumos elétricos reais do sistema de frio, que são obtidos através de faturas ou contadores instalados no local.

Enquanto, a barra “objetivo operacional” representa os consumos que se poderiam obter com o ativo da loja em condições de operação ideais e o “objetivo referência” representa os consumos de um sistema de frio de referência.

Os consumos elétricos reais do sistema de frio devem ser próximos dos do “Objetivo Operacional”, quando isto acontece mostra que o sistema está a ser bem operado, se isto não acontecer a diferença entre os dois consumos é chamada de “ineficiência de gestão” e representa as poupanças energéticas que podem ser atingidas se apenas se melhorar a operação do mesmo.

Para perceber se existem oportunidades de poupança ao nível do ativo, os valores de consumo elétrico do sistema atual em condições de operação ideal, “Objetivo Operacional”, são comparados com os consumos de um sistema com equipamentos de referência, “Objetivo Referência”. Sendo a diferença entre os consumos dos dois indicadores a “ineficiência do ativo” que por sua vez representa a oportunidade de poupança que pode ser obtida através de intervenção no ativo.

A soma das duas ineficiências é chamada de “ineficiência da global” e representa a melhoria energética total que pode ser atingida pelo sistema de frio que esta a ser analisado.

É de notar, que para o estudo de um sistema de frio, a utilização dos dois tipos de benchmarking é necessária, uma vez que a utilização de apenas um deles pode levar à má interpretação da eficiência energética do mesmo. Uma vez que este pode estar a ser bem operado e apresentar um bom valor para a *benchmarking operacional* e no entanto ter um ativo de baixa eficiência energética, como ilustra a Figura 4.10.

Se fosse apenas utilizado o indicador operacional pensar-se-ia que a loja não precisava de intervenção e no entanto poderiam ser obtidas poupanças energéticas com intervenção no ativo.

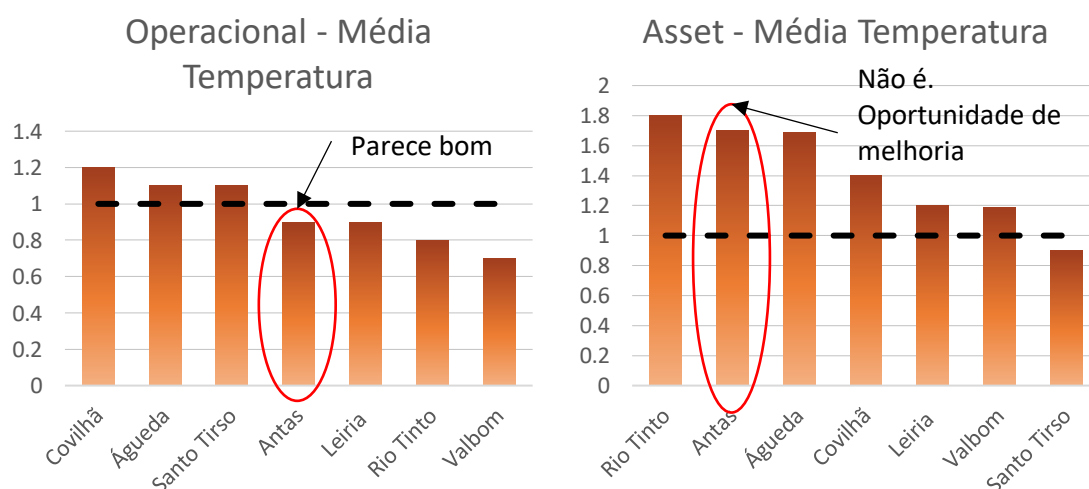


Figura 4.10 - Utilização dos valores de benchmarking, para detetar oportunidades.

# CONCLUSÕES

**5.1 Conclusões**

**5.2 Proposta de trabalhos futuros**



## 5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

As lojas de retalho alimentar apresentam uma elevada intensidade energética, designadamente quando comparadas com outras tipologias de edifícios de comércio e serviços (a título indicativo, duas a três vezes superior ao de um edifício de escritórios).

O sistema de refrigeração é o principal consumidor de electricidade, sendo responsável por 40% a 60% dos consumos eléctricos. No entanto, a eficiência deste sistema não tem sido alvo de análise sistemática, designadamente no contexto da certificação energética do edifício (não é relevante para a determinação da classe energética do edifício).

No âmbito deste trabalho foi desenvolvida uma ferramenta que permitia realizar a avaliação energética dos sistemas de refrigeração em duas perspetivas, nomeadamente:

- Operacional - ao comparar os consumos eléctricos reais do sistema de refrigeração, medidos na loja, e os consumos expectáveis para as características reais do sistema instalado com modos de operação de referência. Sendo assim obtido o efeito da ineficiência ao nível da operação;
- Asset – ao comparar os consumos eléctricos expectáveis para as características reais da loja e operação de referência, com os consumos expectáveis obtidos ao considerar as características reais do sistema instalado e os modos de operação como sendo de referência. Quantificando a ineficiência do ativo da loja.

À *posteriori* foi concluído que se devia ter realizado uma terceira análise. Sendo esta a comparação dos consumos reais da loja, medidos no local, com os consumos expectáveis ao considerar as características reais do sistema instalado e os modos de operação como sendo de referência. Esta comparação devolveria a ineficiência global do sistema de refrigeração.

Para o cálculo dos consumos expectáveis do sistema de refrigeração de referência, os equipamentos foram escolhidos através de um compromisso entre os que representam as melhores praticas existentes no mercado e o investimento dos mesmos. O sistema de referência apresenta as seguintes características:

- Três compressores, para o sistema de baixa e de média temperatura;
- Compressores alternativos, em regime *On/Off*;
- Condensador arrefecido a ar, em regime *On/Off*;
- Expositores com portas;
- Ajuste das temperaturas flutuante, ao nível do condensador e da aspiração;
- Iluminação nos expositores *LED*;
- Ventilação nos expositores *EC*;
- Descongelação a gás quente.

Para os cálculos dos consumos expectáveis da loja com operação de referência foram consideradas as características de operação:

- Iluminação ligada durante a abertura da loja e 15 minutos antes da abertura e depois do fecho;
- Cortinas protetoras utilizadas durante todo o período de fecho da loja;
- *Set-points* da temperatura de condensação e de aspiração ideais;
- Número e duração dos ciclos de descongelação definidos pelo fabricante;
- Operação do sistema AVAC regular.

Para o cálculo dos consumos elétricos expectáveis, do sistema de refrigeração, foi necessário desenvolver modelos matemáticos que permitissem calcular as cargas térmicas do sistema, a eficiência energética dos equipamentos da central (compressores e condensadores) e os consumos elétricos diretos dos expositores.

No cálculo das cargas térmicas foi desenvolvido um modelo de matemático, que realizou os cálculos das cargas para todas as horas do ano. Fazendo a correção das cargas térmicas específicas nominais dos expositores, pela temperatura e humidade absoluta do ar no interior da loja. Os valores corrigidos foram depois multiplicados pelos metros lineares de cada tipo de expositor para obter as cargas térmicas totais.

A temperatura no interior da loja foi considerada constante, sendo esta apenas corrigida para o período noturno e em cada estação. Esta adaptação grosseira da temperatura foi utilizada devido à complexidade associada ao cálculo das temperaturas no interior da loja e pelo facto da variação da mesma afetar pouco os consumos elétricos do sistema de refrigeração.

O valor da humidade absoluta, numa base horaria, foi obtido através de um balanço mássico. Que relacionou a humidade introduzida para a loja pela insuflação de ar novo e infiltrações, com as gerações que ocorrem no interior.

Foram obtidas através dos dados de fabricantes e de correlações matemática as curvas de *EER* para os diferentes tipos de compressores. Tendo sido a partir das curvas obtidos os valores de *EER* numa base horária. Que em conjunto com as cargas térmicas permitiu calcular os consumos elétricos dos compressores. O mesmo processo foi também realizado para calcular os consumos elétricos dos condensadores.

Ainda para o cálculo dos consumos expectáveis foram calculados os consumos elétricos diretos no interior dos expositores, através das potências de cada um dos equipamentos instalados e das horas de funcionamento.

O modelo foi validado através da comparação dos consumos elétricos que este calculou, com os consumos elétricos reais. Os desvios apresentados foram inferiores a 20%, sendo que quando insto não aconteceu foi possível determinar a razão do desvio ser mais elevado.

Foi por fim realizada um análise de sensibilidade a partir da qual foi possível hierarquizar o peso de cada um dos equipamentos/funcionalidades. Permitindo perceber quais as intervenções ao sistema são mais importantes, estas apresentam-se abaixo de forma hierárquica:

- Instalação de portas nos expositores, que representa reduções de cerca de 28%;
- Temperatura de condensação flutuante, reduções de cerca de 15%;
- Temperatura de aspiração flutuante, reduções de cerca de 6%;
- Instalação de VFD nos compressores, reduções de 6%;
- Ventilação com motor *EC*, reduções na casa dos 4%;
- Iluminação *LED*, reduções de cerca de 3%;
- Descongelação a gás-quente, reduções de cerca de 3%.

## 5.2 *Proposta de trabalhos futuros*

Como trabalhos futuros propõem-se os seguintes:

- Realização de um modelo para sistemas de frio que utilizem outros fluidos, como R744 (CO<sub>2</sub>), amónia, R134a, etc.
- Estudo melhoria energética de um sistema R744 (CO<sub>2</sub>), quando comparado com um sistema de refrigeração que utiliza fluidos frigorigeneos típicos.



# BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

Não foi encontrada nenhuma entrada de índice.



## 6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- Anderson, B. A., & Lohr, J. N. (2013). *Making Sense*.
- Ashrae. (2014). *2014 ASHRAE Handbook--Refrigeration*. ASHRAE.
- Carbon Trust. (2011). Refrigeration systems. *Zeolites*, 18(1), 92.  
[https://doi.org/10.1016/S0144-2449\(97\)85045-2](https://doi.org/10.1016/S0144-2449(97)85045-2)
- Carbon Trust. (2012). Refrigeration Road Map Contents. Retrieved from  
[https://www.carbontrust.com/media/147175/j7924\\_ctg021\\_refrigeration\\_road\\_map\\_aw.pdf](https://www.carbontrust.com/media/147175/j7924_ctg021_refrigeration_road_map_aw.pdf)
- Choon Ng, K. (2004a). Engineering 360. Retrieved May 25, 2018, from  
<https://www.globalspec.com/reference/57924/203279/b-mechanical-chillers>
- Choon Ng, K. (2004b). Engineering 360.
- CIBSE. (2004). Energy efficiency in buildings, (9), 187–208.  
<https://doi.org/10.1108/EUM00000000002227>
- Dahlgaard, J. J., Kristensen, K., & Kanji, G. K. (2002). *Fundamentals of Total Quality Management: Process Analysis and Improvement*. Nelson Thornes Limited.
- Danfoss. (2009). Case Studies of VFD Applications Screw and Reciprocating Ammonia Compressors.
- Decreto-Lei n.º 79/2006 de 4 de Abril do Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, Pub. L. No. Diário da República: Série I-A Nº 67 (2006). Portugal. Retrieved from [www.dre.pt](http://www.dre.pt)
- Decreto-Lei n.º 79/2006 de 4 de Abril do Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, Pub. L. No. Diário da República: Série I-A Nº 67 (2006). Portugal.
- Dixell. (2001). Operation Manual. *ReVision*, 9900(281), 1–73.
- Dossat, R. J. (1978). *Principles of refrigeration*. Wiley.
- Downing, C. ., & Meffert, W. A. (1993). Effectiveness of cold-storage door infiltration protective devices.
- Evans, J. A., & Foster, A. M. (2016). *Sustainable Retail Refrigeration*. Wiley.
- Frazer, S. (2018a). arca53. Retrieved May 25, 2018, from  
[http://www.arca53.dsl.pipex.com/index\\_files/phrefrig.htm](http://www.arca53.dsl.pipex.com/index_files/phrefrig.htm)
- Frazer, S. (2018b). arca53.
- Harrington, H. J., & Harrington, J. S. (1996). *High Performance Benchmarking: 20 Steps to Success*. McGraw-Hill.

- Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2008). *Refrigeration and Air-Conditioning*. Elsevier Science.
- Intarcon. (2012). Intarcon Calculator. Retrieved May 4, 2018, from [http://www.intarcon.com/calculadora/calc\\_en.html](http://www.intarcon.com/calculadora/calc_en.html)
- ISO. (2015). ISO 23953-2:2015 Refrigerated Display Cabinets, (2).
- Jokl, M. V. (2002). Thermal Comfort and Optimum Humidity Part 1, 42(1).
- Khemani, H. (2009). Brighthubengineering. Retrieved May 26, 2018, from [https://www.brighthubengineering.com/hvac/52198-hermetically-sealed-refrigeration-compressors/#imgn\\_2](https://www.brighthubengineering.com/hvac/52198-hermetically-sealed-refrigeration-compressors/#imgn_2)
- KingSpan, I. by. (2016). Air-Cooled Condenser Table of Contents.
- Larsen, L. F. S. (2005). *Model based control of refrigeration systems*. Retrieved from <http://www.risoe.dk/rispubl/NEI/NEI-DK-4780.pdf>
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., & Spitler, J. D. (2005). *Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design*. John Wiley & Sons.
- Parker. (2008). Sporlan Electric Expansion Valves, (September).
- Quantrol. (2018a). Cooling Towers Sidestream Locations. Retrieved May 30, 2018, from <http://www.quantrol.com/products.php?category=35&subcategory=430>
- Quantrol. (2018b). Cooling Towers Sidestream Locations.
- Qureshi, T. Q., & Tassou, S. A. (1996). Variable-speed capacity control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 16(2), 103–113. [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00051-E](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00051-E)
- Refrigeration, H. of. (2018). History of refrigeration and Refrigerators. Retrieved from <http://www.historyofrefrigeration.com/>
- Sarangi, S. (2018). Experimental and Computational Studies on Oil Injected Twin-Screw Compressor.
- Sarmiento, I. (2017). Apontamentos Cadeira Climatização.
- Stoecker, W. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. McGraw-Hill Education.
- Trane. (2007). Air Conditioning Clinic, (March).

# ANEXOS

- 7.1** Curvas Fatores de Correção
- 7.2** Condições no interior dos expositores
- 7.3** Curvas dos compressores
- 7.4** Curvas dos condensadores
- 7.5** Condições na loja



## 7 ANEXOS

### 7.1 Curvas Fatores de Correção

Neste anexo serão apresentadas todas as curvas de fatores de correção, que foram obtidas no percurso do trabalho e que estão a ser utilizadas pelo modelo de Excel.

Começando pelas curvas dos fatores de correção de temperatura:

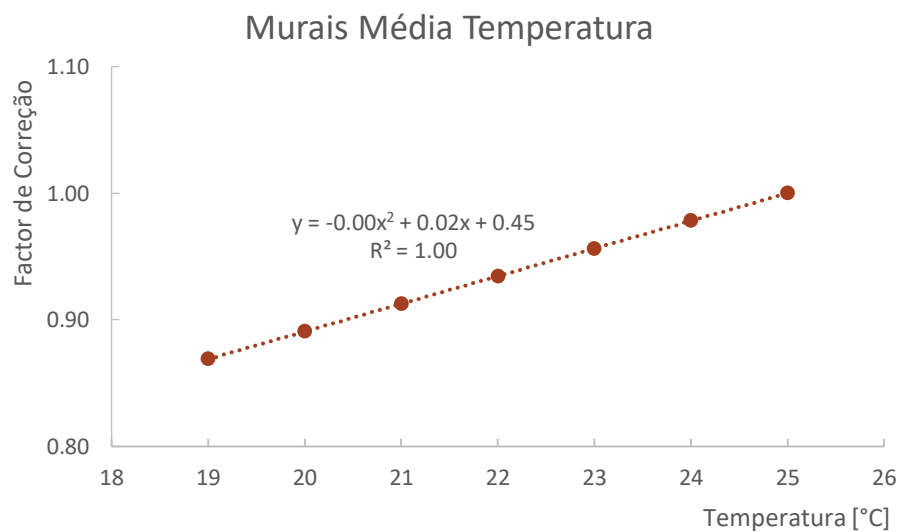


Figura 7.1 - Curva do fator de correção de temperatura, de um mural de média temperatura.

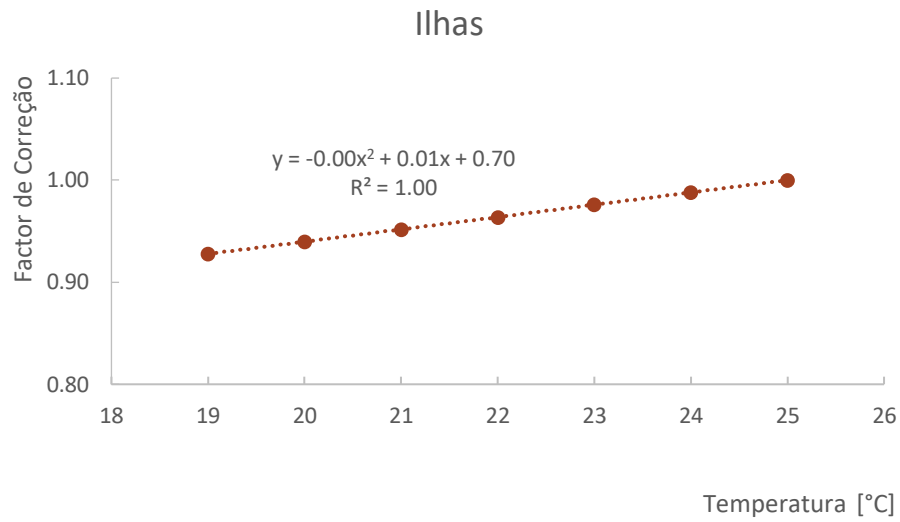


Figura 7.2 - Curva do fator de correção de temperatura, de ilhas.

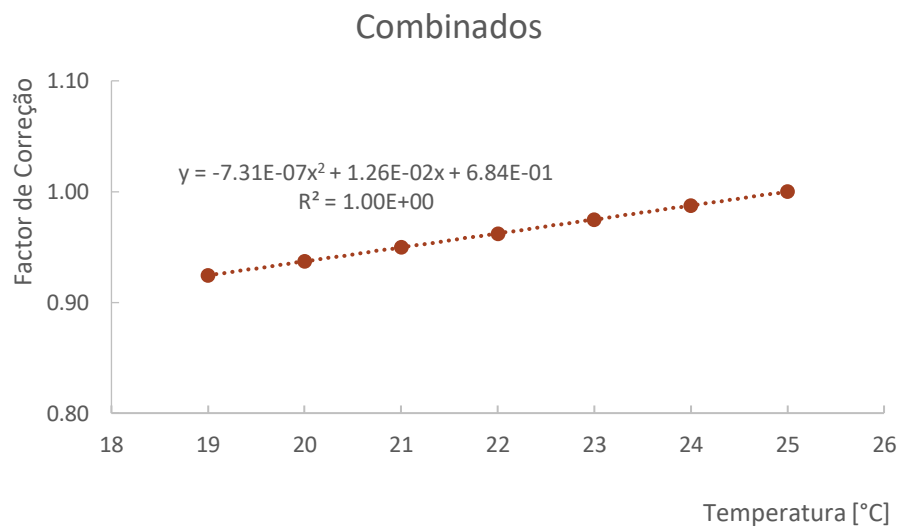


Figura 7.3 - Curva do fator de correção de temperatura, de combinados.

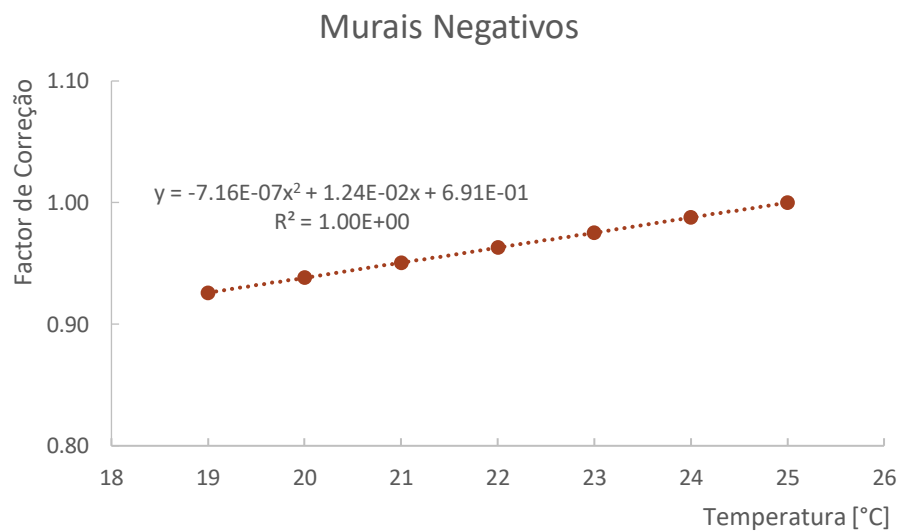


Figura 7.4 - Curva do fator de correção de temperatura, de murais de baixa temperatura.

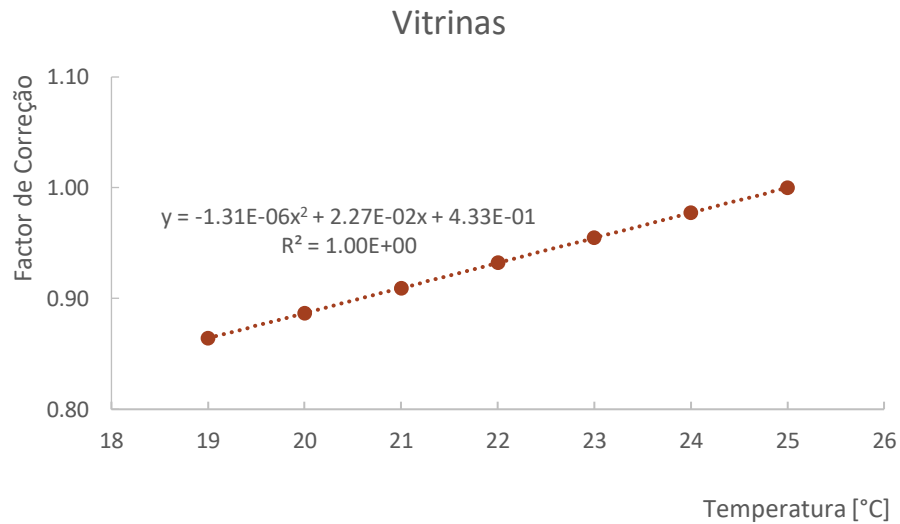


Figura 7.5 - Curva do fator de correção de temperatura, de vitrinas.

De seguida representam-se as curvas dos fatores de correção da humidade, que não tinham sido apresentados previamente.

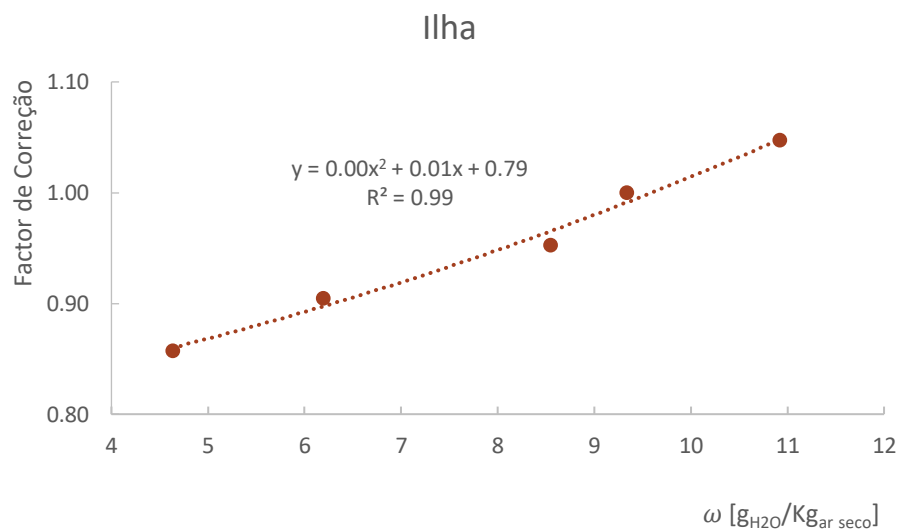


Figura 7.6 – Curva do fator de correção de humidade, de ilhas.

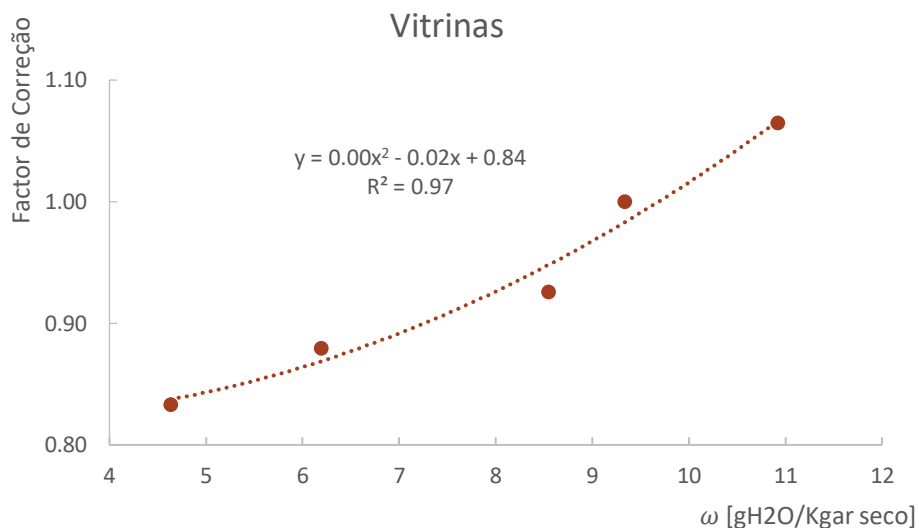


Figura 7.7 – Curva do fator de correção de humidade, de vitrinas.

## 7.2 Condições no interior dos expositores

AS condições no interior dos expositores são obtidas, através do levantamento da informação fornecida pelas fichas técnicas. Na tabela abaixo encontram-se representadas estas condições para os tipos de expositores utilizados no modelo.

Tabela 7.1 - Condições no interior dos expositores

Tipo	Temperatura	Humidade
MPCP	2 °C	90 %
MPSP	2 °C	90 %
VIT	1 °C	90 %
MNCP	-28 °C	90 %
INCP	-21 °C	90 %
INSP	-30 °C	90 %
COM	-27 °C	90 %

### 7.3 Curvas dos compressores

Neste ponto de anexos serão apresentadas as curvas de funcionamento dos compressores, que não foram apresentadas no capítulo 3.3.1.

As curvas que se seguem são referentes a um compressor alternativo equipado com variador de frequência:

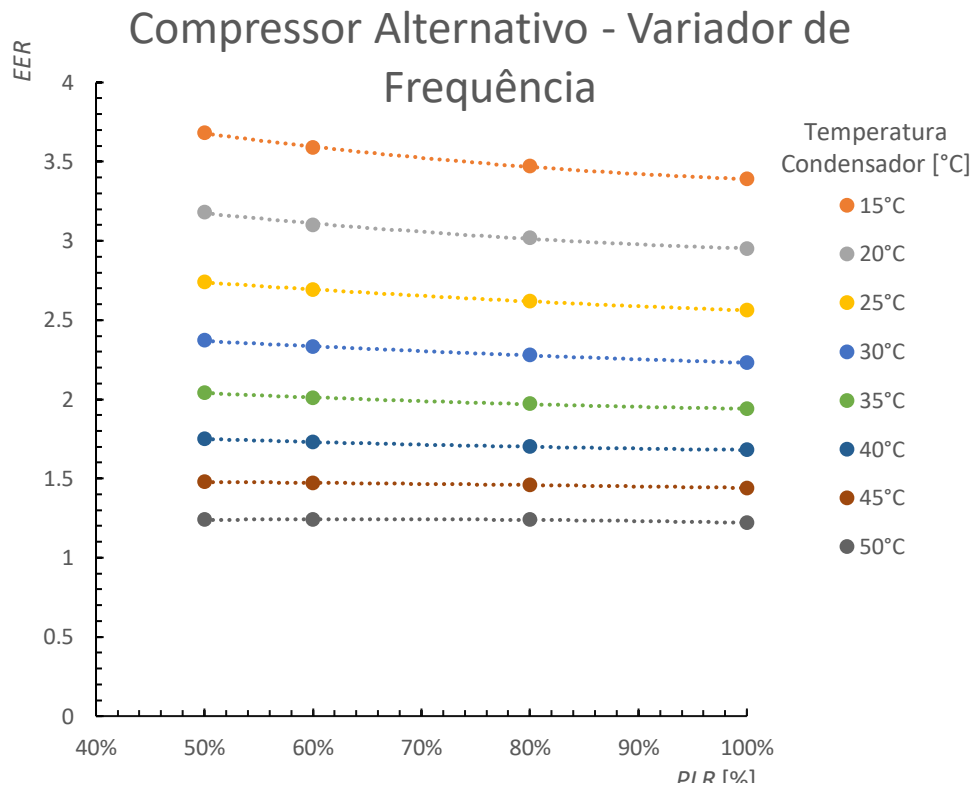


Figura 7.8 - Curvas do EER para um compressor alternativo com variador.

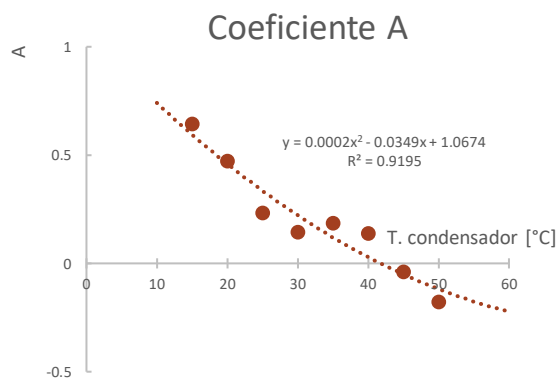


Figura 7.9 - Curva do coeficiente A.

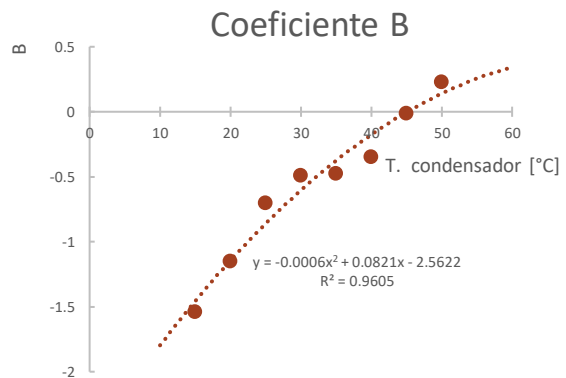


Figura 7.10 - Curva do coeficiente B.

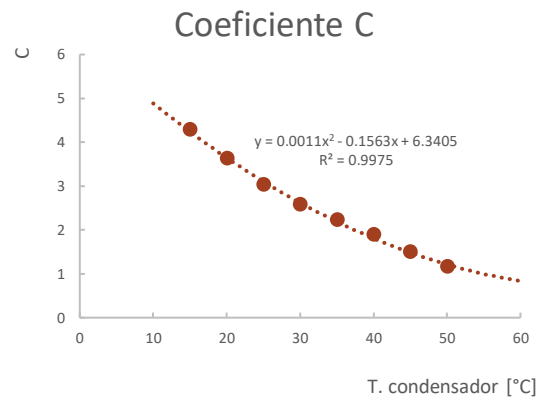


Figura 7.11 - Curva do coeficiente C.

Por último são apresentadas as curvas referentes a compressores de parafuso:

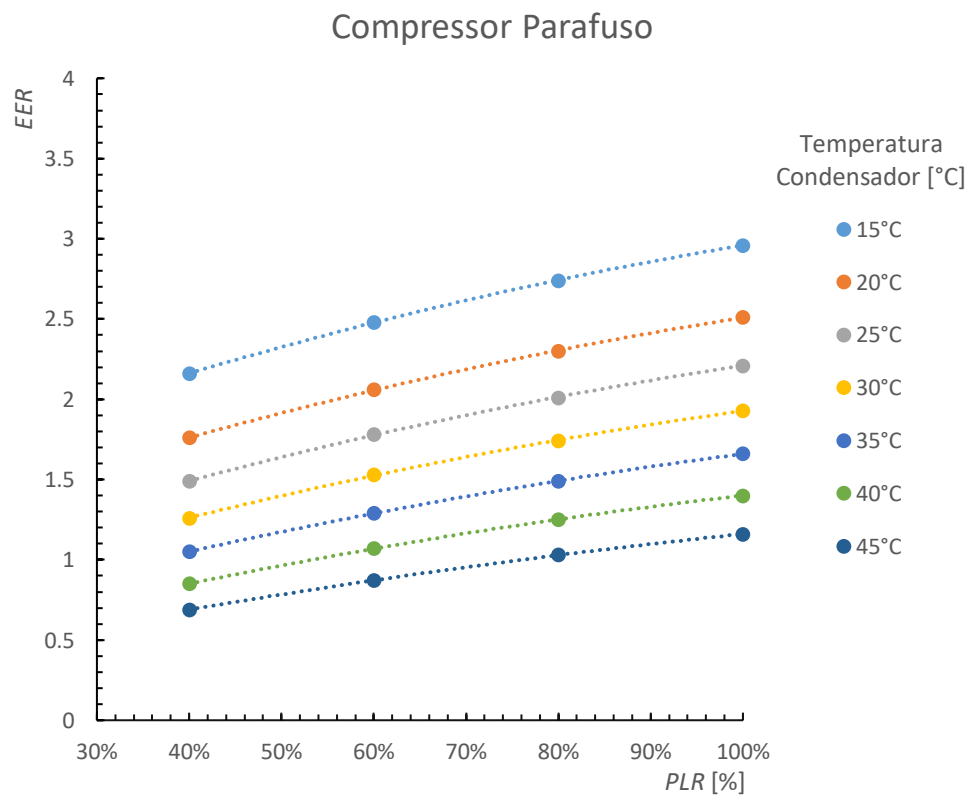


Figura 7.12 - Curvas do EER para um compressor de parafuso.

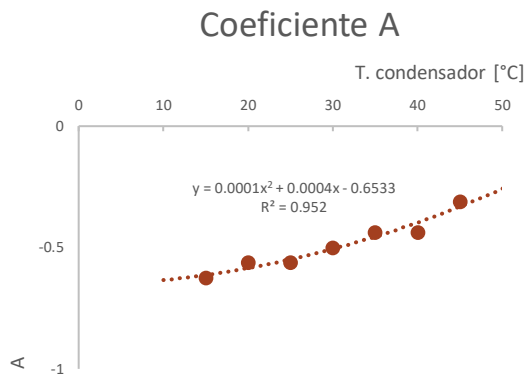


Figura 7.13 - Curva do coeficiente A.

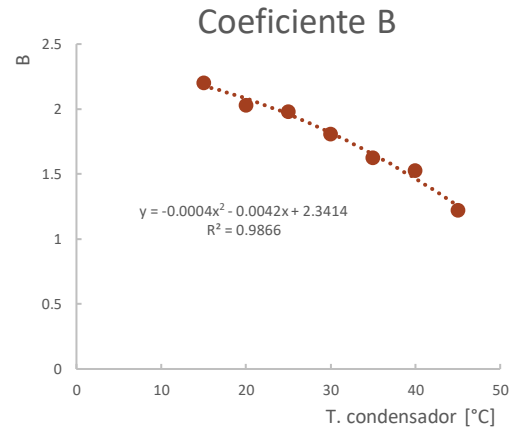


Figura 7.14 - Curva do coeficiente B.

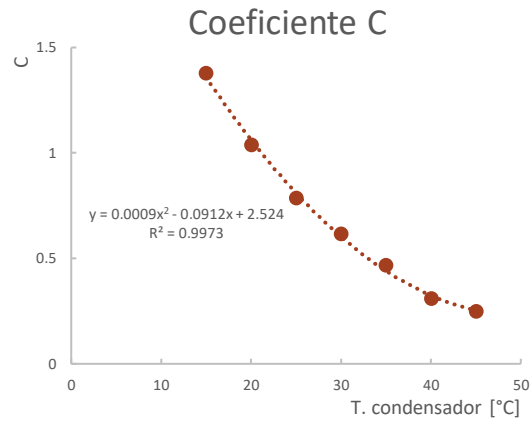


Figura 7.15 - Curva do coeficiente C.

#### 7.4 Curvas dos condensadores

Abaixo é apresentada a curva, de consumo específico por *PLR*, de um condensador com variador de velocidade, *VFD*.

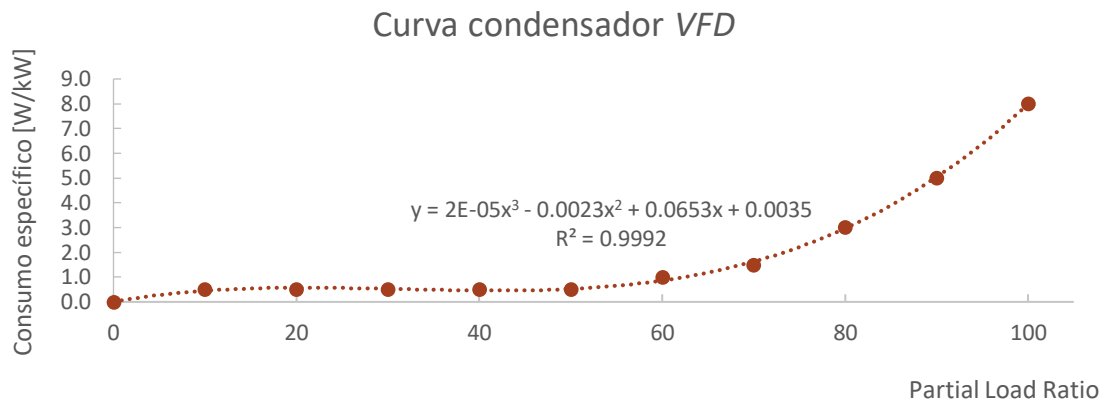


Figura 7.16 - Curva consumo condensador com *VFD*.

### 7.5 Condições na loja

Neste capítulo serão apresentadas as condições no interior da loja, que foram obtidas pelos modelos de humidade e temperatura, assumidas depois no cálculo dos consumos, que neste caso representam a simulação para a loja de Rio Tinto.

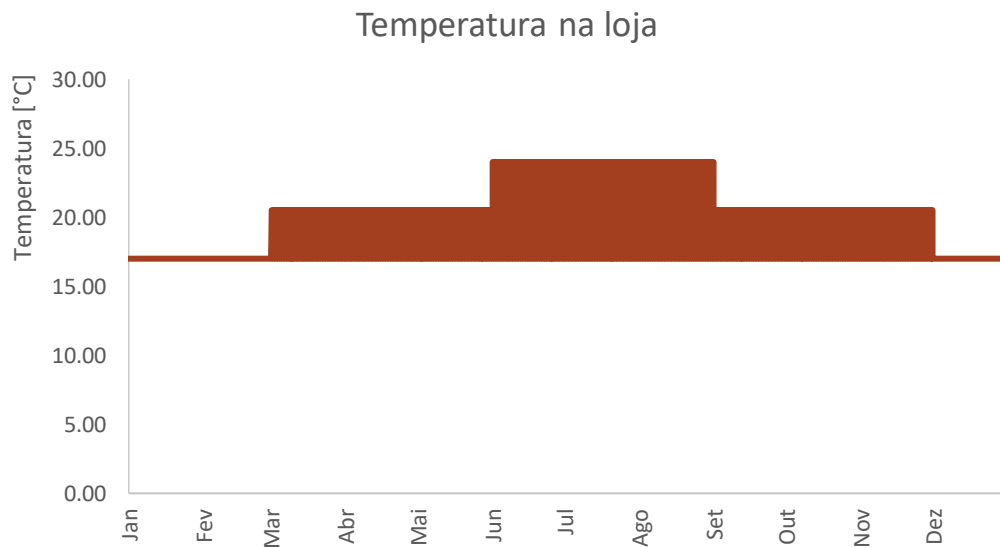


Figura 7.17 Intervalo de temperaturas no interior da loja.

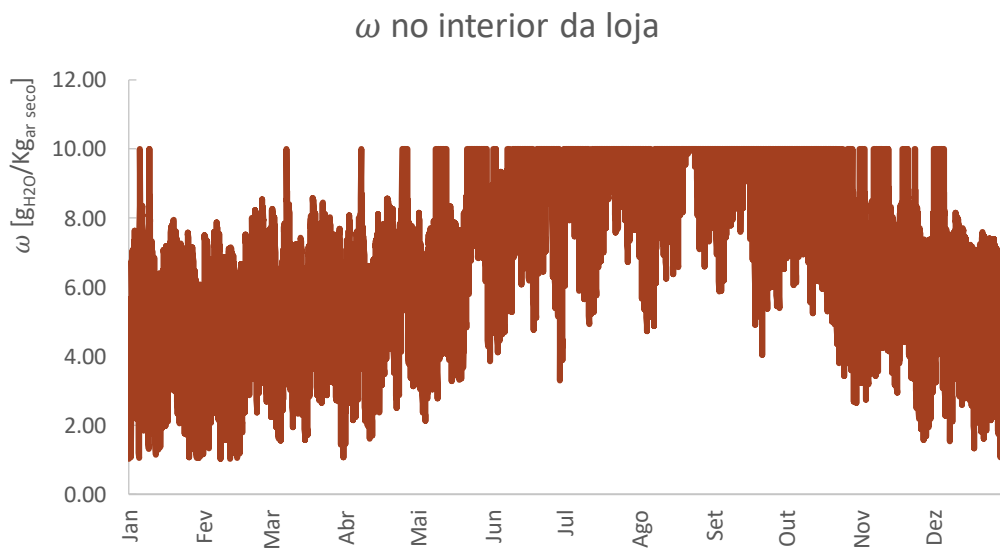


Figura 7.18 - Valores de humidade absoluta no interior da loja.

### 7.6 Perfil de ocupação na loja

Neste anexo encontra-se apresentado o perfil de ocupação, utilizado nos cálculos do modelo de humidade. O perfil, como mencionado previamente, foi obtido através do Diário da República. (Decreto-Lei n.º 79/2006 de 4 de Abril do Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, 2006b)

horas	% de Ocupação		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	0	0	0
1h as 2h	0	0	0
2h as 3h	0	0	0
3h as 4h	0	0	0
4h as 5h	0	0	0
5h as 6h	0	0	0
6h as 7h	10	10	5
7h as 8h	15	15	15
8h as 9h	35	35	90
9h as 10h	50	50	95
10h as 11h	65	70	100
11h as 12h	75	85	100
12h as 13h	95	95	85
13h as 14h	95	100	35
14h as 15h	75	100	5
15h as 16h	60	100	0
16h as 17h	60	100	0
17h as 18h	80	100	0
18h as 19h	95	100	0
19h as 20h	100	95	0
20h as 21h	100	80	0
21h as 22h	100	65	0
22h as 23h	75	20	0
23h as 24h	30	10	0

Figura 7.19 - Perfil de ocupação na loja

## 7.7 Folha de Inputs/Outputs

Neste anexo apresentam-se as folhas de Inputs e Outputs do modelo matemático.

1. GERAL														
1.1	Loja				Rio Tinto									
1.2	Distrito				Porto									
1.3	Horas abertura ao público [h/dia]				14									
1.4	Dimensões rede de frio	Total [m]		143,65										
		Positivo [m]		101,58										
		Negativo [m]		42,07										
1.6	Consumos de energia	Total (loja)	[MWh/ano]	2000										
		Média Temperatura	[MWh/ano]	197,5										
			[% do total]	10%										
		Baixa Temperatura	[MWh/ano]	160,1										
			[% do total]	8%										
2. POSTOS FRIGORÍFICOS														
2.1	Nível de temperatura	Tipo	Dimensão		Componentes									
					Iluminação		Ventilação		Cortina		Desembaciamento	Descongelamento		
					Tipo	[h/dia]	Tipo	[h/dia]	Sim/Não	[h/dia]	Tipo de controlo	Tipo	[x/dia]	
2.2	Média temperatura	Mural Positivos com porta	[m]	0,0	LED	14	AC	24			Automático			
			[% Positivos]	0%							Automático			
		Mural Positivos sem porta	[m]	69,4	LED	14	AC	24	Sim	10				
			[% Positivos]	68%										
		Vitrina	[m]	23,0	LED	14	AC	24	Sim	10		Automático		
			[% Positivos]	23%								Automático		
Câmaras	[m <sup>2</sup> ]	69,54	LED											
2.3	Baixa temperatura	Mural negativos com Porta	[m]	0,0	LED	14	AC	24			Automático	Gás quente	1	
			[% Negativos]	0%							Automático			
		Ilha Negativos com Porta	[m]	0,0	LED	14	AC	24				Automático	Gás quente	1
			[% Negativos]	0%								Automático		
		Ilha Negativos sem Porta	[m]	0,0	LED	14	AC	24	Sim	10			Gás quente	1
			[% Negativos]	0%										
		Combinado	[m]	42,1	LED	14	AC	24				Automático	Gás quente	1
			[% Negativos]	100%								Automático		
Câmaras	[m <sup>2</sup> ]	26,96	LED								Gás quente			
3. CENTRAL														
3.1	Equipamento		Tipo	Quantidade	Fluido	Ajuste à carga	Controlo Temperatura							
3.2	Compressor	Média temperatura	Pistão	3	R404A	Escalões	Tasp Flutuante							
		Baixa temperatura	Pistão	3	R404A	Escalões	Tasp Flutuante							
3.3	Condensadores	Média temperatura	Arrefecido Ar	3	R404A	On/Off	Tcond Flutuante							
		Baixa temperatura	Arrefecido Ar	3	R404A	On/Off	Tcond Flutuante							
4. AVAC														
4.1	Operação do sistema AVAC	Ventilação		Apenas Verão										
		Temperatura interior		Mínimo	17	Máximo	24							

Figura 7.20 – Folha de inputs para a loja de Rio Tinto.

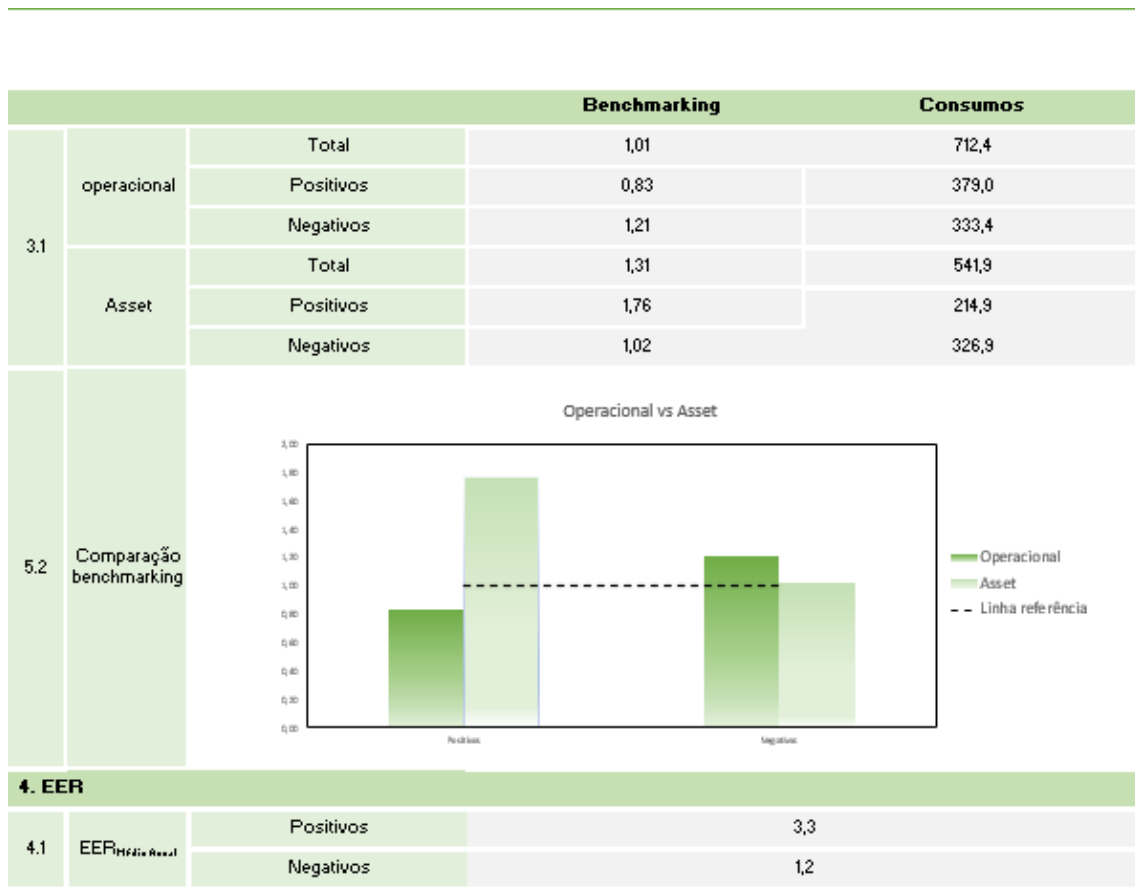


Figura 7.21 – Folha principal dos *Outputs*, para a loja de Rio Tinto.