

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



**Otimização através de processos automatizados
de funcionamento de sistemas de refrigeração em
instalações industriais em função da previsão dos
custos de energia**

Tatiana Filipa Grácio Vilela

Dissertação realizada no âmbito do
Mestrado Integrado em Engenharia Electrotécnica e de Computadores
Major Energia

Orientador: Prof. José Rui Ferreira
Co-orientador: Eng.º Hélder Marques

26 de fevereiro de 2016

© Tatiana Grácio, 2016

Resumo

Os sistemas de refrigeração industrial, utilizados em inúmeros tipos de indústrias, representam uma boa parte dos consumos elétricos das mesmas. Na indústria alimentar é essencial, tanto para a conservação de alimentos refrigerados a frio positivo, como na conservação de alimentos refrigerados a frio negativo, um sistema de refrigeração dimensionado de forma a não por em risco o produto.

Com base nesse contexto, e utilizando como caso de estudo um consumidor industrial real com Sistema de Gestão de Energia, procurou-se através da otimização do consumos provenientes do sistema de refrigeração, de acordo com a tarifa horária, obter uma redução de custos.

No presente documento, são apresentadas várias análises comparativas a nível tarifário e de cenários de otimização criados relativamente à temperatura do espaço refrigerado. Todas as análises realizadas foram desenvolvidas utilizando o *Visual Basic for Applications*, e a aplicação *Analytic Solver Platform*, no *Excel*, e são referentes aos consumos de eletricidade de setembro de 2015.

No final da realização da presente dissertação, foi possível obter uma otimização dos custos elétricos, redução de 9%, e conclui-se que, devido às características, a tarifa fixa seria a melhor opção para a implementação da otimização desenvolvida. No entanto, devido à variação de preço OMIE Portugal referente ao ano 2015, seria necessário uma análise ao longo de um período de tempo maior da tarifa dinâmica, devido à variação de preço OMIE Portugal referente ao ano 2015.

Palavras-chaves: Otimização de Consumos Elétricos; Sistemas de Refrigeração; Tarifas; Eficiência Energética.

Abstract

Industrial refrigeration systems used in numerous types of industries, represent a good part of the electrical consumption of the same. In the food industry it is essential for both the preservation of the positive cold chilled foods such as the conservation of negative cold refrigerated food, requires a dimensioned cooling system in order to not jeopardize the product.

Within this context, and used as a case study, a real industrial consumer with Energy Management System, an attempt was made for consumption optimization of the cooling system, according to the hourly price rate, in order to get a cost reduction.

In this paper, we present several comparative analyzes of the tariff level and optimization scenarios created with regard to the refrigerated space temperature. All analyses performed were developed using Visual Basic for Applications, and the application Analytic Solver Platform, Excel, and refer to the September 2015 electricity consumption.

At the end of the realization of this dissertation, it was possible to optimize the electrical costs, reduction of 9%, and it is concluded that, due to the characteristics, the fixed rate would be the best option for the implementation of the developed optimization. However, due to the price change, OMIE Portugal for the year 2015 would require an analysis over a longer period of time the dynamic rate due to the price change OMIE Portugal for the year 2015.

Keywords: Optimization of Electric Consumption; Cooling Systems; Price Rate; Energy Efficiency.

Agradecimentos

À *Smartwatt* pela oportunidade de realização deste trabalho, em especial ao meu co-orientador, o Eng.º Helder Marques, e a toda a equipa da *Smartwatt Efficiency*, pela disponibilidade e paciência que sempre tiveram para me aturar, e com quem aprendi muito.

Ao meu orientador, Prof. José Rui Ferreira, que sempre me apoiou.

Aos meus amigos por aguentarem a minha ausência durante esta fase da minha vida.

À minha família, em especial à minha avó.

Obrigada,

Tatiana Grácio

*“Que tudo de bom te aconteça,
Que sejas muito feliz,
Mesmo que não te apeteça,
Segue o que a tua mãe te diz.”*

Fátima Grácio

Índice

Resumo	iii
Abstract.....	v
Agradecimentos	vii
Índice.....	xi
Lista de figuras	xv
Lista de tabelas	xix
Abreviaturas e Símbolos	xx
Capítulo 1	1
Introdução.....	1
1.1. <i>Smartwatt - Solutions for Energy Systems</i>	1
1.2. Motivação	2
1.3. Objetivos	2
1.4. Informação e Ferramentas Utilizadas	3
1.5. Estrutura da Dissertação.....	3
Capítulo 2	5
Mercados de Eletricidade.....	5
2.1. Setor Elétrico Português.....	5
2.1.1. Enquadramento Histórico	6
2.1.2. Nova estrutura organizacional.....	8
2.2. Tipos de Modelos de Mercado.....	9
2.2.1. Modelo <i>Pool</i>	9
2.2.2. Contratos Bilaterais	12
2.2.3. Modelos Mistos.....	13
2.3. O Mercado Ibérico de Eletricidade (MIBEL).....	14
2.3.3. Operadores de Mercado.....	15
2.3.3.1. OMIE	15
2.3.3.2. OMIP	15
2.3.3.3. Serviço de Sistema	16
2.4. Tarifas	17
2.4.1. Tarifas Dinâmicas	21
Capítulo 3	23
Sistemas de Refrigeração.....	23
3.1. História da Refrigeração.....	24
3.2. Conceitos Fundamentais.....	26
3.2.1. Definições	26
3.2.2. Propriedades termodinâmicas	28
3.2.3. Leis da termodinâmica.....	29
3.2.3.1. Energia Interna e Primeira Lei da Termodinâmica	29
3.2.3.2. Segunda Lei da Termodinâmica	31
3.2.4. Máquina térmica e máquina frigorífica	32
3.2.5. O Ciclo de Carnot	34

3.2.5.1.	A máquina frigorífica de Carnot	36
3.3.	Fluidos Frigoríficos.....	37
3.3.1.	Evolução.....	39
3.3.2.	Classificação dos fluidos de refrigeração.....	39
3.4.	Sistema de refrigeração por compressão a vapor	41
3.4.1.	Ciclo teórico de Refrigeração por compressão a vapor	42
3.4.2.	Ciclo Real de Refrigeração por compressão a vapor.....	43
3.5.	Eficiência Energética de um Sistema de Refrigeração	45
3.5.1.	Fatores que afetam a eficiência na geração de frio.....	45
3.5.2.	Ações que promovem a eficiência na geração de frio	48
3.5.3.	Fatores que afetam a eficiência na distribuição de frio.....	57
3.5.4.	Ações que promovem a eficiência na distribuição de frio.....	57
3.5.5.	Fatores que afetam a eficiência no uso final do frio	59
3.5.6.	Ações que promovem a eficiência no uso final do frio.....	60
Capítulo 4		67
Metodologia e Apresentação dos Casos de estudo		67
4.1.	Metodologia adotada	67
4.2.	Apresentação do caso de estudo	68
4.3.	Análise do consumo energético	71
4.3.1.	Análise Quadro Frio 1	71
4.3.2.	Análise Quadro Frio 2	75
4.3.3.	Análise Quadro Frio 3	76
4.3.4.	Análise Quadro Frio 4	78
4.4.	Tarifas do Mercado Liberalizado para clientes em MT	80
4.4.1.	Tarifas Fixa referentes ao Caso de Estudo	80
4.4.2.	Tarifas Indexada à cotação <i>spot</i> (OMIE)	80
4.5.	Otimização através de Programação Linear	82
4.6.	Resumo do Capítulo	83
Capítulo 5		85
Simulação e Análise de Resultados		85
5.1.	Apresentação dos Cenários.....	86
5.1.1.	Cenário A.....	86
5.1.2.	Cenário B.....	86
5.1.2.1.	Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário B	86
5.1.3.	Cenário C.....	87
5.1.3.1.	Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário C	88
5.1.4.	Cenário D.....	88
5.1.4.1.	Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário D	89
5.2.	Simulações	90
5.2.1.	Simulação I.....	90
5.2.1.1.	Simulação I - Cenário A.....	90
5.2.1.2.	Simulação I - Cenário B.....	91
5.2.1.3.	Simulação I - Cenário C.....	94
5.2.1.4.	Simulação I - Cenário D	96
5.2.1.5.	Análise Comparativa da Simulação I	99
5.2.2.	Simulação II	99
5.2.2.1.	Simulação II - Cenário A.....	100
5.2.2.2.	Simulação II - Cenário B.....	102
5.2.2.3.	Simulação II - Cenário C.....	104
5.2.2.4.	Análise Comparativa da Simulação II	107
5.3.	Análise Global das Simulações.....	108
Capítulo 6		109
Considerações Finais		109
7.1.	Conclusões	109
7.2.	Trabalhos Futuros.....	110

Referências	111
Anexo A	114
A.1 -Fluxograma do Processo Produtivo do Caso de Estudo	114
Anexo B	115
B.1 - <i>Datasheet</i> do Compressor Blitzer 4G.2.....	115
B.2 - <i>Datasheet</i> do Compressor Copeland D6DH-3500.....	116
B.3 - <i>Datasheet</i> do Compressor Blitzer 6G-40.2	117
B.4 - <i>Datasheet</i> do Compressor Copeland D8DJ-6000	118
B.5 - <i>Datasheet</i> do Compressor Blitzer 4G-30.2	119
B.6 - <i>Datasheet</i> do Compressor Blitzer 6FE-44Y-40P	120
Anexo C	121
C.1 - Tabela de resultados globais referentes às simulações efetuadas	121
Anexo D	122
D.1 - Evolução do Preço OMIE 2015	122
Anexo E	123
E.1 - Legislação inerente às temperaturas de distribuição, conservação e exposição das carnes e seus produtos.....	123
E.2 - Tabela das temperaturas de distribuição, conservação e exposição das carnes e seus produtos (n.º1 do artigo 2.º do Decreto-Lei 147/2006)	124
Anexo F	125
F.1 - Histograma do desvio da temperatura em relação à média.....	125
Anexo G.....	126
G.1 - Tabela com os preços dos Termos que decompõem a Tarifa Fixa em MT do Caso de Estudo	126
G.2 - Tarifa Indexada à cotação <i>spot</i> do Comercializador 1	127
G.3 - Tarifa Indexada à cotação <i>spot</i> do Comercializador 2	127
Anexo H.....	129
H.1 - Simulação III.....	129
H.1.1 - Simulação III - Cenário A.....	129
H.1.2 - Simulação III - Cenário B.....	131
H.1.3 - Simulação III - Cenário C.....	133
H.1.4 - Análise Comparativa da Simulação III	136
Anexo I.....	137
I.1 - Primeira Geração (1830-1930)	137
I.2 - Segunda Geração (1930-1990).....	138
I.3 - Terceira Geração (1990-2010).....	140
I.4 - Quarta Geração (2010-)	142
Anexo J	143
J.1 - Componentes	143
J.1.1 - Compressor	143
J.1.1.1 - Alternativo	144
J.1.1.2 - Rotativos.....	145
J.1.1.2.1 - Parafuso	145
J.1.1.2.2 - Compressores de palhetas	148
J.1.1.2.3 - Compressores de lóbulos	149
J.1.1.2.4 - Compressores Scroll.....	150
J.1.1.3 - Compressores dinâmicos.....	151
J.1.1.3.1 - Compressores Centrífugos	151
J.1.1.3.2 - Compressores Axiais.....	152
J.1.2 - Evaporador.....	153

J.1.3 - Condensador	155
J.1.4 - Dispositivos de Expansão	156
J.1.5 - Acessórios do circuito de refrigeração	156

Lista de figuras

Figura 2.1 - Estrutura vertical integrada no setor elétrico [28].	6
Figura 2.2 - Cronograma da reestruturação dos sectores elétrico e de distribuição de gás [27].	7
Figura 2.3 - Novo modelo desagregado do setor elétrico [27].	8
Figura 2.4 - Funcionamento do modelo <i>pool</i> simétrico [27].	9
Figura 2.5 - Funcionamento do Modelo <i>pool</i> assimétrico [27].	11
Figura 2.6 - Modelo misto de exploração do setor elétrico [27].	13
Figura 2.7 - Aditividade tarifária: Tarifas de venda a clientes finais [29].	17
Figura 3.1 - Estados de uma substância pura. (A): Líquido subarrefecido; (B): Líquido saturado; (C): Vapor húmido; (D): Vapor saturado; (E): Vapor sobreaquecido; (F): Gás. [3].	27
Figura 3.2 - Esquema de uma máquina térmica	32
Figura 3.3 - Esquema de uma máquina frigorífica	33
Figura 3.4 - Ciclo de Carnot para gás ideal. [23].	35
Figura 3.5 - Evolução dos frigoríficos ao longo dos anos, adaptado (Calm, 2008).	39
Figura 3.6 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor [3].	43
Figura 3.7 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração por compressão de vapor [3].	44
Figura 3.8 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico, usando o R22 [34].	46
Figura 3.9 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo Teórico [34].	46
Figura 3.10 - Influência do subarrefecimento no COP do ciclo teórico [34].	47
Figura 3.11 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico. [34].	47
Figura 3.12 - Sistema de Multipressão típico de matadouro-frigorífico (Frigorífico: amoníaco) [3].	51
Figura 3.13 - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW) [4].	54
Figura 3.14 - Câmara frigorífica, disposição dos produtos [34].	65
Figura 4.1 - Esquema de quadros referentes ao sistema de refrigeração.	69

Figura 4.2 - Gráfico da percentagem de Consumo dos quatro quadros relativamente ao consumo global do sistema de refrigeração, do ano 2015.	71
Figura 4.3 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 1 e a Temperatura da Câmara 7.	72
Figura 4.4 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura da Câmara 7.	73
Figura 4.5 - Correlação entre a Variação da Temperatura e o Consumo da Câmara 7, média para um dia útil semanal.	74
Figura 4.6 - Correlação entre a Variação da Temperatura e o Consumo da Câmara 7, média para um Sábado.	74
Figura 4.7 - Correlação entre a Variação de Temperatura e o Consumo da câmara 7, média para um Domingo.	74
Figura 4.8 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 2 e a Temperatura do Túnel 1.	75
Figura 4.9 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura do Túnel 1.....	76
Figura 4.10 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 3 e a Temperatura da Sala de Calibragem.....	77
Figura 4.11 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura Sala de Calibragem. ..	77
Figura 4.12 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 4 e a Temperaturas do Túnel 2, Câmaras 9, 10, 11 e Cais de Expedição.	78
Figura 4.13 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura Túnel 2.	79
Figura 5.1 - Consumos médios de um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Fixa para o Cenário A.	90
Figura 5.2 - Consumos médios de um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Fixa, para o Cenário A.	91
Figura 5.3 - Consumos médios de um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a tarifa Fixa para o Cenário A.	91
Figura 5.4 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	92
Figura 5.5 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.	92
Figura 5.6 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	92
Figura 5.7 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.....	93
Figura 5.8 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	93
Figura 5.9 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.....	93

Figura 5.10 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	94
Figura 5.11 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário	94
Figura 5.12 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	95
Figura 5.13 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.....	95
Figura 5.14 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	95
Figura 5.15 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.	96
Figura 5.16 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	96
Figura 5.17 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.	97
Figura 5.18 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	97
Figura 5.19 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.....	97
Figura 5.20 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	98
Figura 5.21 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.	98
Figura 5.22 - Consumos médios de um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 8 de setembro de 2015, para o Cenário A.	100
Figura 5.23 - Consumos médios de um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 19 de setembro de 2015, para o Cenário A. ...	101
Figura 5.24 - Consumos médios de um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 17 de setembro de 2015, para o Cenário A	101
Figura 5.25 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1- Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.....	102
Figura 5.26 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.	102
Figura 5.27 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.	103
Figura 5.28 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.....	103
Figura 5.29 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva temperatura.	103

- Figura 5.30 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1- Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário. . 104
- Figura 5.31 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura..... 104
- Figura 5.32 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário..... 105
- Figura 5.33 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura. 105
- Figura 5.34 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário 105
- Figura 5.35 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura. ... 106
- Figura 5.36 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica da 1- Cenário C, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário 106

Lista de tabelas

Tabela 2.1 - Ciclo diário e semanal para consumidores em BTE e BTN em Portugal Continental [32].	19
Tabela 2.2 - Ciclo semanal opcional para consumidores em MAT, AT e MT em Portugal Continental [32].	20
Tabela 3.1 - Características de fluidos frigorigêneos típicos [2].	40
Tabela 3.2 - Efeito da temperatura de evaporação na eficiência do sistema de refrigeração [34].	49
Tabela 3.3 - Redução do consumo do compressor em relação à redução do superaquecimento.	52
Tabela 3.4 - Características do sistema multipressão [34].	53
Tabela 3.5 - Redução de consumo e custo de implementação provocado pela instalação de válvulas eletrônicas [34].	53
Tabela 3.6 - Comparação entre compressores alternativos e parafuso [4].	55
Tabela 3.7 - Eficiência de motores elétricos padrão e de alto rendimento [34].	62
Tabela 4.1 - Identificação dos espaços refrigerados e suas gamas de temperaturas	69
Tabela 4.2 - Algumas características dos compressores utilizados na instalação do caso de estudo com base na norma EN 12900.	70
Tabela 5.1 - Resultados referentes aos diferentes cenários da Simulação I.	99
Tabela 5.2 - Variação de consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A.	99
Tabela 5.3 - Resultados referentes aos diferentes cenários da Simulação II.	107
Tabela 5.4 - Variação de Consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A.	107
Tabela 5.5 - Resultados globais da Variação de Consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A da Simulação I	108

Abreviaturas e Símbolos

Lista de abreviaturas

AT	Alta Tensão
BT	Baixa Tensão
CB	Contratos Bilaterais
CIE	Consumidoras Intensivas de Energia
CPP	<i>Critical Peak Pricing</i>
CPR	<i>Critical Peak Rebates</i>
ERSE	Entidade Reguladora do Setor Energético
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
GWP	<i>Global Warming Potencial</i>
HT (HBP)	<i>High Temperature</i> ou <i>High Back Pressure</i>
HFC	Hidrofluorcarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
IF	Intermediação Financeira
ISO	Operador de Sistema
LT (LBP)	<i>Low Temperature</i> ou <i>Low Back Pressure</i>
MIBEL	Mercado Ibérico de Eletricidade
MC	Mercados Centralizados
MT	Média Tensão
ODP	<i>Ozone Depletion Potencial</i>
OMIE	Operador de Mercado Ibérico de Energia (pólo espanhol)
OMIP	Operador de Mercado Ibérico de Energia (pólo português)
PREn	Plano de Racionalização do Consumo de Energia
PTR	<i>Peak Time Rebates</i>
RD	Rede de Distribuição
REE	Rede Elétrica de Espanha
REN	Rede Elétrica Nacional
RT	Rede de Transporte
RTP	<i>Real Time Pricing</i>
SA	Serviços auxiliares
SGE	Sistema de Gestão de Energia
SGCIE	Sistema de Gestão de Consumos Intensivos de Energia

Lista de símbolos

h	Entalpia
s	Entropia
kWh	Quilowatt hora
°C	Grau Celsius
K	Kelvin
fu	Fator de utilização
Q	Capacidade Calorifica

Capítulo 1

Introdução

O presente documento apresenta o trabalho desenvolvido no âmbito da unidade curricular Dissertação do Mestrado Integrado em Engenharia Electrotécnica e de Computadores da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

A dissertação “Otimização através de processos automatizados de funcionamento de sistemas de refrigeração em instalações industriais em função da previsão dos custos de energia”, foi desenvolvida em ambiente empresarial na *Smartwatt - Solutions for Energy Systems*.

No presente capítulo é apresentado o tema de dissertação, a motivação que gerou o seu interesse de estudo e os seus principais objetivos. Por fim, é apresentada a informação e as ferramentas utilizadas durante o desenvolvimento do projeto e a estrutura geral do presente documento.

1.1. *Smartwatt - Solutions for Energy Systems*

A *Smartwatt*, empresa do grupo BONGÁS, é uma empresa de serviços que fornece soluções para sistemas de energia. A empresa atua em três vetores distintos: energias renováveis, eficiência energética e sistemas inteligentes, e tem como objetivo otimizar a utilização dos recursos energéticos existentes, fornecendo a produtores, utilizadores e consumidores finais de energia métodos para redução de custos, soluções de produção de energia limpa, soluções inteligentes de monitorização e otimização de sistemas de energia.

Para o desenvolvimento da presente dissertação foram utilizados dados fornecidos por um dos seus clientes, no ramo da produção, abate e desmancha de carne de aves, com o consentimento e autorização prévia do mesmo.

1.2. Motivação

O uso de energia tornou-se algo indispensável, essencial para o desenvolvimento, com consequências do seu uso intensivo, como a destruição progressiva do meio ambiente e a degradação da qualidade de vida. É necessário a implementação de medidas que minimizem o impacto ambiental e consequentemente os custos associados ao consumo. Entre essas medidas destacam-se o incentivo às fontes de energia renováveis, a utilização de combustíveis mais limpos e a gestão de consumos.

Os sistemas de refrigeração têm uma forte influência no consumo energético das unidades industriais que necessitam condicionar determinado ambiente de forma controlada para viabilizar processos e conservar produtos. É essencial otimizar os sistemas para que tenham o menor impacto possível nos custos energéticos destas empresas.

1.3. Objetivos

Pretende-se, como objetivo da dissertação, criar um algoritmo de otimização de funcionamento de sistemas de refrigeração industrial, em função do custo de energia com tarifas fixas e dinâmicas. É igualmente um objetivo a simulação e quantificação, em tempo real, da redução de custo obtida a partir da sua otimização.

O custo de energia será previsto e fornecido pela *Smartwatt* utilizando dados históricos de previsões com base em modelos que utilizam como entrada previsões de consumos, produção hídrica, produção eólica e outras variáveis de influência.

Para o desenvolvimento do trabalho tornou-se necessário atingir os seguintes objetivos:

- Estudo sobre mecanismos de formação de preço, custos de despacho de produção, curvas de custos médios e custos marginais;
- Estudo em detalhe dos requisitos dos modelos de comercialização de eletricidade com base nos preços *spot* do MIBEL e com base em preços futuros;
- Estudo detalhado do funcionamento de sistemas de refrigeração com ciclos frigoríficos;
- Familiarização com os processos de fabrico da instalação envolvida no projeto;
- Identificação dos sistemas de refrigeração e seu consumo energético;
- Familiarização com os sistemas de gestão de energia da instalação envolvida no projeto;
- Desenvolvimento de uma metodologia/algoritmo para otimização do funcionamento do sistema de refrigeração que permitisse a avaliação de desempenho face à realidade dinâmica de funcionamento da instalação em função das variáveis com influência no custo energético;
- Simulação;

- Comparação da simulação com a realidade e determinação do impacto da implementação das alterações identificadas;
- Análise crítica dos resultados obtidos.

1.4. Informação e Ferramentas Utilizadas

Foi facultado, tanto por parte da *Smartwatt* como pela instalação em análise, caso de estudo, toda a documentação relevante para a execução desta dissertação. Nomeadamente faturas de eletricidade, dados de telecontagem, e conhecimento intrínseco do processo produtivo e respetivo sistema de refrigeração.

As ferramentas utilizadas foram: o Sistema de Gestão de Energia (SGE) instalado no Caso de Estudo e a ferramenta da *Microsoft Office*, o *Excel*, *Visual Basic for Applications* e aplicação *Analytic Solver Platform*.

1.5. Estrutura da Dissertação

A presente dissertação encontra-se estruturada em seis capítulos, sendo eles:

- Capítulo 1, onde é feita uma introdução descritiva do tema, a sua motivação e os objetivos que se pretendem atingir, bem como as ferramentas e a informação utilizadas ao longo do documento.
- Capítulo 2 é o estado da arte relativo aos Mercados de Eletricidade abordando o Setor Elétrico Português, os tipos de modelos de mercado, o MIBEL e as tarifas.
- Capítulo 3 é o estado da arte relativo aos Sistemas de Refrigeração, é abordada a sua história, conceitos, os fluidos frigorigéneos, componentes, balanço térmico, e medidas de eficiência Energética.
- Capítulo 4 é descrita a metodologia utilizada na realização da dissertação, é apresentado o caso de estudo, legislação que define os “*setpoints*” dos sistemas de refrigeração, e apresentado o cálculo das tarifas dinâmicas de dois comercializadores.
- Capítulo 5 são apresentados os resultados das simulações realizadas e a sua respetiva análise.
- Capítulo 6 são referidas as principais conclusões e os eventuais trabalhos futuros relativamente ao estudo da presente dissertação.

Capítulo 2

Mercados de Eletricidade

2.1. Setor Elétrico Português

O setor elétrico é constituído por um conjunto complexo e variado de atividades, nomeadamente, produção, transporte, distribuição, comercialização e consumo de energia elétrica [29].

A produção, em centrais electroprodutoras (térmicas, hídricas e a partir de fontes renováveis) é suficiente para satisfazer o consumo de energia elétrica em Portugal Continental. Atualmente, estas centrais concorrem em regime de mercado (Mercado Ibérico) com as centrais de produção espanholas, através da importação. Esta energia é encaminhada para a rede de transporte, em alta ou muito alta tensão, que a entrega às redes de distribuição, em níveis de tensão mais baixos, para satisfação das necessidades dos consumidores [29].

De modo a manter as atividades do sector elétrico abertas à entrada de novos operadores em regime de mercado, foi separada a atividade de distribuição da atividade de comercialização de energia elétrica. Enquanto a distribuição veicula a energia nas condições técnicas adequadas através das redes, a comercialização garante os procedimentos comerciais inerentes à venda a grosso e a retalho de energia elétrica [29].

2.1.1. Enquadramento Histórico

O final do século XIX foi marcado por evoluções históricas em áreas fundamentais, como a indústria química, elétrica, do aço e petróleo, denominada como a segunda revolução industrial. Na área da eletricidade, verificou-se a construção das primeiras centrais de produção de energia elétrica, e dos primeiros sistemas de distribuição de energia elétrica.

Os sistemas elétricos eram constituídos por redes de baixa potência e de reduzida distribuição geográfica, às quais se ligavam potências de carga diminutas. A evolução de novas tecnologias de produção foi acompanhada pela extensão geográfica das redes de distribuição, bem como pelo aumento das potências envolvidas. Todo este processo evolutivo, a par da construção de aproveitamentos hídricos, por norma a uma certa distância dos centros populacionais, contribuiu de forma acentuada para o desenvolvimento de redes de transporte de energia elétrica, envolvendo distâncias e níveis de tensão cada vez mais elevados [28].

De forma gradual, verificou-se a passagem de sistemas elétricos de pequenas dimensões para sistemas elétricos de grandes dimensões, cobrindo áreas que correspondiam à distribuição geográfica de cada país. Esta evolução foi acompanhada pela progressiva interligação dos sistemas elétricos nacionais, por norma relacionado com a obtenção de uma segurança de exploração e estabilidade mais elevadas, devido a motivos de ordem técnica.

Em Portugal, o setor elétrico era composto por concessões atribuídas a entidades privadas até ao ano de 1975, ano em que ocorreu a nacionalização e a integração da estrutura vertical no sector elétrico, Figura 2.1, com a criação da EDP. Neste tipo de estrutura, é perceptível a posição central e dominante da empresa verticalmente integrada no sector [28].

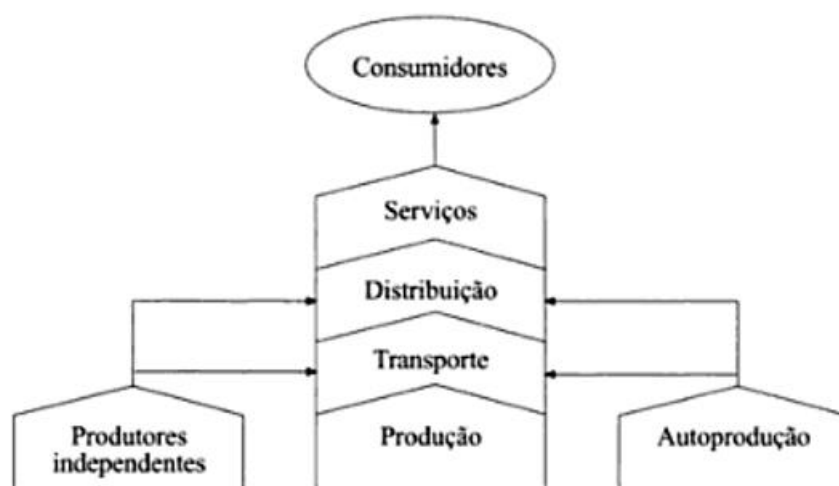


Figura 2.1 - Estrutura vertical integrada no setor elétrico [28].

Com este tipo de organização, os consumidores não tinham a possibilidade de escolherem o seu fornecedor. Os preços eram definidos com base em processos de regulação tarifária, por vezes pouco claros dada a fronteira mal definida entre a entidade regulada e a entidade reguladora. Este relacionamento pouco claro originava que, por vezes, o setor elétrico assumisse o papel amortecedor em períodos de crise económica pois, possuía um peso muito significativo na economia, quer em termos de investimento, emprego ou contribuição para o produto interno bruto. Deste modo, os níveis tarifários eram frequentemente sujeitos a uma gestão política, diretamente realizada pelo poder executivo [27].

O início da reestruturação e da liberalização de diversos setores económicos aconteceu na década de 80 em vários países. Esta reestruturação abrangeu áreas como as redes fixas de telecomunicações, redes móveis, distribuição de gás e o setor elétrico. Como consequência fundamental, a partir deste momento era dada ao cliente a possibilidade de escolher o seu fornecedor de serviço. Este novo paradigma originou um aumento do número de agentes, o que, por sua vez, permitiu aumentar a competitividade nestes setores fundamentais [27].

No caso do setor elétrico, verificou-se alguma resistência à mudança, como é visível no cronograma na Figura 2.2. Na verdade, à exceção do Chile, iniciada em 1979, poucos países deram o primeiro passo para a reestruturação do setor neste período. Em 1990 iniciou-se sob o governo de Margareth Thatcher a reestruturação do sector elétrico em Inglaterra e Gales e, a partir daí, este movimento conheceu um desenvolvimento mais acelerado e generalizado. Em 1996, surgiu o *Nordpool* que consiste na integração dos sectores elétricos da Suécia e Noruega, posteriormente alargado a entidades da Dinamarca e Finlândia. Na Península Ibérica, deu-se a concretização do acordo para a criação do Mercado Ibérico de Eletricidade [27].

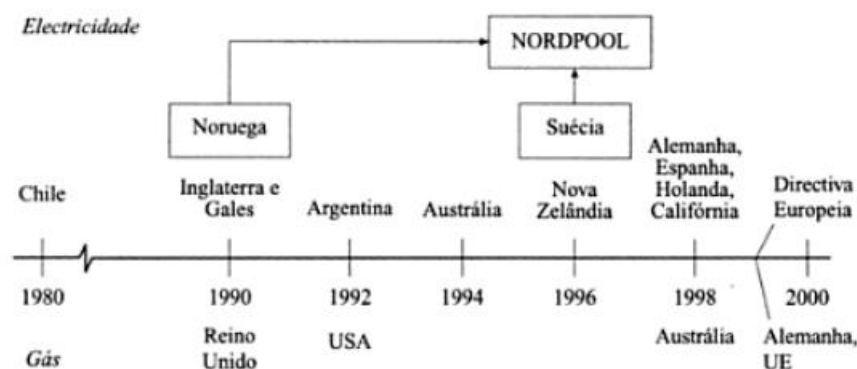


Figura 2.2 - Cronograma da reestruturação dos sectores elétrico e de distribuição de gás [27].

2.1.2. Nova estrutura organizacional

A reestruturação do setor elétrico originou a desverticalização de empresas tradicionais verticalmente integradas [27].

O esquema do modelo desagregado é representado na Figura 2.3. Verifica-se a existência de atividades competitivas nas extremidades como a produção (P), a comercialização (C) e intermediação financeira (IF) a par da existência de uma atividade de rede de distribuição (RD) que é exercida em regime de monopólio regulado. A zona central do esquema corresponde a atividades relacionadas com o transporte de energia, e estão incluídas as atividades de contratos bilaterais (CB), serviços auxiliares (SA), mercados centralizados (MC), rede de transporte (RT) e o operador de sistema (ISO) [27].

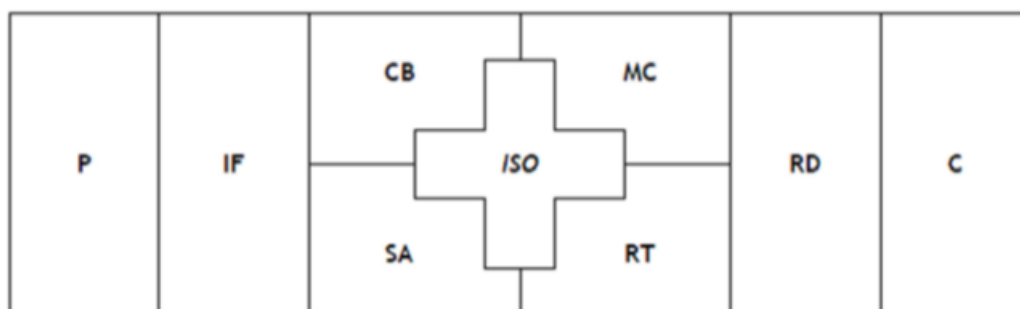


Figura 2.3 - Novo modelo desagregado do setor elétrico [27].

2.2. Tipos de Modelos de Mercado

A introdução de mecanismos de mercado no setor elétrico iniciou-se com a reformulação do relacionamento entre entidades produtoras, empresas distribuidoras e clientes elegíveis.

2.2.1. Modelo *Pool*

Uma das formas de relacionamento entre os agentes que intervêm no mercado de eletricidade corresponde aos mercados *spot*, normalmente conhecidos como mercados em *Pool*. Este tipo de mercado é considerado a “bolsa” de eletricidade devido à sua forma de funcionamento, através de mecanismos de curto prazo, em que se pretende equilibrar a produção e a carga através de propostas de compra e de venda de energia elétrica. Funciona normalmente no dia anterior ao dia a serem implementados os resultados das propostas aceites [27].

A este modelo de mercado podem ser associados mecanismos simétrico ou assimétrico e modelos voluntários ou obrigatórios. O modelo mais frequente corresponde ao *Pool* simétrico, onde é possível apresentar propostas de compra e de venda de energia elétrica.

No modelo simétrico, Figura 2.4, devem ser apresentadas propostas de compra por parte dos comercializadores ou consumidores elegíveis, e propostas de venda por parte das entidades produtoras. Estas ofertas de compra e de venda devem ser comunicadas ao Operador de Mercado. É da responsabilidade do Operador de Mercado organizar toda a informação recebida para cada intervalo, habitualmente de 1 hora ou de 30 minutos. São construídas as curvas agregadas de compra e de venda para cada intervalo de tempo, resultando da interseção das mesmas o preço de mercado relativo a esse período, visto que a curva de venda é obtida organizando-se as propostas de venda por nível crescente de preço, enquanto a curva de compra se obtém organizado as propostas de compra por nível decrescente de preço [27].

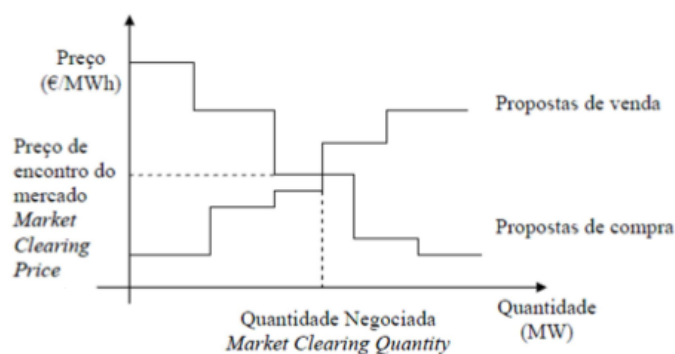


Figura 2.4 - Funcionamento do modelo *pool* simétrico [27].

O preço de mercado, resultado da interseção das duas curvas, é também denominado por *Market Clearing Price*. Da interseção resulta também a quantidade de energia negociada, denominada por *Market Clearing Quantity*. Após ser obtida esta interseção considera-se encerrada a sessão de mercado relativa a este intervalo [27].

As propostas apresentadas podem ser propostas simples ou complexas. No caso das propostas simples, não existe qualquer interação temporal entre as propostas transmitidas por uma mesma entidade, sendo então a proposta apresentada para um intervalo de tempo, independente das que se possam apresentar para intervalos de tempo anteriores e posteriores.

As propostas complexas estão normalmente associadas à existência de valores mínimos de produção, de diminuição de carga em centrais térmicas ou à existência de diversas centrais hídricas no mesmo curso de água e em que as albufeiras possuem pouca capacidade [27].

No que respeita à formulação matemática, para propostas simples, apresenta a seguinte forma [27]:

$$\text{Máx } Z = \sum_{i=1}^{N_C} C_{Ci}^{of} \times P_{Di} - \sum_{j=1}^{N_G} C_{Gj}^{of} \times P_{Gj} \quad (2.1)$$

Sujeito a:

$$\sum_{j=1}^{N_G} P_{Gj} = \sum_{i=1}^{N_C} P_{Ci} \quad (2.2)$$

Restrições:

$$0 \leq P_{Ci} \leq P_{Ci}^{of} \quad (2.3)$$

$$0 \leq P_{Gj} \leq P_{Gj}^{of} \quad (2.4)$$

Onde:

N_C e N_G : número total propostas de compra e de venda;

C_{Ci}^{of} : Preço que a carga i está disposta a pagar pelo consumo de energia;

P_{Ci} : Potencia despachada relativa à carga i ;

C_{Gj}^{of} : Preço que a produção j pretende receber por unidade de energia oferecida;

P_{Gj} : Potencia despachada relativa à produção j ;

P_{Ci}^{of} : Potencia máxima que a carga i está disposta a receber;

P_{Gj}^{of} : Potencia maxima que o gerador j está disposto a fornecer.

No modelo em *Pool* as propostas de oferta de venda tendem a refletir os custos marginais de produção dos diversos geradores e corresponder, portanto, a preços marginais. A indicação de preços excessivamente superiores aos custos marginais de produção corresponderia a um

comportamento demasiado arriscado, dado que iria aumentar a probabilidade de esse gerador não ser despachado. Por outro lado, a indicação de preços excessivamente inferiores aos custos marginais de produção aumentaria o risco de ver essas ofertas aceites, contribuindo para diminuir o preço de mercado, correndo o risco que algumas centrais fossem renumeradas abaixo dos seus custos de produção [27].

Outra forma de funcionamento do mercado *spot* corresponde ao funcionamento em *Pool* assimétrico, Figura 2.5, onde são apenas apresentadas as propostas de venda, havendo do lado da procura previsões de carga para cada intervalo de tempo de negociação. Este modelo admite assim de forma implícita que a carga é inelástica, isto é, que se encontra apto a pagar qualquer preço que resulte do funcionamento do mercado [27].



Figura 2.5 - Funcionamento do Modelo *pool* assimétrico [27].

Os preços deste tipo de mercado são muito instáveis, visto que são fortemente influenciados pelos preços de venda oferecidos, pelo nível de procura e pela ocorrência ou não de saídas de serviço, programadas ou por avaria [27]. No que respeita à formulação matemática, para propostas simples, apresenta a seguinte forma:

$$\text{Máx } Z = \sum_{j=1}^{N_G} C_{Gj}^{of} \times P_{Gj} \quad (2.5)$$

Sujeito a:

$$\sum_{j=1}^{N_G} P_{Gj} = \sum_{i=1}^{N_C} P_{Ci}^{spec} \quad (2.6)$$

Restrições:

$$0 \leq P_{Gj} \leq P_{Gj}^{of} \quad (2.7)$$

Onde:

C_{Gj}^{of} : Preço que a produção j pretende receber por unidade de energia oferecida;

P_{Gj} : Potencia despachada relativa à produção j ;

P_{Ci}^{spec} : Potencia consumida especificada;

P_{Gj}^{of} : Potencia maxima que o gerador j está disposto a fornecer.

Para além da classificação em termos de tratamento conferido à produção e à carga, os mercados centralizados em *Pool* podem ser obrigatórios ou voluntários. Esta classificação decorre da existência, ou não, de disposições legais, tornando obrigatória a apresentação de propostas de venda e/ou de compra por parte de todas as entidades produtoras, comercializadoras e consumidores elegíveis.

No caso do mercado *Pool* com natureza voluntária, as entidades produtoras, comercializadoras e clientes elegíveis poderão apresentar as suas propostas diretas entre si através de mecanismos denominados de contratos bilaterais.

2.2.2. Contratos Bilaterais

Nos mercados centralizados, as entidades compradoras não tem possibilidade de identificar as entidades produtoras que as estão a alimentar, tal como as entidades produtoras não conseguem identificar quais são as entidades consumidoras que estão a alimentar. Este modelo de organização do relacionamento entre entidades produtoras e entidades consumidoras tem sido muito criticado, porque os preços de encontro de mercado refletem custos marginais de curto prazo, desta forma, revelam-se muito voláteis, sendo influenciados pelas condições de carga, geradores e ramos do sistema de transporte que em dado momento se encontrem disponíveis. Estas variações de preço significam que existe uma incerteza no fluxo financeiro entre as entidades consumidoras e produtoras, aumentando o risco tanto para as entidades consumidoras, que podem ver os preços a aumentar drasticamente, como para as entidades produtoras que pode ver os preços a diminuir [27].

Os contratos bilaterais são uma forma alternativa de relacionamento entre os produtores e consumidores, que pretendem responder de forma adequada ao risco inerente ao funcionamento dos mercados de curto prazo e conferir às entidades consumidoras uma capacidade real de eleger o fornecedor com o qual se pretendem relacionar [27].

Existem os contratos bilaterais físicos e contratos do tipo financeiro que incluem os contratos às diferenças, futuros e opções.

Os contratos bilaterais físicos correspondem a uma primeira possibilidade de se estabelecer um relacionamento direto entre entidades produtoras e consumidoras. Estes contratos englobam usualmente prazos de um ano ou superiores, e integram diversas disposições relativas ao preço do serviço a fornecer e às condições de fornecimento relativas, por exemplo, à qualidade de serviço, à modulação da potência ao longo do período de contrato e à indicação dos nós em que será realizada a injeção e absorção de potência.

Um aspeto que se deve salientar nos contratos bilaterais está relacionado com o facto de diversas condições contratuais estabelecidas entre as entidades intervenientes, dizerem respeito apenas ao relacionamento entre as mesmas. Nesta situação, o Operador de Sistema deverá assegurar a viabilidade técnica do conjunto de contratos efetivados em simultâneo nas

2.3. O Mercado Ibérico de Eletricidade (MIBEL)

O Mercado Ibérico de Eletricidade (MIBEL) constitui uma iniciativa conjunta dos Governos de Portugal e Espanha, visando a construção de um mercado regional de eletricidade. [29] Em 1998, as administrações portuguesa e espanhola iniciaram conversações e estudos para, progressivamente, eliminarem obstáculos e favorecerem a criação do Mercado Ibérico de Eletricidade, tendo ocorrido um conjunto de acontecimentos que, de forma gradual, foram alicerçando a construção e o desenvolvimento deste Mercado, que arrancou em toda a sua dimensão a 1 de julho de 2007 [29].

Com a concretização do MIBEL passou a ser possível, a qualquer consumidor no espaço ibérico, adquirir energia elétrica, num regime de livre concorrência, a qualquer produtor ou comercializador que atue em Portugal ou Espanha [28].

O MIBEL tem como principais objetivos [28]:

- Beneficiar os consumidores de eletricidade dos dois países, através do processo de integração dos respetivos sistemas elétricos;
- Estruturar o funcionamento do mercado com base nos princípios da transparência, livre concorrência, objetividade, liquidez, autofinanciamento e auto-organização;
- Favorecer o desenvolvimento do mercado de eletricidade de ambos os países, com a existência de uma metodologia única e integrada, para toda a península ibérica, de definição dos preços de referência;
- Permitir a todos os participantes o livre acesso ao mercado, em condições de igualdade de direitos e obrigações, transparência e objetividade;
- Favorecer a eficiência económica das empresas do sector elétrico, promovendo a livre concorrência entre as mesmas.

Com a concretização do MIBEL procedeu-se à harmonização de um conjunto de procedimentos, regras e condições económicas/técnicas entre Portugal e Espanha. Nesse âmbito, ficou definida a criação de um Operador de Mercado Ibérico (OMI) responsável pela gestão dos mercados organizados do MIBEL, sendo que este assentaria numa estrutura bipolar interligada:

- O OMIE (pólo espanhol) com a competência da gestão do mercado diário e intradiário;
- O OMIP (pólo português) encarregue da gestão dos mercados a prazo.

O OMIE é, portanto, o responsável pela gestão do mercado ibérico diário e intradiário de eletricidade onde se realizam as transações de compra e venda decorrentes da participação dos agentes de mercado nas sessões que agregam, numa lógica de *market splitting*, as zonas espanhola e portuguesa do MIBEL. No entanto, cada Operador da Rede de Transporte Português e Espanhol é responsável pela operação do sistema elétrico respetivo [30].

2.3.3. Operadores de Mercado

2.3.3.1. OMIE

O OMIE, Operador del Mercado Ibérico de Energia (Pólo Español), S.A. é a entidade gestora do mercado *spot* de contratação à vista (OMIE), com uma componente de contratação diária e uma componente de ajustes intradiários (mercados intradiários), em que se estabelecem programas de venda (produção) e de compra de eletricidade para o dia seguinte ao da negociação. Assim, o OMIE é a entidade responsável pela realização das liquidações dos mercados diário e intradiário [31].

O OMIE tem as seguintes funções [31]:

- O desenvolvimento, a gestão económica dos preços dos mercados da eletricidade e de todos os outros mercados em que se negoceiem qualquer outro tipo de energia ou produtos baseados em energia, seja ela organizada ou não organizada do mercado, nacional ou internacional;
- A gestão e liquidação de transações nos mercados da eletricidade, bem como em todos os outros mercados em que se negoceiem qualquer outro tipo de energia ou de produtos com base em energia, seja organizada ou não organizada do mercado, as operações nacionais e internacionais comercial em participar em qualquer um desses mercados.

2.3.3.2. OMIP

O OMIP, Operador do Mercado Ibérico de Energia (Pólo Português), SGMR, S.A. foi constituído a 16 de junho de 2003 e assegura a gestão do mercado a prazo do MIBEL (Mercado Ibérico de Eletricidade), em Portugal, e assume, atualmente, o estatuto de mercado regulamentado [31].

O OMIP tem como principais objetivos [31]:

- Contribuir para o desenvolvimento do mercado ibérico de eletricidade;
- Promover preços de referência ibéricos;
- Disponibilizar instrumentos eficientes de gestão de risco;
- Superar algumas das limitações do Mercado OTC (mercados *over-the-counter*).

Enquanto entidade gestora responsável pela Plataforma de Negociação do mercado de derivados, o OMIP regula o funcionamento do mercado, nomeadamente [31]:

- Admissão dos participantes;
- Definição e listagem dos Contratos, bem como gestão da sua negociação;
- Promoção, em coordenação com a OMIClear, do registo das Operações;

- Prestação de informação relevante aos participantes e ao público em geral, relativamente ao funcionamento do mercado a prazo e ao estabelecimento de referenciais de preço oficiais, designadamente através da publicação do Boletim de Mercado;
- Supervisão, em coordenação com as Autoridades, do funcionamento do mercado;
- Exercício do poder disciplinar relativamente aos seus Membros.

A OMIClear, Sociedade de Compensação de Mercados de Energia, S.G.C.C.C.C., S.A., foi constituída em 6 de abril de 2004, com as funções de câmara de compensação, contraparte central e sistema de liquidação das operações negociadas no OMIP [31].

2.3.3.3. Serviço de Sistema

A REN, Redes Energéticas Nacionais, S.A., é a entidade responsável, no sistema elétrico nacional, pela atividade de transporte de energia elétrica, exercida em exclusivo e em regime de serviço público mediante a atribuição de uma concessão [31].

A atividade de transporte de energia elétrica integra o desenvolvimento, exploração e manutenção da Rede Nacional de Transporte de Eletricidade (RNT), das suas interligações com outras redes, e a gestão técnica global do Sistema Elétrico Nacional (SEN), assegurando a coordenação das instalações de produção e de distribuição [31].

A gestão global do SEN engloba, nomeadamente, a coordenação das infraestruturas que o constituem de forma a assegurar o seu funcionamento integrado e harmonizado, a segurança e a continuidade de abastecimento de energia elétrica, e a gestão dos serviços de sistema, que é efetuada através de um mercado próprio operado pela REN [31].

A REE, Red Eléctrica de España, tem a seu cargo a rede de transporte e é um operador do sistema elétrico espanhol. Estabeleceu o transporte como uma atividade separada da produção e distribuição.

A REE é responsável pela gestão técnica do sistema elétrico espanhol. Detém 99% da rede espanhola de transporte de eletricidade de alta tensão é a única empresa especializada na atividade de transporte de eletricidade em Espanha.

Como operador do sistema elétrico espanhol, a REE tem como função principal garantir a continuidade e a segurança do fornecimento de eletricidade e uma boa coordenação de produção e sistema de transporte. Exerce as suas funções em coordenação com os operadores e os sujeitos do Mercado Ibérico de Eletricidade segundo princípios de transparência, objetividade e independência [31].

2.4. Tarifas

O sistema tarifário e a metodologia de cálculo das tarifas, definidas no Regulamento Tarifário, devem promover de forma transparente a eficiência na afetação de recursos e a equidade e justiça das tarifas, sem esquecer a necessidade de manter o equilíbrio económico e financeiro das empresas reguladas, a qualidade do fornecimento de energia elétrica e a estabilidade da evolução tarifária [29].

Para que cada cliente pague consoante os custos que causa no sistema, torna-se necessário que a tarifa que lhe é aplicada seja composta pelas tarifas por atividade. As tarifas são estabelecidas por forma a proporcionar a cada atividade um montante de proveitos calculados de acordo com as fórmulas constantes no Regulamento Tarifário [29].

As tarifas de acesso às redes, aprovadas pela ERSE e pagas por todos os consumidores de energia elétrica, incluem as tarifas de Uso Global do Sistema, de Uso da Rede de Transporte e de Uso da Rede de Distribuição. Os clientes que escolherem o seu comercializador no mercado livre pagam as tarifas de acesso às redes e negociam livremente os preços de fornecimento de Energia e de Comercialização com o seu comercializador [29].

As tarifas de Venda a Clientes Finais aplicadas pelo Comercializador de Último Recurso aos seus clientes são calculadas, a partir das tarifas por atividade incluídas no Acesso às Redes, adicionadas das tarifas reguladas de Energia e de Comercialização, como pode ser verificado na Figura 2.7 [29].

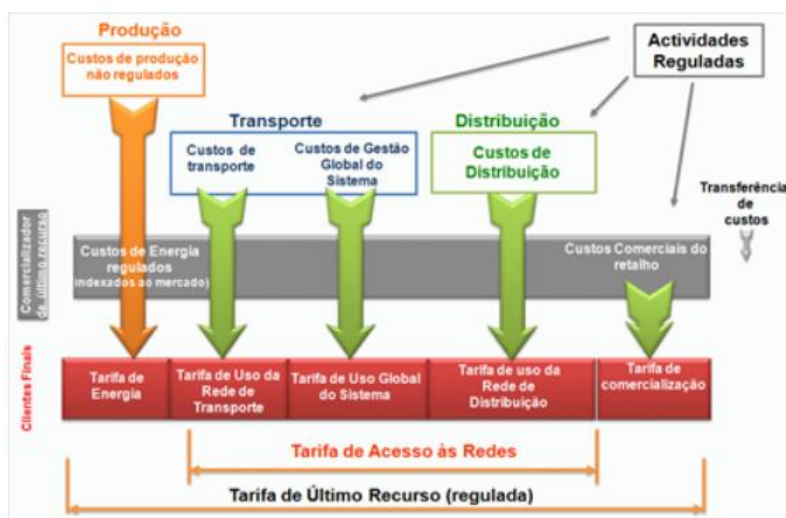


Figura 2.7 - Aditividade tarifária: Tarifas de venda a clientes finais [29].

Em Portugal, os valores das tarifas podem apresentar diferentes valores dependendo dos seguintes períodos tarifários: Períodos trimestrais e Períodos horários [32].

Consideram-se os seguintes períodos trimestrais de entrega de energia elétrica [32]:

- Período I → de 1 de janeiro a 31 de março;
- Período II → de 1 de abril a 30 de junho;
- Período III → de 1 de julho a 30 de setembro;
- Período IV → de 1 de outubro a 31 de dezembro.
-

E os seguintes períodos horários [32]:

- Horas de ponta;
- Horas cheias;
- Horas de vazio normal;
- Horas de super vazio.

As tarifas destes períodos são pré-definidas no ano anterior ao da aplicação [33] e são, aplicadas durante períodos de várias horas, e é diferenciada de acordo com o ciclo semanal e com o ciclo diário, como se pode verificar na Tabela 2.1 em relação a Portugal Continental. Para os clientes em MT, AT e MAT com ciclo semanal, Tabela 2.2, consideram-se os feriados nacionais como períodos de vazio [32].

No contexto da transição para um sistema elétrico mais sustentável e descentralizado, a estrutura das tarifas enfrenta uma mudança. Devido ao crescente peso da produção de origem renovável, com caráter intermitente, não controlável, justifica-se o interesse de promover maior flexibilidade da procura. A estrutura das tarifas deve incentivar quer uma utilização racional de energia (eficiência energética), quer uma participação ativa da procura (flexibilizar a procura) na gestão do sistema [33].

A estrutura de tarifas, com diferenciação por período horário de procura, através de sinais preço, consiste em transferir consumo dos períodos de ponta para os períodos de menor consumo. Todavia, o período de horas de ponta é um período bastante alargado sendo as redes fundamentalmente pagas pelo consumo efetuado neste período de maior procura [33].

Assim, considera-se vantajosa a introdução de esquemas tarifários mais flexíveis, em particular de opções tarifárias do tipo tarifas dinâmicas, que permitam que a procura, incentivada por sinais de preço mais adequados aplicados nas circunstâncias críticas, de redes ou de produção, acompanhe as variações da oferta [33].

Tabela 2.1 - Ciclo diário e semanal para consumidores em BTE e BTN em Portugal Continental [32].

Ciclo semanal	
Períodos I e IV	Períodos II e III
Segunda a Sexta-feira <u>Ponta: 5h/dia</u> 09h30 / 12h00 18h30 / 21h00 <u>Cheias: 12h/dia</u> 07h00 / 09h30 12h00 / 18h30 21h00 / 24h00 <u>Vazio normal: 3h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 07h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00	Segunda a Sexta-feira <u>Ponta: 3h/dia</u> 09h15 / 12h15 <u>Cheias: 14h/dia</u> 07h00 / 09h15 12h15 / 24h00 <u>Vazio normal: 3h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 07h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00
Sábado <u>Cheias: 7h/dia</u> 09h30 / 13h00 18h30 / 22h00 <u>Vazio normal: 13h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 09h30 13h00 / 18h30 22h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00	Sábado <u>Cheias: 7h/dia</u> 09h00 / 14h00 20h00 / 22h00 <u>Vazio normal: 13h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 09h00 14h00 / 20h00 22h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00
Domingo <u>Vazio normal: 20h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00	Domingo <u>Vazio normal: 20h/dia</u> 00h00 / 02h00 06h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00
Ciclo diário	
Períodos I e IV	Períodos II e III
<u>Ponta: 4h/dia</u> 09h00 / 10h30 18h00 / 20h30 <u>Cheias: 10h/dia</u> 08h00 / 09h00 10h30 / 18h00 20h30 / 22h00 <u>Vazio normal: 6h/dia</u> 06h00 / 08h00 22h00 / 02h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00	<u>Ponta: 4h/dia</u> 10h30 / 13h00 19h30 / 21h00 <u>Cheias: 10h/dia</u> 08h00 / 10h30 13h00 / 19h30 21h00 / 22h00 <u>Vazio normal: 6h/dia</u> 06h00 / 08h00 22h00 / 02h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> 02h00 / 06h00

Tabela 2.2 - Ciclo semanal opcional para consumidores em MAT, AT e MT em Portugal Continental [32].

Ciclo semanal	
Períodos I e IV	Períodos II e III
Segunda a Sexta-feira <u>Ponta: 5h/dia</u> • 17h00 / 22h00 <u>Cheias: 12h/dia</u> • 00h00 / 00h30 • 07h30 / 17h00 • 22h00 / 24h00 <u>Vazio normal: 3h/dia</u> • 00h30 / 02h00 • 06h00 / 07h30 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 02h00 / 06h00	Segunda a Sexta-feira <u>Ponta: 3h/dia</u> • 14h00 / 17h00 <u>Cheias: 14h/dia</u> • 00h00 / 00h30 • 07h30 / 14h00 • 17h00 / 24h00 <u>Vazio normal: 3h/dia</u> • 00h30 / 02h00 • 06h00 / 07h30 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 02h00 / 06h00
Sábado <u>Cheias: 7h/dia</u> • 10h30 / 12h30 • 17h30 / 22h30 <u>Vazio normal: 13h/dia</u> • 00h00 / 03h00 • 07h00 / 10h30 • 12h30 / 17h30 • 22h30 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 03h00 / 07h00	Sábado <u>Cheias: 7h/dia</u> • 10h00 / 13h30 • 19h30 / 23h00 <u>Vazio normal: 13h/dia</u> • 00h00 / 03h30 • 07h30 / 10h00 • 13h30 / 19h30 • 23h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 03h30 / 07h30
Domingo <u>Vazio normal: 20h/dia</u> • 00h00 / 04h00 • 08h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 04h00 / 08h00	Domingo <u>Vazio normal: 20h/dia</u> • 00h00 / 04h00 • 08h00 / 24h00 <u>Super vazio: 4h/dia</u> • 04h00 / 08h00

2.4.1. Tarifas Dinâmicas

As tarifas dinâmicas permitem uma maior flexibilidade da procura, proporcionando [33]:

- Um mecanismo alternativo para minimizar os custos de uso das redes, uma vez que potenciam as reduções na ponta do consumo e diminuem a urgência de alguns investimentos nas redes;
- Um mecanismo alternativo de gestão do sistema, minimizando os impactos da variabilidade da produção renovável em termos de segurança na operação do sistema elétrico;
- Benefícios para todos os consumidores associados com redução de custos de investimentos em redes e ativos de geração e dos custos de operações do sistema;
- Benefícios para os consumidores que consigam deslocalizar os seus consumos das pontas, possibilitando que observem reduções nas faturas.

Existem vários tipos de tarifas dinâmicas que podem ser adotados, nomeadamente [33]:

Critical Peak Pricing (CPP): Preços pré-definidos muito elevados durante os designados períodos críticos, resultantes de preços anormalmente elevados no mercado grossista, picos de consumo na rede (devidos a temperaturas muito elevadas no Verão ou muito reduzidas no Inverno). Estes períodos não estão definidos à partida sendo notificados com uma antecedência reduzida (normalmente um dia) e podem ir de 1 a 8 horas, sendo o mais comum entre 2 a 4 horas.

Vantagens:

- De fácil compreensão para os consumidores que já têm tarifas dependentes do uso;
- Sinal preço muito forte, que incentiva a deslocação do consumo, com grandes benefícios para o consumidor em termos de redução da fatura;
- Os designados eventos críticos são períodos muito curtos.

Desvantagens:

- Se o preço na ponta for percecionado como excessivamente elevado pode ser de difícil aceitação;
- Pode ser percecionado por alguns clientes como intrusiva, pelo facto dos clientes serem contactados sempre que se dá um evento crítico;
- Custo de implementação, devido à necessidade de calcular parâmetros, adaptar a faturação, comunicar com os clientes e determinar os eventos críticos;
- A incerteza dos períodos implica maior incerteza na recuperação das receitas.

Real Time Pricing (RTP): Preços variáveis numa base horária ou outra de curto prazo, tipicamente ligados a variações nos preços do mercado grossista.

Vantagens:

- Maior precisão na forma como os preços refletem os custos;

- Sinal de preço dinâmico que responde às mudanças das condições de mercado.

Desvantagens:

- É a forma mais complexa de tarifas dinâmicas e portanto mais difícil de implementar e mais cara;
- Sem tecnologias de automação é difícil para os clientes responder às mudanças de preço numa base horária;
- Preços mais voláteis na fatura final do cliente.

Peak Time Rebates (PTR) ou Critical Peak Rebates (CPR): Tal como o CPP, este modelo oferece sinais no preço para incentivar o cliente a reduzir o seu consumo de eletricidade durante pontas determinadas de forma dinâmica. No entanto, em vez de um maior preço durante o período crítico, usam-se descontos ou bonificações aplicados à redução do consumo durante o período crítico.

Vantagens:

- Enquanto todas as outras formas de tarifas implicam risco de aplicação de preços elevados, o PTR contém uma proteção no valor que o consumidor irá pagar que não existe nos outros modelos;
- Um desconto é mais facilmente aceite do que um aumento;
- Conceito mais fácil de compreender para os consumidores.

Desvantagens:

- Requer o cálculo de um consumo de referência para cada cliente, para que os descontos possam ser aplicados;
- Preocupações sobre a possibilidade de clientes inflacionarem o seu consumo esperado para receberem um desconto mais alto.

É necessário definir quem são os clientes elegíveis. Normalmente é feita a distinção entre clientes domésticos ou empresariais, e dimensão, mas é necessário ter em conta os equipamentos de contagem instalados, entre outros fatores. Conforme referido, a ERSE considera que a introdução deste tipo de opções tarifárias deve começar pelos clientes de MAT, AT e MT, por forma a aliviar os custos de implementação deste tipo de tarifas [33].

Na análise benefício-custo devem ser considerados um conjunto de custos e benefícios resultantes da implementação deste tipo de tarifas. Normalmente a introdução de tarifas dinâmicas tem associados custos da infraestrutura de contagem e do sistema de telecontagem, custos com sistemas de informação, custos de faturação e atendimento ao cliente, custos de marketing e custos com a formação de colaboradores. Em relação aos benefícios devem ser considerados os custos evitados de energia, custos evitados de redes (investimentos e custos operacionais), perdas evitadas nas redes, melhoria da qualidade de serviço, benefícios ambientais (emissões de CO_2 , entre outros) e prestação de serviços de sistema [33].

Capítulo 3

Sistemas de Refrigeração

A refrigeração é o processo de remoção de calor de onde ele não é desejado. O calor é removido dos alimentos para preservar as suas qualidades e o seu sabor, ou é removido do ar de uma sala para propiciar condições de conforto aos seus ocupantes. Existem infinitas aplicações na indústria nas quais o calor é removido de um local ou matéria a fim de se obter um efeito desejado.

Durante o processo de refrigeração, o calor não desejado é transferido mecanicamente para um local em que ele não seja prejudicial. Um exemplo prático disso é o ar-condicionado de janela, que arrefece o ar no interior de uma sala e descarrega o ar quente para o ambiente externo.

Para que um equipamento de refrigeração consiga proceder à transferência de calor é fundamental uma substância denominada de fluido frigorigéneo. Em termos práticos, um fluido frigorigéneo comercial é qualquer substância que evapore e vaporize a temperaturas relativamente baixas. Durante a evaporação ou vaporização, o frigorigéneo absorve calor. O efeito refrescante sentido quando o álcool é despejado nas costas da mão ilustra este princípio.

Em operação, uma unidade de refrigeração permite que o frigorigéneo vaporize no interior de tubos que estão em contacto, direta ou indiretamente, com o meio a ser refrigerado. Os controlos e o projeto de engenharia determinam as temperaturas que são alcançadas por uma unidade em particular [2].

Ao longo deste capítulo são apresentadas definições, propriedades e processos termodinâmicos, os diferentes tipos de sistemas de refrigeração, de acordo com o seu princípio de funcionamento, e informações sobre os diferentes componentes que os constituem.

3.1. História da Refrigeração

As mais antigas civilizações humanas já utilizavam meios de refrigeração [8]. Durante séculos, sabia-se que a evaporação da água produzia efeitos de refrigeração, apesar de ninguém tentar identificar e compreender este fenómeno, era notório que “se qualquer parte do corpo ficasse molhada sentia-se frio conforme secava ao ar” [10].

A civilização chinesa, muitos séculos antes do nascimento de Cristo, usava o gelo natural (colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados) com a finalidade de conservar o chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas para confeccionar bebidas e alimentos gelados. A civilização egípcia, devido à sua situação geográfica e ao clima do seu país, não dispunha de gelo natural, refrescava a água por evaporação, usando jarros de barro arredondado, e de gargalo estreito. Devido à característica porosa do barro, esta deixa passar um pouco da água contida no seu interior, e devido à temperatura do ambiente exterior evapora, provocando um abaixamento da temperatura do sistema [8].

No final do século XVII, foi inventado o microscópio e, conseqüentemente, descoberta a existência de micro-organismos (micróbios e bactérias) invisíveis à visão humana (sem a utilização de instrumentos de ampliação). Cientistas, entre os quais o químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos, e por muitos tipos de doenças e epidemias, sendo possível impedir ou reduzir a contínua reprodução das bactérias baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos proliferam [8]. Desta descoberta originou, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo [8].

Em 1755, o físico escocês William Cullen, obteve temperaturas suficientemente baixas para produzir gelo artificialmente. “Reduzindo a pressão na água num recipiente fechado, com uma bomba de ar, o líquido evaporava ou fervia a uma temperatura baixa. O calor necessário para uma porção de água mudar de fase líquida para vapor era retirado do resto da água e uma parte da água transformava-se em gelo” [8].

Em 1834, Jacob Perkins, construiu e patenteou uma máquina de compressão a vapor, com um compressor, condensador, evaporador e uma válvula entre o condensador e o evaporador (Critchell and Raymond, 1912). Evaporando, a uma pressão baixa, um líquido volátil obtido da destilação destrutiva de éter, foi possível produzir uma pequena quantidade de gelo [8].

As máquinas refrigeradoras apareceram entre 1850 e 1880, e estas eram classificadas de acordo com o fluido frigorigéneo que utilizavam. Máquinas que usavam ar como frigorigéneo eram chamadas de máquinas de ar comprimido. O americano, Dr. John Gorrie, desenvolveu uma máquina de ar comprimido comercial e patenteou-a em Inglaterra, em 1850 e na América, em 1851 (DOI, 1952) [8].

As máquinas de refrigeração que usam ar comprimido como frigorigéneo eram divididas em dois tipos: ciclo fechado e ciclo aberto. Em ciclo fechado, o ar é limitado à máquina a uma

temperatura mais alta que a temperatura atmosférica, e era utilizado repetidamente durante a operação. Em ciclo aberto, o ar era puxado para a máquina com pressão atmosférica e, quando frio, era descarregado diretamente no espaço para ser refrigerado [8].

Em 1860, o engenheiro francês Ferdinand P. Edmond Carre, inventou um aparelho de absorção de amoníaco bruto, baseado na correlação química do amoníaco com a água, produzia gelo numa escala limitada. Este aparelho “possuía uma bomba manual e consegui congelar uma pequena quantidade de água em cerca de 5 minutos” (Goosman, 1924) [8].

Em 1853, o professor americano Alexander C. Twining, inventou, e patenteou, uma das primeiras máquinas de compressão a vapor, e fundou uma fábrica de produção de gelo usando este sistema em Cleveland, Ohio, produzindo cerca de uma tonelada por dia. Por todo mundo vários cientistas seguiram o mesmo caminho. Em França, F.P.E. Carre desenvolveu uma máquina de compressão a éter e Charles Tellier construiu uma fábrica usando éter de metilo como frigorigéneo. Na Alemanha, Carl Linde estabeleceu uma unidade de éter de metilo em 1874, mas anteriormente, Linde estudou possíveis melhorias em máquinas de refrigeração, demonstrando como a sua eficiência termodinâmica poderia ser calculada e aumentada (Goosman, 1924) [8].

Nos anos 60 do século XIX, Tellier desenvolveu uma máquina de compressão a amoníaco, frigorigéneo que se tornou muito usado e durante vários anos. O uso de amoníaco nas máquinas de refrigeração compressiva foi um passo significativo. Para além da sua vantagem termodinâmica de as pressões necessárias serem muito fáceis de produzir, as máquinas que as usavam poderiam ser de tamanho reduzido [8].

Nos últimos anos da década de 60 do século XIX, P.H. Van der Weyde de Philadelphia alcançou a patente de uma máquina de compressão usando um frigorigéneo composto por produtos petrolíferos (Goosman, 1924). Em 1875, R.P. Pictet na Universidade de Genebra introduziu a máquina a compressão que usava ácido sulfúrico. Em 1866, T.S.C. Lowe, um americano, desenvolveu equipamentos de refrigeração que usavam dióxido de carbono [8].

Em 1890, a refrigeração provou ser prática e económica para a indústria de refrigeração de produtos alimentares. Os europeus forneceram a maior parte das bases teóricas para o desenvolvimento da refrigeração mecânica, mas os americanos participaram intensivamente na criação generalizada entre 1850 e 1880 (Dincer, 1997; 2003) [8].

O progresso técnico constante no campo da refrigeração mecânica marcou os anos seguintes a 1890. Muitas melhorias foram feitas, em vários países, na conceção e construção de unidades de refrigeração, bem como os seus componentes básicos, condensadores e evaporadores [9].

3.2. Conceitos Fundamentais

Seguidamente são apresentadas algumas definições de termodinâmica e as propriedades das substâncias mais usadas na análise de sistemas frigoríficos. Também serão apresentados os conceitos relacionados com transferência de calor, com as leis de termodinâmica e com o ciclo de Carnot.

3.2.1. Definições

- **Estrutura da matéria:** A matéria é algo que ocupa espaço e possui peso. Existem três estados físicos da matéria: sólido, líquido e gasoso (gás ou vapor) [2].
- **Propriedades termodinâmicas:** São características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura e pressão [2].
- **Estado Termodinâmico:** Condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades [2].
- **Processo:** Mudança de estado de um sistema. Representa qualquer mudança nas propriedades da substância [2].
- **Ciclo:** Processo ou, série de processos, onde o estado inicial e o estado final do sistema coincidem [2].
- **Substância Pura:** Qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea, independentemente do seu estado físico [2].
- **Temperatura de saturação:** Temperatura na qual acontece a vaporização de uma substância pura, a uma dada pressão. Para uma substância pura, há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente [2].
- **Líquido Saturado:** Uma substância encontra-se no estado líquido à temperatura e pressão de saturação, diz-se que ela está no estado de líquido saturado [2].
- **Líquido Subarrefecido:** Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação, para a determinada pressão, o líquido é chamado de líquido subarrefecido [2].
- **Título “x”:** Quando uma substância se encontra em parte líquida e em vapor, à temperatura de saturação, a relação entre a massa de vapor e a massa total, isto é, massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se (3.1):

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (3.1)$$

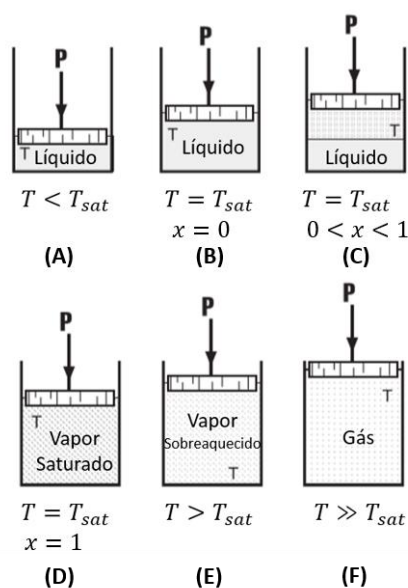


Figura 3.1 - Estados de uma substância pura. (A): Líquido subarrefecido; (B): Líquido saturado; (C): Vapor húmido; (D): Vapor saturado; (E): Vapor sobreaquecido; (F): Gás. [3]

- **Vapor Saturado:** Uma substância encontra-se completamente no estado gasoso à temperatura de saturação, e neste caso o título é igual a 1 ou 100%, pois a massa total (m_t) é igual à massa de vapor (m_v) [2].
- **Vapor Sobreaquecido:** O vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação. A pressão e a temperatura do vapor sobreaquecido são propriedades independentes. A Figura 3.1 retrata esta terminologia para os diversos estados termodinâmicos de uma substância pura [3].
- **Calor latente e Calor Sensível:** Quantidade de calor retida por uma determinada substância. Essa propriedade corresponde à sua capacidade térmica. Quando um líquido é aquecido, a sua temperatura aumenta até atingir um ponto de evaporação. A uma determinada pressão, essa é a temperatura máxima que o líquido pode atingir. O calor absorvido na subida de temperatura do líquido chama-se calor sensível. O calor necessário para que ocorra a mudança de estado à temperatura e pressão especificadas chama-se calor latente [9].

3.2.2. Propriedades termodinâmicas

A termodinâmica pode ser definida como a ciência da energia. Embora toda gente tenha uma intuição do que é energia, é difícil dar uma definição precisa. A energia pode ser vista como a capacidade para provocar alterações.

O nome *thermodynamics* deriva das palavras gregas *therme* (calor) e *dynamis* (poder), e descreve os primeiros esforços para converter calor em energia. Hoje em dia, a termodinâmica é amplamente usada para incluir todos os aspetos de energia e de transformações de energia, incluindo a geração de energia, refrigeração, e as relações entre as propriedades da matéria [4].

As propriedades mais importantes são: temperatura, pressão, densidade e volume específico, calor específico, entalpia, entropia, e propriedades características do equilíbrio líquido-vapor [24].

- **Temperatura:** a temperatura de uma substância identifica o seu estado térmico e a sua capacidade de trocar energia com outra substância com a qual esteja em contacto térmico. A temperatura absoluta, T , é o número de graus acima do zero absoluto, expresso em kelvins (K).
- **Pressão (p):** é a força normal por unidade de área da superfície sobre a qual a força atua. A pressão manométrica é o valor de pressão em relação à pressão atmosférica, e o valor de pressão em relação ao vácuo absoluto denomina-se de pressão absoluta.
- **Densidade e Volume Específico:** a densidade de um fluido, ρ , é a massa que ocupa uma unidade de volume. O volume específico, v , é o volume ocupado pela unidade de massa.
- **Calor específico:** o calor específico de uma substância é a energia necessária para elevar 1 K a temperatura de uma massa unitária dessa substância.
- **Entalpia (h):** A entalpia ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando na combinação $u + pv$. Matematicamente, tem-se (3.2):

$$h = u + pv \quad (3.2)$$

- **Entropia (s):** Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância. Essa propriedade tem sempre o mesmo valor para um dado estado [4].
- **Propriedades características do equilíbrio líquido-vapor:** a maioria de sistemas de aquecimento ou refrigeração operam com substâncias que mudam de fase líquido para fase vapor e vice-versa durante um ciclo completo. As substâncias mais comuns são a água e os frigorigéneos. As pressões, temperaturas e entalpias são as propriedades mais importantes [4].

3.2.3. Leis da termodinâmica

A termodinâmica e a transferência de calor desenvolveram-se a partir de uma série de conceitos, baseados em observações do mundo físico, e leis necessárias na solução de problemas e projeto de sistemas. A engenharia desenvolveu-se a partir de dois conceitos básicos: massa e energia. Embora esses conceitos façam parte do nosso dia-a-dia e sejam essenciais na descrição do mundo físico em que vivemos, é difícil apresentar uma definição concisa deles.

O mundo físico é muito complexo e, como tal, é muito difícil descrevê-lo precisamente. Mesmo que tal descrição fosse possível, ela seria de pouca utilidade para aplicações de engenharia, dada a sua complexidade. Uma das conquistas mais importantes na engenharia foi o desenvolvimento de modelos dos fenômenos físicos, que, embora com aproximações, fornecem descrições suficientemente precisas e meios viáveis de obter soluções. As expressões matemáticas permitem explicar ou prever o comportamento de um fenômeno natural [24]. A primeira e segunda lei da termodinâmica são exemplos pertinentes e serão explicados de seguida.

3.2.3.1. Energia Interna e Primeira Lei da Termodinâmica

A energia interna é um dos conceitos mais importantes da termodinâmica. A matéria é constituída por átomos e moléculas e estas são partículas que possuem energia cinética e energia potencial. A **energia interna** é a soma das energias cinéticas de todas as suas partículas constituintes acrescentada a soma de todas as energias potenciais decorrentes das interações entre as partículas do sistema, não incluindo a energia potencial das interações entre o sistema e as suas vizinhanças.

Durante uma mudança de estado de um sistema a energia interna pode variar de um valor inicial U_1 até um valor final U_2 . A variação da energia interna é designada por $\Delta U = U_2 - U_1$ [23].

Se um sistema receber calor Q e não realiza nenhum trabalho durante o processo, a energia interna aumenta de um valor igual a Q , isto é, $\Delta U = Q$. Quando um sistema realiza um trabalho W de expansão contra as suas vizinhanças e nenhum calor é fornecido ao sistema neste processo, a energia deixa o sistema e a sua energia interna diminui. Ou seja, quando W é positivo, ΔU é negativo, e vice-versa. Logo $\Delta U = -W$. Quando ocorre uma transferência de calor juntamente com um trabalho realizado, a variação total da energia interna é dada por (3.3):

$$U_2 - U_1 = \Delta U = Q - W \quad (3.3)$$

Podemos reagrupar a equação que formula a primeira lei da termodinâmica da seguinte forma (3.4):

$$Q = \Delta U + W \quad (3.4)$$

A **primeira lei da termodinâmica**, descrita na equação (3.4), é uma generalização do princípio da conservação da energia para incluir a transferência de energia sob forma de calor, assim como a realização de trabalho mecânico. Sempre que se pensa que uma energia total não é conservada, verifica-se que a inclusão de uma nova forma de energia mostra que a energia total é conservada. Existe energia associada com um campo elétrico, com um campo magnético e, de acordo com a teoria da relatividade, até mesmo com a própria massa [23].

“A variação da energia interna de um sistema durante qualquer processo termodinâmico depende somente do estado inicial e do estado final do sistema, e não do caminho que conduz um estado ao outro.”

Um sistema termodinâmico em dado estado possui um único valor da energia interna que depende somente desse estado. Um enunciado equivalente consiste em dizer que a energia interna U de um sistema é uma função das coordenadas de estado p , V e T .

Uma sequência de etapas que eventualmente fazem o sistema retornar ao seu estado inicial denomina-se processo cíclico. Para este processo, o estado inicial é igual ao estado final, e a variação total da energia interna deve ser igual a zero. Logo:

$$U_2 = U_1 \quad \text{e} \quad Q = W \quad (3.5)$$

Quando um trabalho total W for realizado pelo sistema durante este processo, uma igual quantidade de energia deve ser transferida para o interior do sistema sob forma de calor Q . Porém nem Q nem W são necessariamente iguais a zero.

Outro caso especial da primeira lei ocorre num sistema isolado, aquele que não troca nem calor nem trabalho com as suas vizinhanças. Para qualquer processo termodinâmico que ocorre num sistema isolado:

$$W = Q = 0 \quad (3.6)$$

E, portanto:

$$U_2 - U_1 = \Delta U = 0 \quad (3.7)$$

Por outras palavras, a energia interna de um sistema isolado permanece constante [23].

3.2.3.2. Segunda Lei da Termodinâmica

A evidência experimental sugere fortemente que é impossível construir uma máquina térmica que converta completamente calor em trabalho, ou seja, uma máquina que possua eficiência térmica de 100% [23]. Esta impossibilidade é a base para a seguinte formulação da segunda lei da termodinâmica:

“É impossível para qualquer sistema sofrer um processo no qual ele absorve calor de um reservatório a uma dada temperatura e converte o calor completamente em trabalho mecânico, de modo que o sistema termine num estado idêntico ao inicial.”

Trata-se do chamado enunciado da "máquina térmica" da segunda lei.

A base da segunda lei da termodinâmica assenta na diferença entre a natureza da energia interna e a energia mecânica macroscópica. Num corpo que se move as moléculas possuem movimentos aleatórios, porém, sobreposto com o movimento aleatório existe um movimento coordenado de cada molécula no sentido da velocidade do corpo. A energia cinética associada com o movimento macroscópico coordenado é o que chamamos de energia cinética do corpo que se move. As energias cinéticas e as energias potenciais associadas com o movimento aleatório das moléculas são responsáveis pela energia interna [23].

Quando um corpo desliza sobre uma superfície atinge o repouso em virtude do atrito, o movimento organizado do corpo é convertido em movimento aleatório das moléculas do corpo e da superfície. Como não podemos controlar o movimento individual de cada molécula, é impossível converter completamente de volta o movimento aleatório organizado. Podemos apenas converter uma parte do movimento aleatório, e isto é o que a máquina térmica faz.

“Caso a segunda lei da termodinâmica não fosse verdadeira, poderíamos fazer um automóvel deslocar-se ou fazer funcionar uma central termoelétrica, arrefecendo o ambiente. Nenhuma destas duas possibilidades viola a primeira lei da termodinâmica” [23]. A segunda lei, portanto, não pode ser deduzida a partir da primeira lei, porém mantém-se como uma lei independente na natureza. A primeira lei proíbe a criação ou a destruição da energia; a segunda lei limita a disponibilidade da energia e os modos de conversão e de uso da energia.

O calor flui espontaneamente de um corpo quente para um corpo frio, no entanto nunca se observa o inverso. Um refrigerador retira calor de um corpo frio para um corpo quente, no entanto, a sua operação necessita do fornecimento de trabalho ou de energia mecânica [23].

3.2.4. Máquina térmica e máquina frigorífica

Segundo o postulado de Lord Kelvin, é impossível transformar em trabalho toda a energia sob a forma de calor extraída de uma única fonte, logo, a fração de energia sob a forma de calor que não é utilizada para realizar trabalho é transferida para outra fonte a uma temperatura inferior [26].

O princípio de funcionamento de uma máquina térmica pode ser esquematizado pela Figura 3.2, onde $T_H > T_C$:

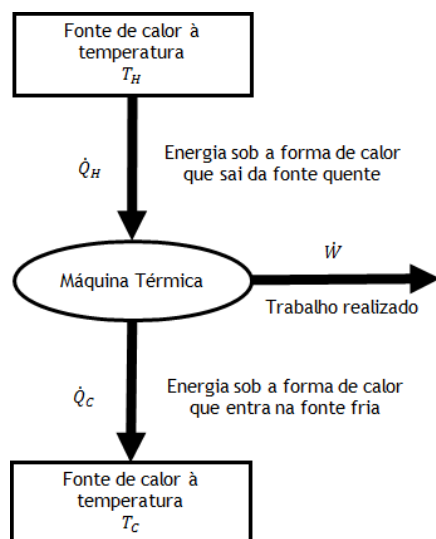


Figura 3.2 - Esquema de uma máquina térmica

O trabalho fornecido pela máquina é igual à diferença entre as quantidades de energia sob a forma de calor trocada:

$$W = |Q_H| - |Q_C| \quad (3.8)$$

Um dos principais objetivos de quem constrói uma máquina térmica é que possua o maior rendimento possível. O rendimento, que normalmente se denota por η , define-se como a razão entre o trabalho que a máquina fornece W e a energia sob a forma de calor que sai da fonte quente, Q_H , e sem o qual ela não poderia funcionar.

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_H|} \quad (3.9)$$

$$\eta = \frac{|Q_H| - |Q_C|}{|Q_H|} \quad (3.10)$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_C|}{|Q_H|} < 1 \quad (3.11)$$

O rendimento de uma máquina térmica é sempre inferior a 1. Caso o valor de Q_C fosse nulo, isto é, se a máquina não transferisse energia sob a forma de calor para a fonte fria, o rendimento seria igual a 1. No entanto, não é possível construir máquinas térmicas onde, ciclicamente se transforme toda a energia sob a forma de calor proveniente da fonte quente, em trabalho, uma vez que tal violaria a 2ª lei da termodinâmica. [26]

Segundo o postulado de Clausius, é impossível transferir energia sob a forma de calor de forma espontânea, de uma fonte fria para uma fonte quente. Para que tal aconteça, é necessário fornecer trabalho ao sistema, e, nesse caso, temos uma máquina frigorífica. O princípio de funcionamento de uma máquina frigorífica encontra-se esquematizado na Figura 3.3:

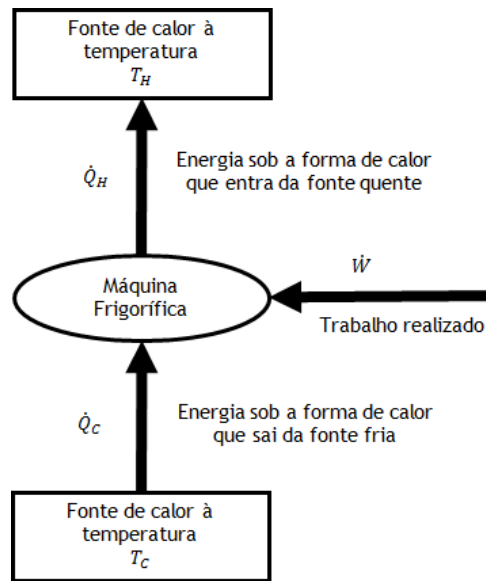


Figura 3.3 - Esquema de uma máquina frigorífica

A energia sob a forma de calor que é transferida para a fonte quente é igual à soma da energia sob a forma de calor retirada à fonte fria, com o trabalho necessário para que ocorra esse fluxo de energia [26]:

$$|Q_H| = W + |Q_C| \quad (3.12)$$

A eficiência de uma máquina frigorífica é tanto maior quanto maior for a quantidade de energia sob a forma de calor que retirar da fonte fria para a mesma quantidade de trabalho fornecido pelo motor do frigorífico. A eficiência de uma máquina frigorífica é o quociente entre a energia sob a forma de calor que sai da fonte fria, Q_C , e o trabalho necessário para realizar essa transferência de energia:

$$COP = \frac{|Q_C|}{W} \quad (3.13)$$

$$COP = \frac{|Q_C|}{|Q_H| - |Q_C|} > 1 \quad (3.14)$$

Ao contrário do rendimento de uma máquina térmica, a eficiência pode ser maior que 1. A eficiência típica de uma máquina frigorífica varia entre 4 e 6 [26].

3.2.5. O Ciclo de Carnot

De acordo com a segunda lei, nenhuma máquina térmica pode possuir eficiência de 100%. Em 1824, o engenheiro Sadi Carnot (1796-1832), desenvolveu uma máquina hipotética idealizada que fornecia a eficiência máxima, permitida pela segunda lei. O ciclo desta máquina é conhecido como **Ciclo de Carnot** [23].

Para compreender o ciclo de Carnot é necessário ter em conta o conceito de irreversibilidade e a sua relação com o sentido de um processo termodinâmico. A conversão de trabalho em energia é um processo irreversível; o objetivo da máquina térmica é fazer uma reversibilidade parcial deste processo, ou seja, a conversão de calor em trabalho com a maior eficiência possível.

O fluxo de calor através de uma diferença de temperatura finita é um processo irreversível. Quando a máquina retira calor da fonte quente a uma temperatura T_H , a substância de trabalho da máquina também deve estar a uma temperatura T_H , caso contrário ocorreria fluxo de calor. Analogamente, quando a máquina desperdiça o calor para o reservatório frio a uma temperatura T_C a máquina também deve estar a uma temperatura T_C , ou seja, todas as etapas que envolvem trocas de calor, a uma temperatura T_H ou T_C , devem ser um processo isotérmico [23].

Reciprocamente, em qualquer processo, no qual a temperatura da substância de trabalho da máquina está entre T_H e T_C , não pode ocorrer nenhuma transferência de calor entre a máquina e nenhum reservatório porque essa transferência de calor não poderia ser reversível. Portanto, qualquer processo no qual a temperatura T da substância de trabalho varia deve ser adiabático. A base do raciocínio é que todo processo no ciclo idealizado deve ser isotérmico ou adiabático. Além disso, o equilíbrio térmico e mecânico deve ser sempre mantido de modo que cada processo seja completamente reversível [23].

O ciclo de Carnot é constituído por duas isotérmicas reversíveis e dois processos adiabáticos reversíveis. A Figura 3.4 representa um ciclo de Carnot usando como substância de trabalho um gás ideal, e consiste nas seguintes etapas [23]:

- [a → b] O gás expande-se isotermicamente na temperatura T_H , absorvendo um calor Q_H ;
- [b → c] O gás expande-se adiabaticamente até que a temperatura desça para T_C ;
- [c → d] O gás é comprimido isotermicamente à temperatura T_C , rejeitando calor $|Q_C|$;
- [d → a] O gás é comprimido adiabaticamente, voltando ao estado inicial na temperatura T_H .

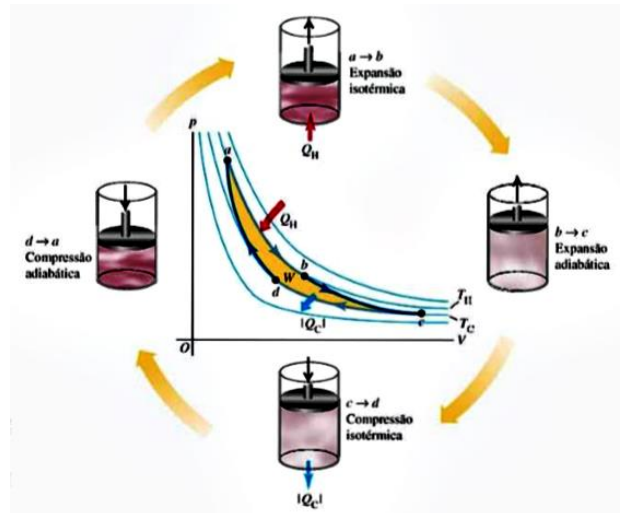


Figura 3.4 - Ciclo de Carnot para gás ideal. [23]

No diagrama P-V, Figura 3.4, as linhas finas representam isotérmicas (curvas a temperatura constante) e as linhas grossas representam adiabáticas (curvas com transferência de calor igual a zero).

Para calcular a eficiência da máquina de Carnot, no caso especial em que a substância é um gás ideal, é necessário inicialmente calcular a razão Q_C/Q_H entre as quantidades de calor transferidas durante os dois processos isotérmicos.

A equação que traduz a transferência de calor na máquina de Carnot é:

$$\frac{Q_C}{Q_H} = -\frac{T_C}{T_H} \quad \text{ou} \quad \left| \frac{Q_C}{Q_H} \right| = \frac{T_C}{T_H} \quad (3.15)$$

A razão entre o calor rejeitado a uma temperatura T_C e o calor absorvido a uma temperatura T_H é precisamente igual a T_C/T_H . Logo a equação da eficiência térmica da máquina de Carnot é dada por:

$$\eta_{\text{Carnot}} = -\frac{T_C}{T_H} = \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad (3.16)$$

Este resultado simples afirma que a eficiência de uma máquina de Carnot depende apenas das temperaturas dos dois reservatórios. A eficiência é grande quando a diferença de temperatura é grande, tornando-se muito pequena quando as temperaturas forem aproximadamente iguais. A eficiência nunca pode ser exatamente igual a um, a menos que $T_C = 0$ [23].

De notar que todos os cálculos envolvendo o ciclo de Carnot implicam o uso de temperaturas absolutas (escala Kelvin).

3.2.5.1. A máquina frigorífica de Carnot

Como cada processo do ciclo de Carnot é reversível, o ciclo inteiro pode ser invertido, convertendo a máquina térmica numa máquina frigorífica. O coeficiente de performance da máquina frigorífica de Carnot pode ser obtido através de:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (3.17)$$

Quando a diferença de temperatura $T_H - T_C$ é pequena, o COP_{Carnot} é muito maior do que a unidade; neste caso um calor muito grande pode ser retirado da temperatura mais baixa para a temperatura mais elevada ocorrendo apenas um pequeno consumo de trabalho. Porém, quanto maior for a diferença de temperatura, menor será o valor de COP_{Carnot} e uma quantidade maior de trabalho deve ser realizado para uma dada quantidade de calor [23].

3.3. Fluidos Frigoríficos

Os fluidos frigoríficos são usados no processo de refrigeração. É uma substância que absorve calor latente quando passa de líquido para gás (vapor), ocorre em temperatura e pressão baixas, e liberta calor latente quando condensa, de gás (vapor) para líquido, em temperaturas e pressão altas. O fluido frigorífico promove a refrigeração absorvendo calor de uma área e descarregando-o noutra área [2].

Não há um fluido frigorífico que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, um frigorífico considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado noutra. O bom frigorífico é aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades, relativamente a um determinado fim [6].

As propriedades desejáveis de um bom fluido frigorífico para uso comercial são [3]:

- **Pressão de vaporização não muito baixa:** é desejável que o frigorífico apresente uma pressão correspondente à temperatura de vaporização não muito baixa, para evitar vácuo elevado no evaporador, e um valor baixo da eficiência volumétrica do compressor, devido à grande relação de compressão.
- **Pressão de condensação não muito elevada:** temperatura de condensação, que é função da temperatura da água ou do ar de arrefecimento, quanto menor for a pressão de condensação do frigorífico menor será a relação de compressão e, portanto, melhor o desempenho do compressor. Além disso, se a pressão no lado de alta pressão do ciclo de refrigeração for relativamente baixa, esta característica favorece a segurança da instalação.
- **Calor latente de vaporização elevado:** se o frigorífico tiver um alto calor latente de vaporização, será necessário menor vazão do frigorífico para uma dada capacidade de refrigeração.
- **Volume específico reduzido (especialmente na fase vapor):** se o frigorífico apresentar alto valor do calor latente de vaporização e pequeno volume específico, na fase de vapor, o caudal em volume no compressor será pequeno e o tamanho da unidade de refrigeração será menor, para uma dada capacidade de refrigeração. Entretanto, em alguns casos de unidades pequenas de arrefecimento de água com compressor centrífugo é, às vezes, preferível que o frigorífico apresente valores elevados do volume específico, devido à necessidade de aumentar a vazão volumétrica do vapor de frigorífico no compressor, para impedir a diminuição de eficiência do compressor centrífugo.
- **Coeficiente de performance elevado:** o frigorífico utilizado deve gerar um coeficiente de performance elevado, pois o custo de operação está essencialmente relacionado com este coeficiente.

- **Condutibilidade térmica elevada:** um valor elevado da condutibilidade térmica do frigorigéneo é importante para a melhoria das propriedades de transferência de calor.
- **Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa:** devido ao pequeno atrito do fluido dos frigorigéneos pouco viscosos, as perdas de carga serão menores.
- **Baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e característica de não corrosão dos materiais isolantes elétricos:** características especialmente importantes para aqueles frigorigéneos utilizados em ciclos de refrigeração com compressores herméticos.
- **Devem ser estáveis e inertes:** ou seja, não devem reagir e corroer os materiais metálicos da instalação de refrigeração.
- **Não deve ser poluente.**
- **Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes:** apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, a possibilidade de vazamentos impõe que os compostos utilizados como frigorigéneos apresentem nível reduzido de toxicidade, o que é satisfeito pela maioria dos CFC's.
- **Não devem ser inflamáveis ou explosivos:** a possibilidade de vazamentos também impõe que os frigorigéneos não sejam inflamáveis, devido ao risco de incêndio e explosão.
- **Devem ser de deteção fácil quando houver fugas:** a facilidade de deteção do frigorigéneo é importante nas instalações de grande porte. A rápida deteção pode evitar a perda completa da carga de frigorigéneos da instalação.
- **Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis:** a disponibilidade comercial do frigorigéneo está intimamente associada ao seu preço. O uso de um frigorigéneo ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável [3].

Existem outras qualidades que todos os fluidos frigorigéneos possuem, tais como peso molecular, peso específico, razão de compressão, entalpia e temperatura de compressão. O volume de deslocamento do compressor e o tipo ou projeto de compressor também influenciarão a escolha do fluido frigorigéneo [2].

De uma forma geral, é possível classificar os frigorigéneos nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos;
- Compostos inorgânicos.

De seguida é apresentado de forma sumaria algumas características dos fluidos frigorigéneos, a sua classificação, e evolução ao longo da história.

3.3.1. Evolução

Na Figura 3.5 é representada a evolução dos fluidos frigoríficos ao longo dos anos. No Anexo I são apresentadas cada uma das gerações, representativas da evolução, mais detalhadamente.

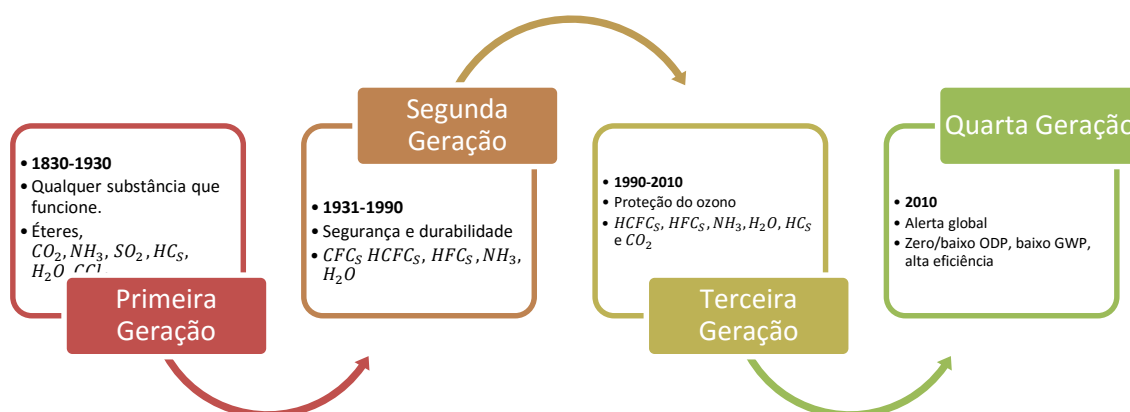


Figura 3.5 - Evolução dos frigoríficos ao longo dos anos, adaptado (Calm, 2008)

3.3.2. Classificação dos fluidos de refrigeração

Os fluidos de refrigeração são classificados de acordo com a maneira pela qual absorvem ou extraem calor das substâncias a serem refrigeradas. A classificação pode ser dividida em Classe 1, Classe 2 e Classe 3.

Os fluidos frigoríficos de Classe 1 são utilizados no tipo de compressor padrão dos sistemas de refrigeração. Os fluidos frigoríficos de Classe 2 são utilizados como agentes de arrefecimento intermediários entre a Classe 1 e Classe 3 e a substância a ser arrefecida. Os fluidos frigoríficos de Classe 3 são utilizados nos sistemas-padrão de refrigeração por absorção [2].

Tabela 3.1 - Características de fluidos frigoríficos típicos [2].

Nome	Ponto de Ebulição (°C)	Calor de Vaporização no Ponto de Ebulição (kJ/kg)
Dióxido de enxofre	-10	400,77
Cloreto de metila	-23,67	413,56
Cloreto de etila	13,11	411,70
Amoníaco	-33,33	129,02
Dióxido de carbono	-79,17	269,82
Isobutano	-12,22	403,56
Freon 11	23,78	182,15
Freon 12	-29,83	165,24
Freon 13	-81,44	148,52
Freon 21	8,89	242,25
Freon 22	-40,78	233,65
Freon 113	47,56	146,82
Freon 114	3,56	136,14
Freon 115	-38,72	126,07
Freon 502	-45,61	177,85

- **Classe 1:** esta classe abrange aqueles fluidos frigoríficos que arrefecem pela absorção ou extração de calor das substâncias a serem refrigeradas por meio da absorção de seus calores latentes. A Tabela 3.1 lista as características de alguns fluidos frigoríficos típicos.
- **Classe 2:** os fluidos frigoríficos desta classe são aqueles que arrefecem as substâncias por meio da absorção dos seus calores sensíveis. Eles podem ser: o ar, salmoura de cloreto de cálcio, salmoura de cloreto de sódio, álcool e soluções anticongelantes semelhantes.
- **Classe 3:** este grupo consiste em soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquefificáveis ou meios frigoríficos. Estas soluções funcionam por meio das suas características em carregar os vapores liquefificáveis. Os vapores produzem um efeito de arrefecimento por meio da absorção dos seus calores latentes. Um exemplo é a água amoniacal, que é uma solução composta por água destilada e amoníaco puro.

3.4. Sistema de refrigeração por compressão a vapor

Da combinação de componentes ligados sequencialmente de modo a produzir efeito de arrefecimento resulta um sistema de refrigeração. No Anexo J é possível consultar os componentes dos diferentes sistemas de refrigeração. Esses sistemas variam de acordo com o seu princípio de funcionamento e são nomeadamente sistemas de:

- **Expansão de ar**
 - Princípio de funcionamento: O ar a alta pressão sobre a expansão adiabática realiza trabalho sobre um pistão diminuindo assim a sua temperatura.
 - Aplicações típicas: Arrefecimento de aeronaves.
- **Ejeção de Vapor**
 - Princípio de funcionamento: A passagem de vapor a alta pressão através de um difusor provoca a evaporação da água existente num tanque, reduzindo a temperatura.
 - Aplicações típicas: Sistemas de ar condicionado em navios.
- **Compressão mecânica de vapor**
 - Princípio de funcionamento: Frigorigéneo recebe calor e evapora a baixa pressão e temperatura.
 - Aplicações típicas: Aparelhos de ar condicionado, frigoríficos domésticos e sistemas de refrigeração comercial e industrial de médio e grande porte.
- **Absorção de vapor**
 - Princípio de funcionamento: O vapor do frigorigéneo é absorvido por outro fluido a baixa pressão e temperatura e posteriormente é destilado da solução a alta pressão.
 - Aplicações típicas: Pequenos frigoríficos.

Os sistemas de refrigeração por compressão mecânica a vapor é o sistema de refrigeração mais usado na prática. No seu ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente a sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão. De seguida é feita a análise desde o ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor até ao ciclo real de refrigeração por compressão a vapor.

3.4.1. Ciclo teórico de Refrigeração por compressão a vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo, que é chamado de “ciclo teórico”, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico.

Existem vários ciclos termodinâmicos ideais, diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de *Rankine* para os sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar *Otto* para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, e o ciclo padrão ar *Brayton* para as turbinas a gás.

Este ciclo teórico ideal terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real [3].

A Figura 3.6 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são:

- **[Processo 1→2]** Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
- **[Processo 2→3]** Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de arrefecimento, à pressão constante. Neste processo o fluido refrigerante é arrefecido da temperatura T_2 até à temperatura de condensação, T_c . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
- **[Processo 3→4]** Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação P_c , e o líquido saturado ($x = 0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observa-se que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).
- **[Processo 4→1]** Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_o) e, conseqüentemente, à temperatura constante (T_o), desde vapor húmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($x = 1$). Observa-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas apenas muda sua qualidade (título).

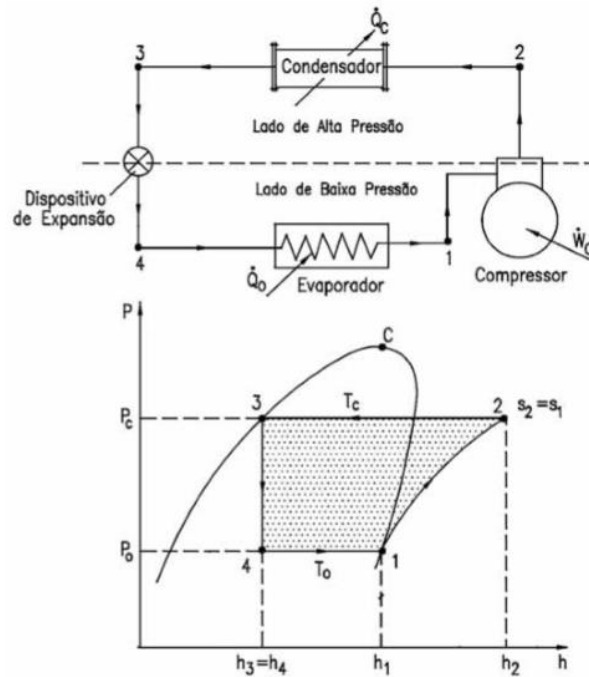


Figura 3.6 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor [3].

3.4.2. Ciclo Real de Refrigeração por compressão a vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão representadas na Figura 3.7. Uma das diferenças está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador, estas perdas de pressão, são representadas por ΔP_d e ΔP_s .

Outras diferenças são o subarrefecimento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com subarrefecimento) e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, pois tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real, é politrópico ($s_1 \neq s_2$) e no processo teórico é isentrópico.

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C, o que, por vezes, exige o arrefecimento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas [3].

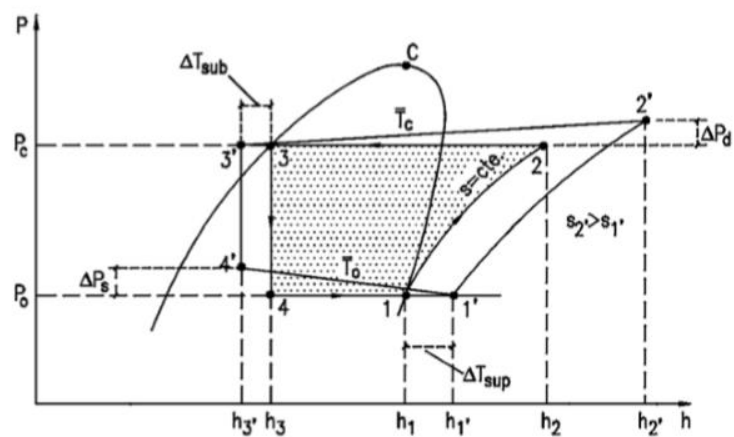


Figura 3.7 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração por compressão de vapor [3].

3.5. Eficiência Energética de um Sistema de Refrigeração

A eficiência energética de um sistema de refrigeração, de maneira geral, indica quanto um equipamento real se aproxima de um comportamento ideal, no qual não existem perdas [36]. A eficiência pode ser calculada pelo quociente entre a energia útil (frio produzido) e o consumo de energia elétrica, o COP, como observado no subcapítulo 3.2.3.

O aumento da eficiência do sistema traduz-se numa diminuição da fatura energética, possibilitando a competitividade no mercado do sector.

A gestão da energia por parte das indústrias sempre foi negligenciada devido ao valor da fatura energética ser abaixo dos demais custos financeiros inerentes à produção, como os da mão-de-obra e os da matéria-prima. Atualmente existe uma gradual mudança de mentalidade, quer seja por imposição legal, quer pela necessidade do cumprimento de requisitos ambientais, com o incentivo de receber sistemas de apoio, ou por uma questão de imagem e por sua vez publicidade positiva [19].

3.5.1. Fatores que afetam a eficiência na geração de frio

Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração [34]:

- **Temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.** A Figura 3.8 ilustra o efeito que a temperatura de evaporação (T_0) exerce sobre a eficiência do ciclo. Uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP, isto é, o sistema torna-se menos eficiente.
- **Temperatura de condensação no COP do ciclo teórico.** A Figura 3.9 ilustra a influência da temperatura de condensação (T_c). Para uma variação de 15°C na temperatura de condensação, resultou em menor variação do COP comparativamente com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.
- **Subarrefecimento do líquido no COP do ciclo teórico.** A Figura 3.10 ilustra a influência do subarrefecimento do líquido à saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora ocorra um aumento no COP do ciclo com o aumento do subarrefecimento, na prática utiliza-se um subarrefecimento para garantir que exista exclusivamente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não para obter ganho de eficiência.

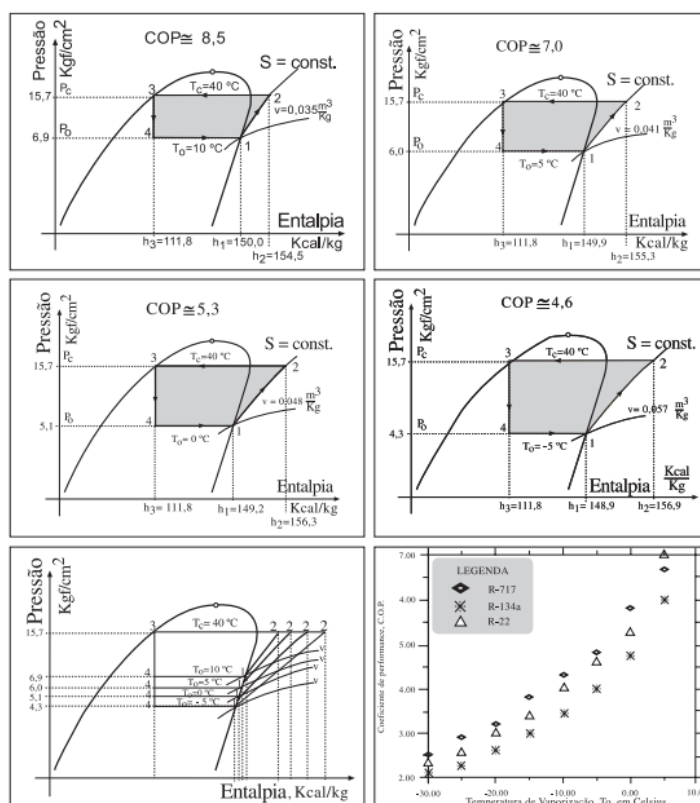


Figura 3.8 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico, usando o R22 [34].

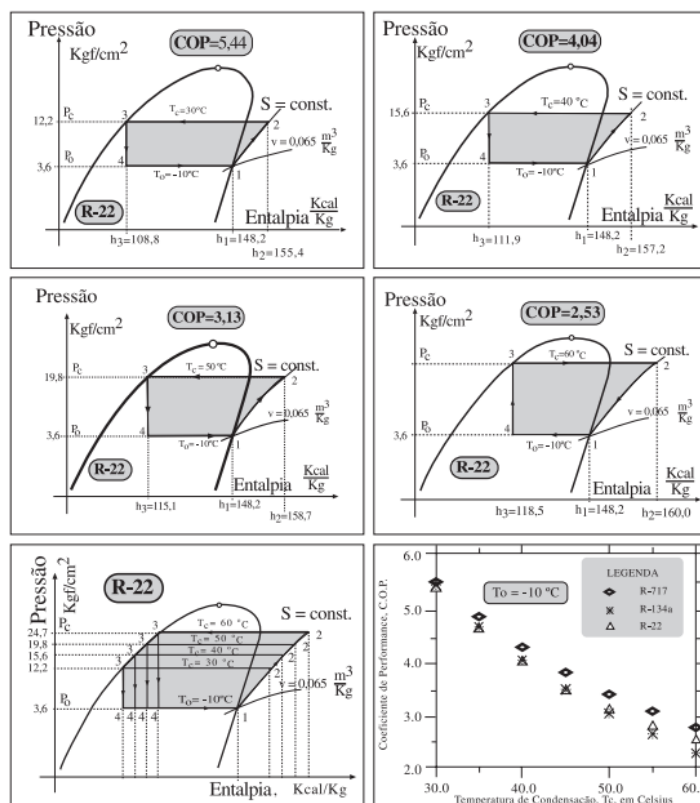


Figura 3.9 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo Teórico [34].

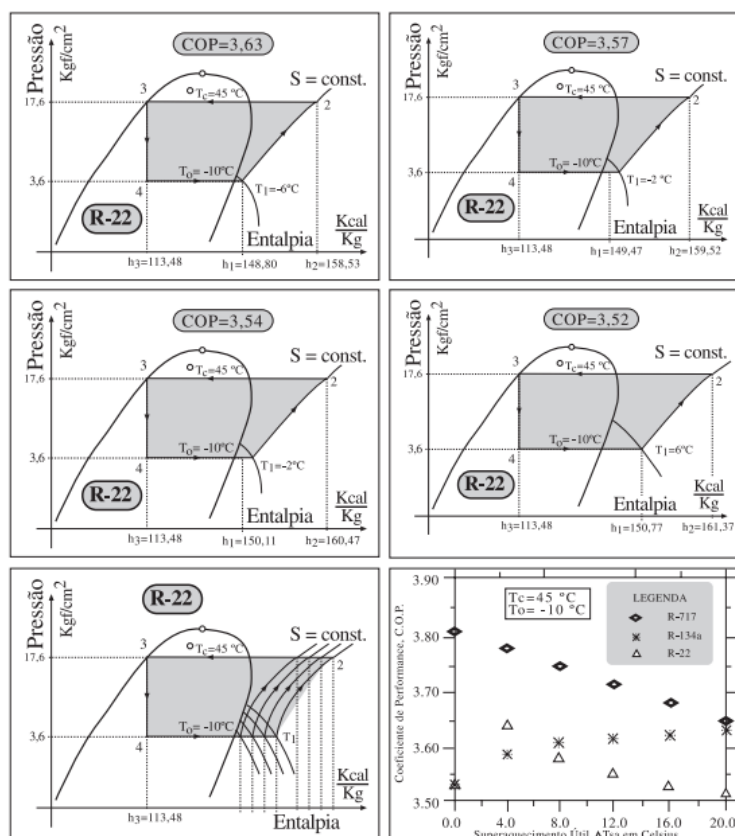


Figura 3.10 - Influência do subarrefecimento no COP do ciclo teórico [34].

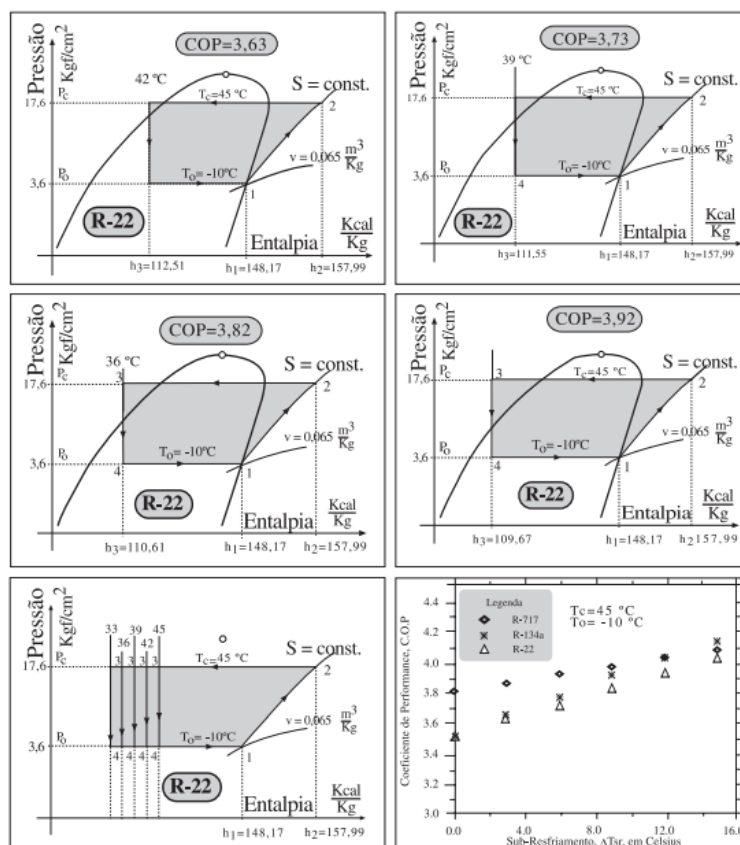


Figura 3.11 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico. [34].

- **Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico.** A Figura 3.11 ilustra a influência do superaquecimento na performance do ciclo de refrigeração. A variação do COP com o superaquecimento depende do fluido. Para o R717, o COP diminui; para R134a, o COP aumenta; e para o R22 há um aumento inicial e, depois, uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é, outros valores de T_0 e T_c , poderá ocorrer comportamentos diferentes. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP, diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor [34].

3.5.2. Ações que promovem a eficiência na geração de frio

3.5.2.1. Aumento da temperatura de evaporação

Quanto maior a temperatura de evaporação a que o sistema frigorífico opera, menor o consumo de energia. Tipicamente, para cada 1°C de aumento na temperatura de evaporação diminui o consumo de energia em aproximadamente, 1 a 4%. A redução no volume específico do fluido frigorígeno associado ao aumento da temperatura de evaporação também afeta significativamente a capacidade frigorífica do compressor e a perda de pressão na linha de sucção. Para cada 1°C de aumento na temperatura de evaporação corresponderá a um aumento de 4 a 6% na capacidade frigorífica do compressor, implicando menor tempo de operação deste equipamento [34].

Alguns dos procedimentos para elevar a temperatura de evaporação [34]:

- Assegurar que os ciclos de degelo ocorrem de forma adequada, mantendo a superfície de troca de calor dos evaporadores livre de gelo.
- Assegurar que os produtos armazenados na câmara não obstruam o fluxo de ar dos evaporadores.
- Remover ou ajustar para valores mínimos os reguladores de pressão (*back pressure controller*).
- Manter as superfícies de transferência de calor sempre limpas, não permitindo a acumulação de poeira, óleo, formação de incrustações, etc.
- Assegurar que não ocorra a acumulação de óleo lubrificante dos compressores no interior dos evaporadores, mediante o dimensionamento correto das linhas de sucção e da utilização de separadores de óleo eficientes.
- Limpeza ou alteração periódica dos filtros de refrigerante, para que a perda de pressão através dos mesmos seja mínima.
- Ajuste da temperatura de evaporação para o maior valor permissível, em função das necessidades do processo. [34]

A Tabela 3.2 representa os efeitos do aumento da temperatura de evaporação na potência de um determinado compressor alternativo semi-hermético utilizado num equipamento frigorífico para o arrefecimento de propileno glicol. Os dados são baseados numa temperatura de condensação de 40°C, e o sistema utiliza como refrigerante o R22 [34].

Tabela 3.2 - Efeito da temperatura de evaporação na eficiência do sistema de refrigeração [34].

Temperatura de Evaporação [°C]	Capacidade Frigorífica [TR]	Potência do Compressor [kW]	Eficiência [kW/TR]
-5,0	45,95	49,8	1,08
0,0	50,07	52,3	0,94
+5,0	67,58	55,3	0,81

3.5.2.2. Diminuição da temperatura de condensação

A utilização de menores temperaturas de condensação resulta num menor consumo de energia nos sistemas frigoríficos. Tipicamente, para cada 1°C de redução na temperatura de condensação reduz o consumo de energia em aproximadamente 2 a 3%, obtendo-se ainda um pequeno aumento de capacidade no compressor [34].

Algumas das formas de reduzir a temperatura de condensação são [34]:

- Assegurar que o sistema trabalha com a menor pressão de condensação possível, adotando, por exemplo, válvulas de expansão eletrónicas.
- Manter as superfícies de transferência de calor sempre limpas, não permitindo a acumulação de poeira, óleo, formação de incrustações, etc.
- Evitar a instalação dos condensadores em locais sujeitos a radiação solar direta ou próximos de fontes de calor.
- Assegurar que o ar quente que sai dos condensadores não seja novamente aspirado pelos ventiladores. Isto é, evitar a formação de "curto-circuito" do ar de arrefecimento.
- Assegurar que o fluxo de ar de arrefecimento dos condensadores não esteja restringido. Obedecer às recomendações dos fabricantes quanto ao distanciamento a paredes e condensadores vizinhos.
- Assegurar que os ventiladores operem de forma correta e eficiente, estabelecendo um programa de manutenção periódica de correias e motores.
- Caso sejam utilizados condensadores arrefecidos a água, adoção de um sistema de tratamento periódico da mesma, evitando a formação de incrustações no interior das tubulações.
- Promover a remoção periódica de ar e gases não condensáveis do interior do sistema através da instalação de um sistema automático de purga de gases não condensáveis, provocando que o sistema opere com menores pressões de condensação [34].

Uma forma simplificada de analisar a temperatura de condensação é com base no procedimento seguinte:

1. Medir a temperatura do meio de arrefecimento do condensador (água ou ar) na sua saída.
2. Somar à temperatura medida 5,5°C. O valor resultante será a temperatura de condensação teórica.
3. Medir a pressão de condensação, utilizando o manómetro da descarga do compressor.
4. Através de uma tabela de propriedades termodinâmicas, determinar a pressão de saturação correspondente à pressão medida no ponto 3. O valor resultante é a temperatura de condensação real.
5. Se a pressão de condensação real for maior à pressão de condensação teórica, o sistema de condensação pode estar com problemas [34].

3.5.2.3. Aumento do subarrefecimento

O subarrefecimento do líquido antes da entrada na válvula de expansão aumenta a capacidade do sistema sem aumentar a potência consumida. Portanto, o subarrefecimento pode ser um ponto importante para aumentar a eficiência de sistemas frigoríficos.

Normalmente, os sistemas operam com subarrefecimento entre 3 e 4°C, no entanto, é possível aumentar o subarrefecimento sem prejudicar o funcionamento do sistema, da seguinte forma [34]:

- No condensador, adoção de uma superfície de transferência de calor adicional, secção de subarrefecimento. O fluido, após deixar o reservatório de líquido, passa pela secção de subarrefecimento (serpentina) antes de entrar na válvula de expansão. Esta técnica pode reduzir o consumo de 1% em sistemas de média temperatura (-35°C até -10°C) e até 9% em sistemas de baixa temperatura (-35°C até -5°C).
- No reservatório de líquido, ocorre perda de calor do fluido para o ambiente se este se encontra com temperatura inferior à de condensação. Assim, deve-se evitar a instalação do reservatório em locais expostos ao sol ou sujeitos a temperaturas elevadas.

Em sistemas com dois níveis de pressão, o fluido, à pressão intermediária, pode ser usado para subarrefecer o que se encontra contido no reservatório. Podem ser obtidas reduções de consumo até 25% para baixas temperaturas de evaporação. Geralmente, são usadas duas configurações, observadas na Figura 3.12:

- Arrefecedor intermediário.
- Separador de líquido.

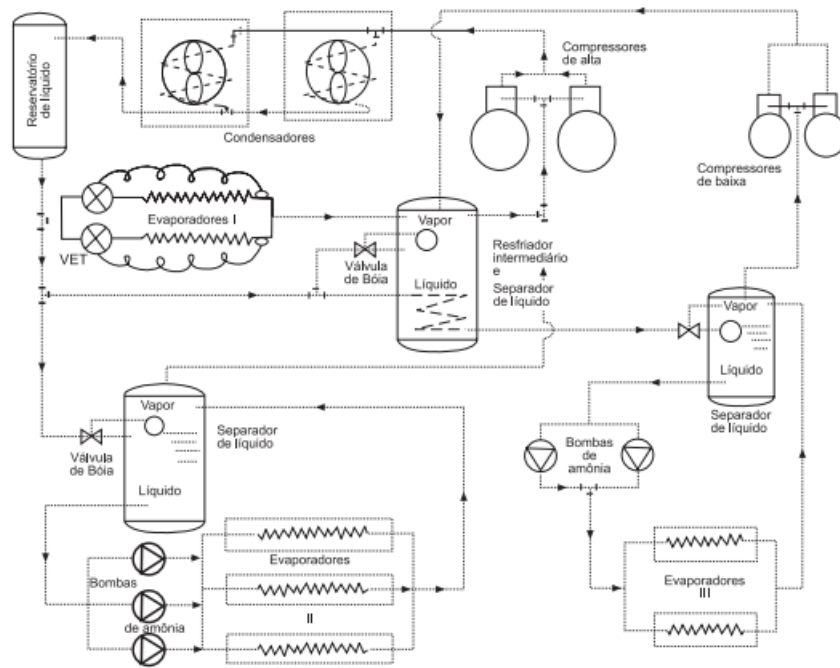


Figura 3.12 - Sistema de Multipressão típico de matadouro-frigorífico (Frigorigéneo: amoníaco) [3].

Para a determinar o subarrefecimento, devem-se medir a pressão e a temperatura do fluido na entrada da válvula de expansão. A partir da pressão e utilizando uma tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido frigorigéneo, obtém-se a temperatura de saturação. A diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura medida resulta no subarrefecimento [34].

3.5.2.4. Diminuição do superaquecimento

O superaquecimento corresponde ao aumento de temperatura do fluido acima da temperatura de evaporação. Quanto maior o superaquecimento, maior o volume específico do fluido na aspiração do compressor, e conseqüentemente, menor será a vazão mássica deslocada, reduzindo a capacidade do compressor sem reduzir o seu consumo de potência, provocando um aumento dos custos.

Através das válvulas de expansão eletrônicas, os sistemas podem trabalhar com superaquecimentos menores (2°C), sem ocorrer o risco do retorno do fluido líquido para o compressor. Com as válvulas de expansão termostáticas, devido ao risco de retorno de líquido, requer a operação com superaquecimentos maiores (5 a 8°C). Desta forma as válvulas de expansão eletrônicas aumentam o fator de utilização do compressor e, por sua vez, a eficiência energética do sistema [34].

Para um sistema que utiliza como fluido o R22, a uma temperatura de evaporação de -10°C , a redução no consumo de energia do compressor devido à redução do superaquecimento é mostrada na Tabela 3.3 (Danfoss, 2003).

Tabela 3.3 - Redução do consumo do compressor em relação à redução do superaquecimento.

Redução do Superaquecimento [°C]	Redução no Consumo do Compressor [%]
5	1,8
10	3,7
15	5,4

Para a determinação do superaquecimento, é necessário medir a pressão e a temperatura do fluido frigorigéneo na entrada do compressor. A partir da pressão e utilizando uma tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante, obtém-se a temperatura de saturação. A diferença entre a temperatura medida e a temperatura de saturação resulta no superaquecimento [34].

3.5.2.5. Variação da pressão de condensação

A pressão de condensação de um sistema deve variar em função das condições ambiente, ou seja, eliminar ou ajustar para um valor mínimo os controlos da pressão de condensação, de forma que seja possível a sua redução durante as épocas da baixa temperatura externa. Em sistemas instalados em regiões de clima moderado, podem ser obtidas reduções do consumo da ordem de 3 a 10% (Little, 1996) [34].

Nos sistemas com válvulas de expansão termostática, o controle do sistema é feito de forma a que a pressão de condensação seja artificialmente mantida elevada, devido a este tipo de válvula não operar adequadamente com baixas relações de pressão. A utilização de válvulas de expansão com orifício equilibrado ("*balanced port valves*") ou de válvulas de expansão eletrónicas resolve este tipo de problema. No entanto, as válvulas com orifício equilibrado custam, em média, 20% a mais que as válvulas de expansão convencionais e não estão disponíveis em todas as faixas de capacidade. As válvulas de expansão eletrónicas são mais caras que as de expansão termostáticas, contudo promovem um controle mais eficiente do superaquecimento e podem ser utilizadas noutros sistemas de controlo e monitoração.

É indispensável limitar a mínima pressão de condensação, mas deve-se assegurar que o valor limite seja o mínimo possível [34].

A título de exemplo, um grande supermercado, instalado numa região de clima moderado, com área de vendas de 4180 m² e que opera 24 horas por dia, é dotado de um sistema de multipressão com compressores alternativos semi-herméticos, possuindo dois níveis de temperatura específica, e um sistema de condensação a ar independente [34]. As características destes sistemas são apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Características do sistema multipressão [34].

Características	Sistema 1	Sistema 2
	(Média Temperatura)	(Baixa Temperatura)
Fator de utilização dos compressores	0,63	0,65
Temperatura de evaporação	-10,0 °C	-20 °C
Temperatura de condensação	44,0 °C	42 °C
Capacidade Frigorífica	65 TR	25 TR
COP	2,50	1,30
Consumo de energia (Compressores)	486.978 kWh/ano	383.687 kWh/ano

Segundo relatório emitido por Little (1996), a remoção do controle da pressão de condensação e a instalação de válvulas de expansão eletrônicas, permitindo a variação da pressão de condensação em função das condições externas, favorece a redução do consumo representada na Tabela 3.5 [34]:

Tabela 3.5 - Redução de consumo e custo de implementação provocado pela instalação de válvulas eletrônicas [34].

	Redução no Consumo [kWh/ano]	Custo de Implementação [US\$]
Sistema 1	24.202,0	5.900,00
Sistema 2	20.068,0	2.350,00

3.5.2.6. Seleção do compressor

A seleção do compressor mais eficiente para uma determinada aplicação envolve vários aspectos, entre eles:

- Condições de operação.
- Capacidade requerida.
- Curva de carga (variação e controle de capacidade).

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores acionados por motores elétricos com potência até 5 kW, tais como pequenas câmaras frias, pequenos *chillers* e outras aplicações comerciais, pode-se usar a figura 3.13 como indicativo, contudo a seleção final deve ser analisada caso a caso [4].

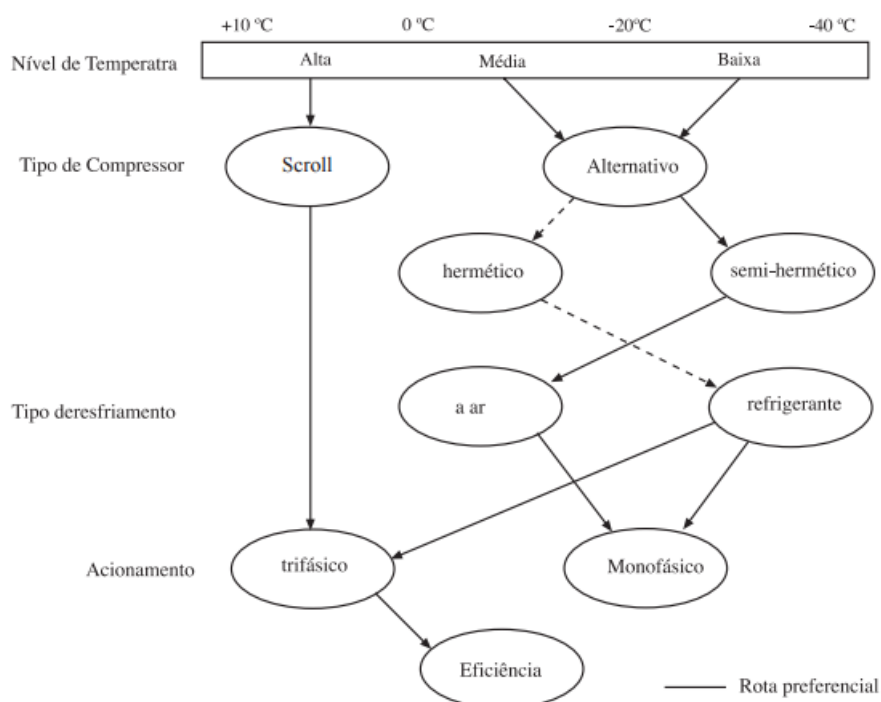


Figura 3.13 - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW) [4].

Para compressores de grande capacidade as opções são os alternativos e parafusos, abertos ou semi-herméticos, e, em alguns casos, os centrífugos. A opção mais eficiente não pode ser definida facilmente, e diferentes opções devem ser investigadas, determinando-se o consumo dos equipamentos através de dados dos fabricantes. A Tabela 3.6 mostra uma comparação entre compressores alternativos e parafuso, aberto e semi-herméticos, para duas condições de operação, utilizando o frigorigéneo R407c. Os dados apresentados na Tabela 3.6 foram obtidos dos fabricantes dos equipamentos, para as condições mostradas e considerando subarrefecimento de 5 °C e sobreaquecimento de 8 °C [4].

É possível verificar que o compressor mais eficiente e, portanto selecionado, seria o alternativo semi-hermético. Mas os resultados poderiam ser completamente diferentes para outras situações, tendo em conta [4]:

- Capacidade do sistema.
- Condições de operação.
- Fluido frigorigéneo.

Tabela 3.6 - Comparação entre compressores alternativos e parafuso [4].

$T_0 = 0^\circ\text{C}$ $T_c = 50^\circ\text{C}$	Capacidade [kW]	Potência [kW]	COP
Alternativos: Aberto	63,0	22,39	2,81
Alternativos: Semi-hermético	60,2	20,41	2,95
Parafuso: Aberto	63,0	24,98	2,52
Parafuso: Semi-hermético	57,1	24,10	2,27
$T_0 = -15^\circ\text{C}$ $T_c = 40^\circ\text{C}$	Capacidade [kW]	Potência [kW]	COP
Alternativos: Aberto	55,7	24,19	2,30
Alternativos: Semi-hermético	53,4	21,96	2,43
Parafuso: Aberto	56,0	25,89	2,16
Parafuso: Semi-hermético	53,1	23,86	2,22

3.5.2.7. Operação de compressores em carga parcial

Os sistemas frigoríficos geralmente possuem mais de um compressor, e frequentemente, operam em carga parcial, traduzindo numa menor eficiência energética. Mesmo que os compressores possuam algum tipo de controlo de capacidade, a sua eficiência com carga parcial é sempre menor do que com carga nominal. Desta forma é necessário assegurar que se tem o menor número possível de compressores em operação, e que os mesmos estejam a trabalhar à sua máxima eficiência, isto é, à carga nominal [34].

A quantidade e capacidade dos compressores que irão formar o sistema não é direta, e é essencial o perfil de carga na determinação da melhor configuração. As diferentes opções devem ser comparadas nas condições de operação e de projeto.

Para sistemas de refrigeração de grande porte, com grande variação de carga, existem diferentes opções para a combinação dos compressores, de forma a adequar os sistemas à carga. Como exemplo, tem-se [34]:

- Utilizar um compressor de grande porte com controlo de capacidade.
- Utilizar dois ou mais compressores menores, de mesma capacidade, cuja entrada em operação é feita de maneira a satisfazer a carga.
- Utilizar dois ou mais compressores menores, de diferentes capacidades, cuja entrada em operação é feita de maneira a satisfazer a carga.

A eficiência das diferentes opções é muito variável, e não existe regra fixa para determinar qual é a melhor opção. Desta forma, quando o perfil de carga exige um compressor com controlo de capacidade, deve-se selecionar o compressor com melhores características nas condições de carga parcial. Tipicamente, um compressor alternativo com controlo de

capacidade por desativação de cilindros irá consumir em torno de 55% da sua potência a plena carga quando operando com 50% de sua capacidade [34].

3.5.2.8. Controle de rotação dos ventiladores dos condensadores

O condensador atinge a sua máxima capacidade quando os ventiladores estão a funcionar com a máxima potência. Quando a potência do compressor é reduzida, o condensador torna-se superdimensionado [34].

Normalmente, para controlar a pressão de condensação, desligam-se os ventiladores. Mas é possível controlar a pressão de condensação através da utilização de conversores de frequência, que permitem variar a rotação dos ventiladores em função da carga aplicada ao sistema. O controlo da pressão de condensação deve ser projetado para atuar no menor valor possível, pois, como mostrado anteriormente, a redução da pressão de condensação resulta em diminuição do consumo de energia do compressor. O mesmo princípio de controlo de rotação pode ser aplicado às bombas de circulação de água de condensação, no caso de condensadores arrefecidos a água [35].

Desta forma, e a título de exemplo, um sistema de refrigeração com dois ventiladores de 25 kW, cada um instalado, no condensador, se o sistema necessita apenas da metade da capacidade do condensador, pode-se desligar um dos ventiladores, reduzindo-se o consumo pela metade, ou seja, 25kW. Contudo, utilizando-se um inversor de frequência nos motores dos ventiladores, pode-se reduzir a rotação dos ventiladores para metade para ajustar a capacidade do condensador, a potência é proporcional ao cubo da rotação, logo será reduzida para 1/3 da potência total, ou seja, 16,7 kW [34].

3.5.2.9. Instalação de separadores de óleo

O separador de óleo tem a função de promover a separação e o retorno de óleo ao cárter do compressor. Quando o óleo circula através do circuito de refrigeração, ele pode-se depositar nas superfícies de transferência de calor, principalmente no evaporador, reduzindo a sua eficiência. A utilização de separadores de óleo é recomendada em sistemas com tubulações com comprimento superiores a 10 m e/ou desnível superior a 4 m. Também devem ser usados em sistemas com temperaturas de evaporação inferiores a -20°C [34].

3.5.2.10. Utilização de termostato para controlo do ventilador da torre

A falta de termostato para controlar o funcionamento do ventilador da torre acarreta consumo excessivo de energia devido a este não ser desligado automaticamente quando a temperatura da água na saída da torre é inferior ao valor recomendado (29°C). É possível quantificar a redução do consumo de energia em função da potência do ventilador e do fator de utilização a plena carga do equipamento, da seguinte forma [34]:

$$W_{red} = W_{torre} \times (1 - fu) \quad (3.18)$$

$$P_{red} = W_{red} \times Tempo \quad (3.19)$$

Onde:

W_{red} - é a potencia reduzida;

W_{torre} - é potencia solicitada pela torre de arrefecimento (ventilador);

fu - é o fator de utilização a plena carga

P_{red} - é energia conservada, em kWh/ano

$Tempo$ - é dado em horas/ano

3.5.3. Fatores que afetam a eficiência na distribuição de frio

A forma como o fluido a baixa temperatura é distribuído num ambiente industrial é de importância fundamental para assegurar o baixo consumo de energia de toda a instalação frigorífica, pois podem ocorrer ganhos de calor consideráveis no sistema de distribuição se o mesmo não for cuidadosamente projetado e mantido [34].

Os ganhos de calor podem ocorrer devido a [34]:

- **Ganho de calor nas tubulações que operam a baixa temperatura.** Parte da energia consumida para a obtenção de um fluido a baixa temperatura poderá ser desperdiçada se o mesmo for conduzido até o local da sua utilização por meio de tubulações mal isoladas ou expostas a temperaturas demasiadamente elevadas.
- **Traçado, comprimento e diâmetro das tubulações.** Quando um fluido escoar por uma tubulação, existe uma perda de pressão devido ao atrito entre o fluido e a parede do tubo, contudo o seu efeito pode ser reduzido dimensionando devidamente a tubulação.

3.5.4. Ações que promovem a eficiência na distribuição de frio

3.5.4.1. Isolamento das tubulações

A aplicação de um isolamento eficiente em tubulações é de fundamental importância para a conservação de energia em sistemas de refrigeração. As tubulações que transportam um fluido devem ser isoladas para se evitar a condensação superficial e, em alguns casos, a formação de gelo sobre as mesmas. A condensação superficial ocorre sempre que o ar entrar

em contato com uma tubulação e esta tenha uma temperatura inferior à sua temperatura de orvalho. O ganho de calor devido a tubulações não isoladas reduz a eficiência do sistema e obriga o sistema a operar durante um período maior, consumindo mais energia [34].

3.5.4.2. Eliminação de vazamentos de fluido frigorígeno

Os vazamentos de fluido são extremamente prejudiciais, tanto do ponto de vista do consumo de energia quanto dos aspetos ambientais.

Conforme o vazamento de refrigerante aumenta, o desempenho do sistema frigorífico é afetado negativamente, uma vez que faltará fluido para o sistema operar corretamente. Testes demonstram que 15% de perda da carga de refrigerante podem resultar em até 45% de redução da capacidade frigorífica do sistema e 200% de aumento no seu consumo de energia (GPG-178, 1997) [34].

Numa instalação frigorífica, os locais mais sujeitos a ocorrência de vazamentos, são [34]:

- juntas de dilatação;
- selo mecânico da ponta de eixo dos compressores;
- outras juntas mecânicas;
- pontos de conexão dos instrumentos de medição;
- válvulas;
- pontos com vibrações, principalmente nos tubos e juntas próximas ao compressor (podendo este tipo de vazamento ser intermitente e de difícil deteção).

3.5.4.3. Redução da queda de pressão na linha de sucção

A diferença de preço entre um tubo com um determinado diâmetro e o de diâmetro imediatamente superior é normalmente muito pequena, quando comparada com o impacto no consumo de energia da empresa. Na fase de instalação, normalmente a escolha é feita unicamente de forma a conseguir menores preços, o que consiste em instalar tubos de menor diâmetro, contudo esta escolha provocará impactos negativos durante toda a vida do sistema de refrigeração. A queda de pressão na linha de sucção aumenta o volume do fluido provocando uma redução de capacidade e um aumento da taxa de compressão, provocando um aumento da potência requerida pelo compressor [34].

A título de exemplo, um sistema de refrigeração de média temperatura de evaporação (0°C), com compressores alternativos e operando com R22 foi dimensionado para uma queda de pressão da linha de sucção 46,9 kPa, o que corresponde a uma queda de temperatura de saturação de 3°C. Alterando o diâmetro da tubulação de sucção, de forma que a queda na temperatura de saturação fosse de 2°C, o que corresponde a uma perda de carga máxima de 31,7 kPa resultou numa redução de 2,12% no consumo de energia elétrica da instalação [34].

3.5.4.4. Redução da queda de pressão na linha de descarga

A queda de pressão nas linhas de descarga aumenta a taxa de compressão e, consequentemente, a potência necessária para acionar o compressor. Simultaneamente, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da taxa de compressão, o que resulta em redução da capacidade do compressor [34].

3.5.4.5. Troca de filtro secador

É essencial para a eficiência e disponibilidade de um sistema frigorífico que o refrigerante sempre esteja isento de humidade e qualquer outro material estranho. A humidade pode congelar na válvula de expansão, restringindo ou bloqueando completamente o fluxo de refrigerante. Pequenas partículas podem ter o mesmo efeito, além de danificarem partes internas, como as válvulas e o compressor.

Para evitar tais problemas, devem-se instalar filtros secadores na linha de líquido do sistema, os quais são capazes de reter pequenas partículas e, devido à presença de um material higroscópico (por exemplo: sílica gel), absorvem a humidade. Com o passar do tempo, os filtros secadores saturam e passam a impor uma perda de carga significativa, a qual compromete a eficiência do sistema [34].

3.5.5. Fatores que afetam a eficiência no uso final do frio

Para a redução do consumo de energia associado ao uso final do frio e do sistema frigorífico é necessário conhecer o processo de produção e detetar quais são os limites máximos de redução permitidos pelo mesmo.

Para a análise da carga térmica são necessárias informações precisas, por exemplo: quantidade de produto, temperatura de entrada do produto na câmara (ou equipamento) e temperatura final do produto. Informações incorretas geralmente levam ao sub ou ao sobredimensionamento do sistema frigorífico, o que acaba comprometendo a qualidade dos produtos ou aumentar o consumo de energia [34].

A carga térmica real de um sistema geralmente é maior que aquela associada apenas ao produto. No caso de câmaras de conservação de alimentos, a carga térmica é influenciada por [34]:

- **Condições de armazenamento.** As condições de armazenamento (temperatura e humidade relativa) dos produtos no interior de câmaras frigoríficas determinam a temperatura de evaporação do sistema frigorífico e, como visto anteriormente, a eficiência do sistema está diretamente relacionada com a temperatura de evaporação.

Para os melhores resultados, cada produto deveria ser armazenado de acordo com os seus requisitos específicos de temperatura e humidade relativa,

- **Ganho de calor através das estruturas da câmara.** A carga térmica decorrente da transmissão de calor é uma função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos construtivos da câmara (paredes, teto, piso, portas, etc...) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas.
- **Ganho de calor devido à infiltração de ar externo.** A carga térmica associada à infiltração de ar está relacionada com a entrada de ar quente (ar externo) e a saída de ar frio da câmara frigorífica, através de portas ou quaisquer outras aberturas.
- **Ganho de calor devido a equipamentos instalados nas câmaras.** Todos os equipamentos elétricos instalados no interior da câmara frigorífica (lâmpadas, motores, etc) dissipam calor.

3.5.6. Ações que promovem a eficiência no uso final do frio

3.5.6.1. Redução do ganho de calor através das estruturas das câmaras frigoríficas

Aproximadamente 20% da carga térmica de uma câmara de conservação de produtos resultam da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso das câmaras. Assim, o papel do isolamento é fundamental, sendo o fator mais importante no consumo energético de uma instalação de conservação, tanto pela sua influência em relação à entrada de calor no ambiente refrigerado como pela dificuldade que existe em modificá-lo depois de construído ou colocado. Maior espessura do isolamento e menor condutividade térmica irão reduzir o ganho de calor por transmissão através das estruturas [34].

Uma forma de estimar o consumo excessivo de energia decorrente da deficiência do isolamento das estruturas das câmaras frigoríficas, é determinar a quantidade de calor que é introduzida na câmara por metro quadrado de parede ou teto da câmara. Assim [35]:

$$\frac{Q}{S} = \frac{k_i}{L_i} \times \Delta T \quad (3.20)$$

Onde:

k_i - é o coeficiente de transferência de calor do material;

L_i - é a espessura do isolante;

ΔT - é a diferença de temperatura entre o ar exterior e o interno, acrescida de uma correção em função da coloração e orientação da parede.

O valor calculado pela equação 3.20 deve ser comparado com um valor empregado comumente em projeto de câmaras frigoríficas, que é de 10 kcal/h.m^2 . Se o valor calculado for superior a 10, calcula-se então o calor excedente por [34]:

$$Q_{irr} = \left(\frac{Q}{S} - 10 \right) \times S \quad (3.21)$$

Em que:

S - é a área da parede em consideração.

A perda Q_{irr} é uma percentagem da capacidade de geração Q_0 [kcal/h], isto é, da potência frigorífica do compressor que serve a um determinado ambiente refrigerado.

Sendo C_m o consumo de energia elétrica do motor do compressor, em [kWh/mês], o potencial de redução do consumo por é dado por [34]:

$$P_{irr} = \frac{Q_{irr}}{Q_0} \times C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (3.22)$$

3.5.6.2. Redução do ganho por infiltração de ar

A infiltração de ar em câmaras de armazenamento pode ser responsável por até 30% da sua carga térmica. Com a entrada de ar na câmara, juntamente com o calor introduz-se humidade, que provoca a formação de gelo nos evaporadores, aumentando o consumo de energia pela redução da transmissão de calor e pela necessidade de degelo frequente. A redução desta parcela da carga pode ser conseguida através de [34]:

- Instalação de cortinas plásticas (PVC) ou cortinas de ar na porta da câmara frigorífica.

Exemplo: Um fabricante de cortinas de PVC realizou testes para monitorar a temperatura de uma pequena câmara fria. Estes testes foram realizados sem e com a instalação de cortina de PVC na porta da câmara. Sem cortina, sempre que a porta da câmara foi aberta, a temperatura interna aumentou de -19°C para -2°C . Com cortina, a temperatura aumentou apenas para -16°C . O tempo para a redução da temperatura de novo para os -19°C foi de 12 minutos no caso sem cortina e de 3 minutos quando se utilizou a cortina de PVC (GPG-283, 2000) [34].

- Instalação de sistema automático para fechamento das portas.
- Sempre que possível, deve-se utilizar antecâmaras arrefecidas na entrada das câmaras de conservação.

Exemplo: Em estudos realizados por Huhg (1999) em câmaras frigoríficas para conservação de alimentos a -30°C , com adoção de antecâmaras condicionadas a 15°C , pôde reduzir metade o ganho de calor por infiltração e num terço a entrada de humidade na câmara.

O potencial de redução do consumo de energia decorrente do isolamento pode ser obtido, de forma aproximada, em função da área estimada (A_{EST}) em metros quadrados, dos vãos e aberturas, pela expressão 3.23 [34]:

$$Q_{ved} = 150 \times A_{EST} \text{ [kcal/h]} \quad (3.23)$$

Sendo:

Q_{ved} - o calor infiltrado, que representa uma percentagem da capacidade de geração Q_0 [kcal/h], isto é, da potência frigorífica do compressor que serve a um determinado ambiente refrigerado.

Sendo C_m o consumo de energia elétrica do motor do compressor, em [kWh/mês], tem-se que o potencial de redução do consumo dado por:

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{Q_0} \times C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (3.24)$$

3.5.6.3. Redução do calor dissipado pelos evaporadores

Os ventiladores dos evaporadores consomem energia elétrica, e grande parte é convertida em calor, que o sistema frigorífico necessita de remover. Para a redução da carga térmica e, consequentemente, do consumo de energia, podem ser adotadas as seguintes medidas [34]:

- Desligar os ventiladores quando eles não estiverem sendo utilizados.
- Adotar ventiladores eficientes associados a motores de alto rendimento, pois convertem maior quantidade de energia elétrica em trabalho. Na tabela 3.7 é possível observar a comparação entre a eficiência de motores padrão e de alto rendimento.

Tabela 3.7 - Eficiência de motores elétricos padrão e de alto rendimento [34].

HP	Motor Padrão	Alto Rendimento
5	83,3	89,5
7,5	85,2	91,7
10	86,0	91,7
15	86,3	92,4
20	88,3	93,0
30	89,5	93,6
40	90,3	94,1
50	91,0	94,5
60	91,7	95,0
75	91,6	95,4
100	92,1	95,4

Para uma mesma potência de saída, a diferença no consumo destes motores será dada por:

$$\text{Diferença Consumo} = \text{Pot. Saída} \left(\frac{1}{\eta_{Pad}} - \frac{1}{\eta_{AR}} \right) \times \text{Tempo} \quad (3.25)$$

Onde:

η_{Pad} - é o rendimento do motor padrão;

η_{AR} - é o rendimento do motor de alto rendimento;

Tempo - é o tempo em horas/ano.

- Controlo da rotação dos motores dos ventiladores. A redução da rotação dos ventiladores à medida que ocorre redução da carga é um fator que leva à redução do consumo de energia. Quando os produtos já se encontram na sua temperatura ideal, é possível reduzir a rotação dos ventiladores para até 1/3 da sua rotação nominal, consequentemente reduzindo o consumo de energia.
- Diâmetro dos ventiladores. Para uma mesma vazão de ar, um ventilador de maior diâmetro opera em menor rotação, necessitando de menor potência [34].

3.5.6.4. Diminuição da carga de iluminação

O sistema de iluminação pode corresponder até 10% da carga térmica de uma câmara frigorífica para conservação de produtos. A maioria dos sistemas já utiliza iluminação eficiente, mas é possível conseguir uma redução de consumos ainda maior ao desligar as lâmpadas quando estas não são utilizadas por longos períodos, ou através da utilização de controlo automático, de forma que apenas funcione quando existir movimentação [34].

O nível de iluminação recomendado é de 100 a 250 lux por metro quadrado de superfície da câmara [36]. Deve-se optar por um nível dentro desses limites e utilizar lâmpadas mais eficientes. Ao adotar este requisito, o potencial de redução de consumo pode ser estimado pela diferença entre o consumo atual e o consumo com lâmpadas eficientes, em relação ao regime de funcionamento da câmara em horas/ano [34]:

$$E_{itum} = (N_A \times P_A - N_D \times P_D) \times \text{Tempo} \quad (3.26)$$

Onde:

E_{itum} - é a energia economizada com a troca por iluminação mais eficiente [Wh/ano];

N_A - é o número de lâmpadas referente à situação antes da troca;

P_A - é a potência da lâmpada referente à situação antes da troca [W];

N_D - é o número de lâmpadas referente à situação de troca;

P_D - é a potência da lâmpada referente à situação de troca [W];

Tempo - funcionamento da iluminação da câmara em horas/ano.

Além da redução do consumo direto pela diminuição da potência do sistema de iluminação, a alteração da iluminação provoca também a redução da quantidade de calor dissipado na câmara, diminuindo a carga térmica do sistema de refrigeração.

3.5.6.5. Adequação da temperatura no ambiente refrigerado

Armazenamento de produtos na mesma câmara que necessitem da mesma temperatura de conservação, estabelecendo a máxima temperatura possível, tendo em consideração aspetos relacionados com a preservação da integridade do produto.

A redução do consumo de energia elétrica resultante da utilização de temperatura de armazenamento de produtos inferior à recomendada pode ser calculada em função da quantidade de calor (Q) retirada em excesso da câmara [34]:

$$Q = \dot{V} \times \rho_{ar} \times C_{p,ar} \times \Delta T \quad [kcal/h] \quad (3.27)$$

Onde:

$\dot{V}$ - é a vazão do ventilador do evaporadores. Caso este valor não esteja disponível, ele pode ser estimado em função da capacidade frigorífica do sistema;

ρ_{ar} - par é a densidade do ar ($\cong 1,2 \text{ kg/m}^3$);

$C_{p,ar}$ - é o calor específico do ar (0,24 kcal/kg.°C);

ΔT - diferença entre a temperatura recomendada e a temperatura medida na câmara.

A quantidade de calor retirada em excesso (Q) é uma percentagem da capacidade frigorífica (Q_o), em kcal/h, da instalação. A redução de consumo (P_{red}), em relação ao consumo de energia elétrica mensal do compressor (C_m), é determinada por [34]:

$$P_{red} = \frac{Q}{Q_o} \times C_m \quad [kWh/mês] \quad (3.28)$$

Quando o sistema é composto por dois ou mais compressores em paralelo, o valor de C_m é igual à soma do consumo de todos os compressores que alimentam o sistema.

3.5.6.6. Adequação da forma de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados

O armazenamento inadequado dos produtos nos espaços refrigerados prejudica a circulação de ar frio provocando o aumento no consumo de energia elétrica. É necessário evitar encostar os produtos nas paredes das câmaras frigoríficas e manter um espaçamento entre os mesmos, utilizando, por exemplo, paletes para o empilhamento, de forma a facilitar a movimentação do ar no interior da câmara. A Figura 3.14 apresenta uma disposição esquemática para armazenamento dos produtos numa câmara frigorífica [34].

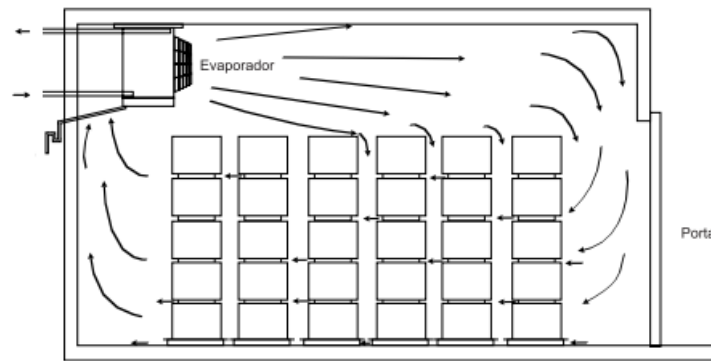


Figura 3.14 - Câmara frigorífica, disposição dos produtos [34].

3.5.6.7. Otimização do degelo

Nos evaporadores que trabalham a uma temperatura de evaporação inferior a 0°C existirá a ocorrência de formação de gelo sobre a sua superfície. O gelo reduz a transferência de calor e a vazão de ar, o que acaba por diminuir a temperatura de evaporação. Este problema pode ser minimizado [34]:

- Se a temperatura de evaporação for a maior possível e, quando o sistema permitir, acima de 0°C .
- Utilização de evaporadores cujas características não tornem o acumular de gelo crítico, por exemplo, evaporadores com maior espaçamento entre aletas.
- Utilização de cortinas plásticas e sistemas de automação de portas, minimizando a infiltração de ar externo, pois a taxa de acumulação de gelo varia com as condições ambiente e com a carga do sistema.

Um sistema de controlo que ative o degelo somente quando necessário irá economizar energia. O início do ciclo de degelo deve sempre ser automático, empregando-se um temporizador, um manómetro diferencial entre a entrada e a saída do ar do evaporador, ou sensores infravermelhos que detetam a presença de gelo sobre a superfície alhetada do evaporador [34].

O ciclo de degelo deve ser o mais curto possível, e seu término também deve ser automático. Utilizando um sensor que determina a temperatura da serpentina é possível interromper o degelo quando a mesma atinge valores da ordem de 4°C . Quando o sistema de degelo é acionado por temporizador, deve-se garantir que os mesmos aconteçam fora do horário de maior custo de energia.

O método de degelo mais eficiente depende do sistema em questão, mas normalmente o degelo elétrico consome mais energia que o degelo por gás quente, porque existe menos resistências do que tubos do evaporador. Assim, utilizando o degelo elétrico, o calor é dissipado de forma menos eficiente através das alhetas, com maior quantidade de calor sendo dissipado

para o ambiente. Segundo estudos realizados por Little (1996), pode-se obter uma redução de consumo de energia até 4,5% adotando sistemas de degelo por gás quente para os sistemas frigoríficos de média temperatura e até 7% para os sistemas de baixa temperatura [34].

Capítulo 4

Metodologia e Apresentação dos Casos de estudo

Neste capítulo é sucintamente exposta a metodologia adotada, a apresentação do caso de estudo, e as tarifas existentes em Portugal no Mercado Liberalizado para clientes alimentados em MT.

4.1. Metodologia adotada

Sendo o objetivo da dissertação criar um algoritmo de otimização de funcionamento de sistemas de refrigeração industrial, em função do custo de energia com tarifas fixas e dinâmicas, é necessário, primeiramente, conhecer o processo produtivo e analisar os dados de consumos e temperaturas dos ciclos frigoríficos associados ao caso de estudo, de forma a detetar onde é possível proceder-se a esta otimização.

Os dados usados foram referentes ao mês de setembro de 2015. Esta escolha teve como critério, para além de setembro ser um mês de “meia estação” e por norma não possuir temperaturas extremas, o facto de os dados recolhidos pelo SGE possuírem boas características para a sua análise, isto é, durante esse período de tempo não existiram falhas de monitorização.

Foi preciso aferir a relação entre o consumo energético e as temperaturas dos espaços, de forma a simular alterações de pontos de funcionamento em função do custo horário de energia, com o propósito de obter uma otimização na gestão de custos e, se possível, aumentar a eficiência energética através de uma diminuição de consumos.

Foi efetuada uma análise comparativa entre a tarifa fixa, tarifa de fornecimento de energia do caso de estudo e a tarifa indexada ao mercado diário (tarifa dinâmica).

As ferramentas utilizadas durante a realização do trabalho foram o *Excel*, *Visual Basic for Applications* (VBA), a ferramenta *Analytic Solver Platform* e os Sistemas de Gestão de Energia (SGE) do Caso de Estudo instalado pela *Smartwatt*, para analisar o perfil de consumos e retirar dados.

4.2. Apresentação do caso de estudo

Na seleção do caso de estudo, optou-se por uma indústria do ramo alimentar, ficando garantida a sua confidencialidade ao longo do trabalho, com o compromisso de apresentar os resultados e conclusões obtidas. O critério de escolha passou pelo facto de ser um ramo da indústria que requer grande consumo energético direcionado aos sistemas de refrigeração.

O caso de estudo é considerado como Consumidor Intensivo de Energia (CIE) pelo Decreto-Lei nº71/2008¹, e por isso, a instalação tem em curso um plano de racionalização de consumo de energia. Várias medidas de eficiência energética têm sido efetuadas ao longo dos anos.

As áreas de negócio desta indústria alimentar podem ser divididas em:

- Produção; abate, desmancha e comercialização de Carne de Aves;
- Recolha, tratamento e valorização de subprodutos de origem animal (aves, mamíferos e peixes) em farinhas e óleos e gorduras animais.

No Anexo A é possível consultar o fluxograma generalista do processo produtivo do caso de estudo.

Através da informação cedida pela indústria e recolhidos durante as visitas realizadas, assim como acesso aos dados do Sistema de Gestão de Energia, faturas de eletricidade, e temperaturas exteriores e interiores das câmaras para o mês de setembro, destacam-se as seguintes informações e considerações:

- Os consumos e temperaturas apresentam características diferentes consoante a tipologia do dia da semana (dia útil, sábado ou domingo).
- A monitorização dos consumos, por intermédio do SGE, dos diferentes espaços estão agrupados em quatro quadros, o que dificultou, e até em alguns casos impossibilitou, a simulação para as mesmas;
- A tarifa em vigor, durante o período em análise, é a tarifa fixa com o ciclo semanal opcional no Mercado Liberalizado.

¹ Decreto-Lei nº71/2008, de 15 de abril de 2008, o Sistema de Gestão de Consumos Intensivos de Energia (SGCIE), é aplicado às instalações que sejam Consumidoras Intensivas de Energia (CIE), ou seja, com consumo anual de energia igual ou superior a 500 tep. Existem dois escalões: Instalações CIE com um consumo anual igual ou superior a 500 tep e inferior a 1000 tep (auditorias de 8 em 8 anos e como meta a redução de 4% de Intensidade Energética e Consumo Específico de Energia); Instalações CIE com um consumo anual igual ou superior a 1000 tep (auditorias de 6 em 6 anos e como meta a redução de 6% de Intensidade Energética e Consumo Específico de Energia). [38]

Na Figura 4.1 é possível observar os diferentes quadros referentes ao sistema de refrigeração do caso de estudo, assim como os compressores e espaços a eles associados. Os espaços denominadas por “Câmara x” referem-se ao conjunto de espaços (câmaras: 2, 3, 4, 5, 6, 8; Sala de Expedição e Sala de Desmancha) que, através dos registos de temperaturas e consumos não foi possível detetar onde estariam inseridas, e também não foi possível obter essa informação diretamente através da empresa do caso de estudo.

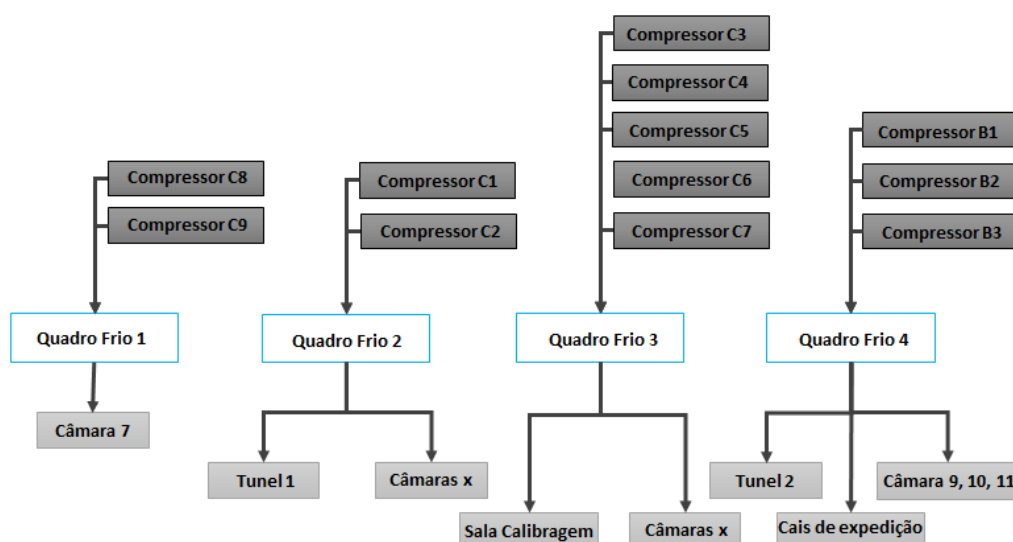


Figura 4.1 - Esquema de quadros referentes ao sistema de refrigeração.

A informação dada pelo caso de estudo é que as zonas refrigeradas possuem as gamas de temperaturas características apresentadas na Tabela 4.1. No Anexo E é possível consultar a Legislação inerente às temperaturas de conservação das carnes e seus produtos.

Tabela 4.1 - Identificação dos espaços refrigerados e suas gamas de temperaturas

Identificação	Quadro Frio	Temperatura	
		Mínima	Máxima
Câmara 2	2 ou 3	0	4
Câmara 3	2 ou 3	0	3
Câmara 4	2 ou 3	0	4
Câmara 5	2 ou 3	0	4
Câmara 6	2 ou 3	0	3
Câmara 7	1	-15	-18
Câmara 8	2 ou 3	0	3
Câmara 8.1	2 ou 3	0	4
Câmara 9	4	0	3
Câmara 10	4	0	3
Câmara 11	4	0	4
Túnel 1	2	0	4
Túnel 2	4	0	4
Cais de Expedição	4		7
Sala de Expedição	2 ou 3	10	12
Sala de Calibragem	3	10	12
Sala de Desmancha	2 ou 3	8	10

Algumas das características dos compressores utilizados nos espaços refrigerados representados na Figura 4.1 são descritas na Tabela 4.2, as *datasheets* podem ser consultadas no Anexo B.

Tabela 4.2 - Algumas características dos compressores utilizados na instalação do caso de estudo com base na norma EN 12900.

Id.	Marca	Modelo	Tipo	LBP	HBP	Fluido
C8	Bitzer	6F-50,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=26,23kW P=19,17kW COP=1,37	Q=76,16kW P=36kW COP=2,12	R404A
C9	Bitzer	6F-50,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=26,23kW P=19,17kW COP=1,37	Q=76,16kW P=36kW COP=2,12	R404A
C1	Bitzer	4G.2Y-K	Alternativo Aberto	-	Q=43,979kW P=18,4kW COP=2,39	R404A
C2	Bitzer	4G.2Y-K	Alternativo Aberto	-	Q=43,979kW P=18,4kW COP=2,39	R404A
C3	Copeland	D6DH4-3500	Alternativos Semi-herméticos	-	Q=55,86kW P=24,38kW COP=2,29	R404A
C4	Bitzer	6FE-44Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=27,7kW P=19,26kW COP=1,44	Q=79,9kW P=35,89kW COP=2,22	R404A
C5	Copeland	D8DJ6000	Alternativos Semi-herméticos	Q=29,92kW P=22,63kW COP=1,32	Q=90,48kW P=41,86kW COP=2,16	R404A
C6	Bitzer	4G-30,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=13,86kW P=10,33kW COP=1,34	Q=42,94kW P=19,74kW COP=2,18	R404A
C7	Bitzer	4G-30,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=13,86kW P=10,33kW COP=1,34	Q=42,94kW P=19,74kW COP=2,18	R404A
B1	Bitzer	6G-40,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=20,91kW P=15,57kW COP=1,34	Q=64,32kW P=29,65kW COP=2,17	R404A
B2	Bitzer	6G-40,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=20,91kW P=15,57kW COP=1,34	Q=64,32kW P=29,65kW COP=2,17	R404A
B3	Bitzer	6G-40,2Y	Alternativos Semi-herméticos	Q=20,91kW P=15,57kW COP=1,34	Q=64,32kW P=29,65kW COP=2,17	R404A

4.3. Análise do consumo energético

Nesta secção será feita a análise aos valores de consumo elétrico, registado pelo SGE nos quatro quadros, referentes à refrigeração. Através do SGE foi possível aceder à informação dos consumos, de 15 em 15 minutos para o período em análise. Em relação aos consumos do ano 2015, os consumos dos quadros do sistema de refrigeração, em percentagem do consumo total do sistema de refrigeração, tem os valores apresentados na Figura 4.2, sendo que o Quadro Frio 1 é o que apresenta maior consumo.

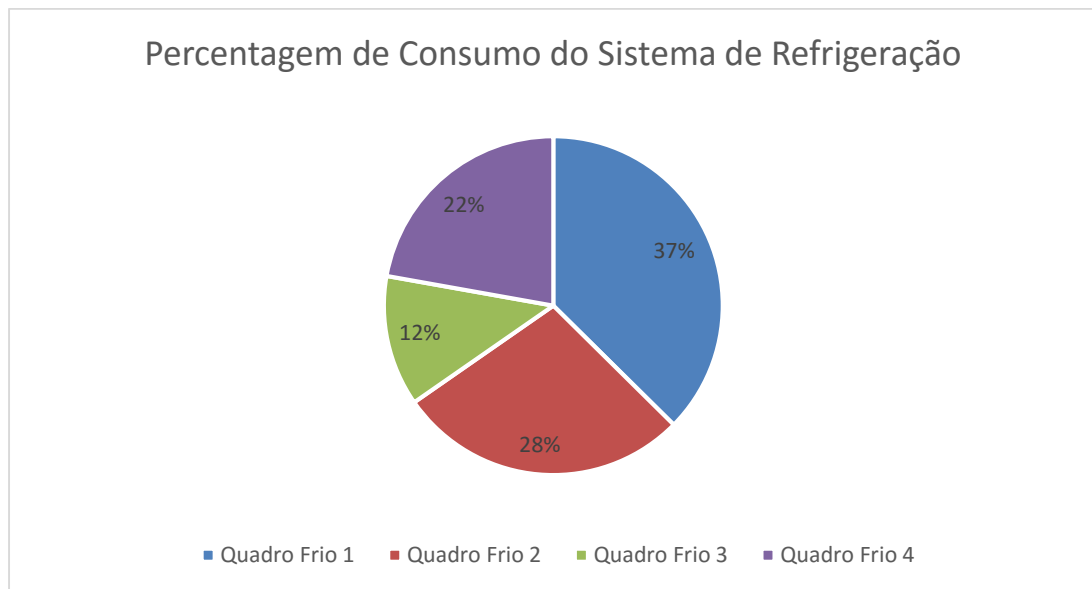


Figura 4.2 - Gráfico da percentagem de Consumo dos quatro quadros relativamente ao consumo global do sistema de refrigeração, do ano 2015.

4.3.1. Análise Quadro Frio 1

No Quadro de Frio 1 são registados, pelo SGE, os consumos referentes à Câmara 7. Esta câmara é o único espaço refrigerado com frio negativo, nomeadamente com valores definidos de “set points” de -15°C e -18°C.

Verifica-se com a análise das temperaturas desta câmara, referentes ao mês de setembro, que o valor máximo da temperatura é de 3,04°C, devido à descongelação dos evaporadores, e a mínima de -22,39°C, sendo que a média é de -18,28°C e o desvio padrão de 2,83°C (no Anexo F é possível consultar o histograma referente ao desvio das temperaturas em relação ao valor médio).

Embora os compressores tenham o “set point” definido para os -18°C, os mesmos vão funcionar dentro do “deadband” $\pm 2^\circ\text{C}$, períodos de arranque e paragem dos evaporadores. Essas paragens e arranques são originados pela entrada de pessoas e maquinaria na câmara, para

retirar e introduzir o produto, e também pelo próprio produto aquando da sua permanência no interior da câmara, neste caso, o mesmo já entra congelado (ou seja, com temperatura interna inferior a -12°C , proveniente de outros espaços onde é realizado o seu congelamento). A inércia térmica² da câmara, garantida pelo isolamento térmico da mesma, ajuda a manter a temperatura no “*set point*” pretendido, reduzindo os arranques e por conseguinte minorando o consumo energético.

A média de 15 em 15 minutos, por dia da semana, referente ao mês de setembro, dos consumos do Quadro Frio 1 e das temperaturas da câmara 7 é representada na Figura 4.3. É possível verificar que existem períodos diários de maior consumo, mas que devido ao funcionamento da câmara 7 não são justificados, uma vez que a câmara está corretamente isolada e a entrada de pessoas e equipamentos não provocariam esse aumento excessivo de consumo. Através da análise dos consumos dos restantes quadros e temperaturas dos restantes espaços refrigerados é possível concluir que esses consumos estão relacionados com o funcionamento do Túnel 1 de refrigeração, mais precisamente com os ventiladores desse túnel.

Foi necessário proceder ao tratamento de dados, de forma a eliminar o consumo que não estava relacionado com a câmara 7, obtendo-se a média de 15 em 15 minutos, por dia da semana, referente ao mês de setembro, dos consumos relativos à câmara 7 representados na Figura 4.4.

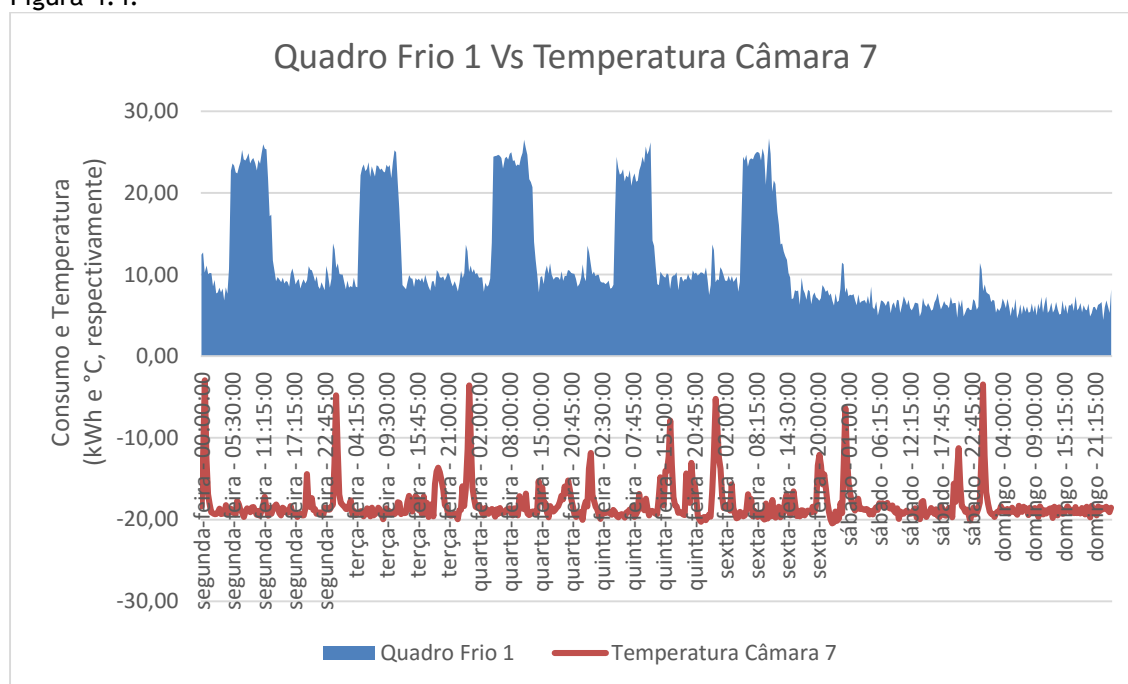


Figura 4.3 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 1 e a Temperatura da Câmara 7.

² A **inércia térmica** é a capacidade do corpo para reter a energia térmica recebida e gradualmente liberá-la. Devido a essa capacidade, tendo em conta a inércia térmica das paredes de um espaço, pode ser reduzida a refrigeração originando uma redução do consumo de energia e as emissões poluentes. [38]

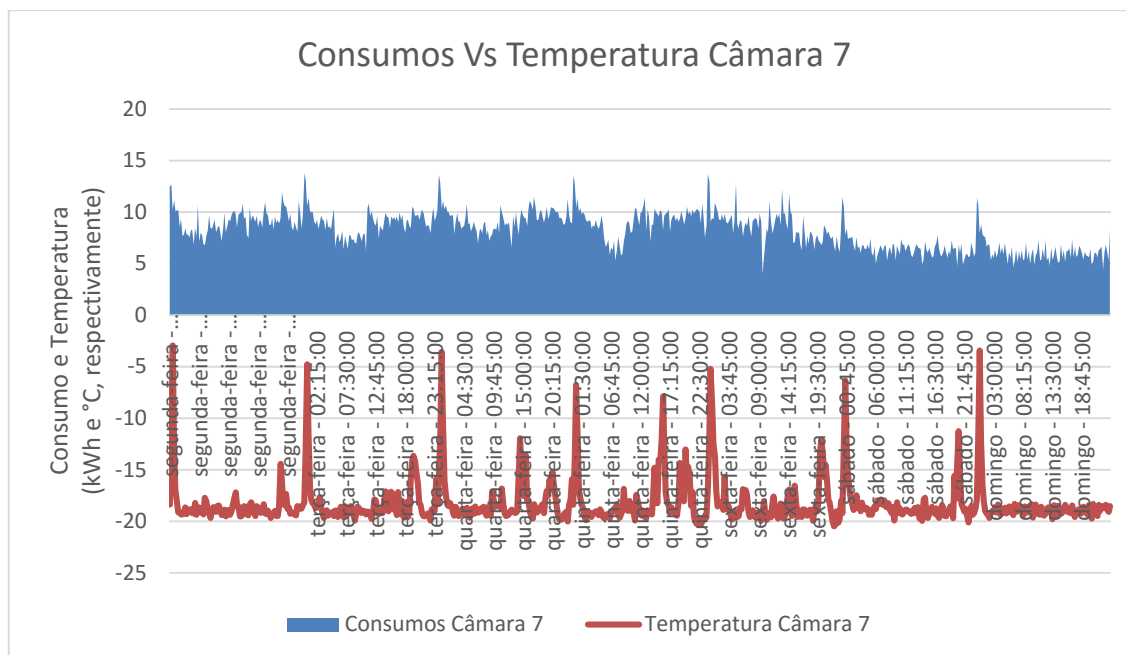


Figura 4.4 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura da Câmara 7.

Na Figura 4.4 verificam-se algumas variações de temperatura ao longo do dia, como foi dito anteriormente, relacionadas com a abertura de portas e entrada de pessoas e maquinaria, e variações de forma regular a determinadas horas, nomeadamente entre as 00:00h e as 02:00, relacionadas com a descongelação dos evaporadores.

De forma a realizar a simulação, dividiu-se o consumo em dia útil, sábado e domingo, por possuírem consumos díspares e registou-se a correlação entre a variação de temperatura e o consumo. A variação de temperatura traduz-se em:

$$\Delta T = T - T_{anterior} \quad (4.1)$$

Nos gráficos das Figuras 4.5, 4.6 e 4.7 é verificada a correlação, sem os períodos de descongelação, da variação da temperatura e consumos médios de 15 em 15 minutos, por dia da semana, referentes ao mês de setembro. Uma forma de obter estes valores de forma mais fidedigna seria através da análise da correlação para um maior número de amostras (dados de consumos e temperaturas) ou através de testes a realizar aos compressores, através da sua desativação momentânea e registo da variação da temperatura dentro da câmara, sem a existência de interferência de cargas externas.

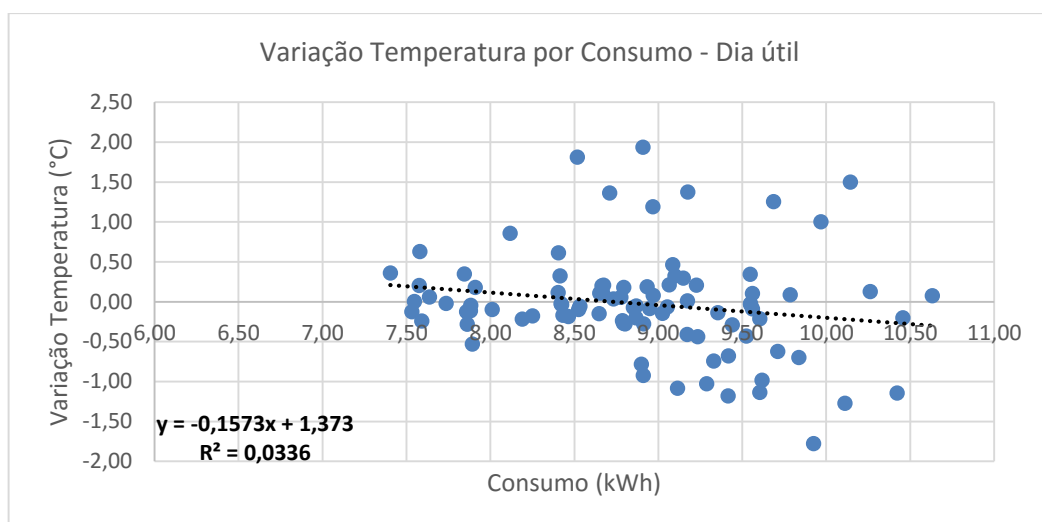


Figura 4.5 - Correlação entre a Variação da Temperatura e o Consumo da Câmara 7, média para um dia útil semanal.

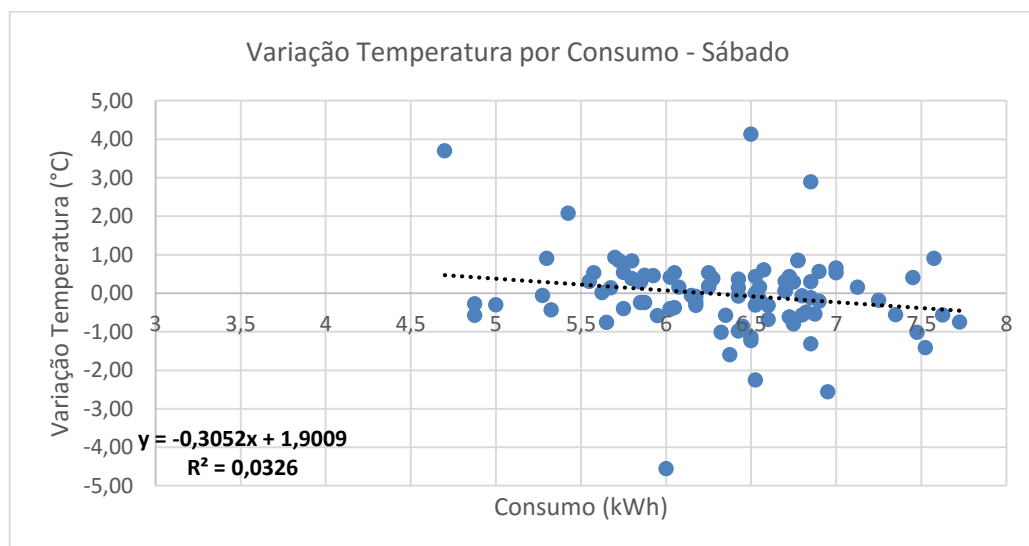


Figura 4.6 - Correlação entre a Variação da Temperatura e o Consumo da Câmara 7, média para um Sábado.

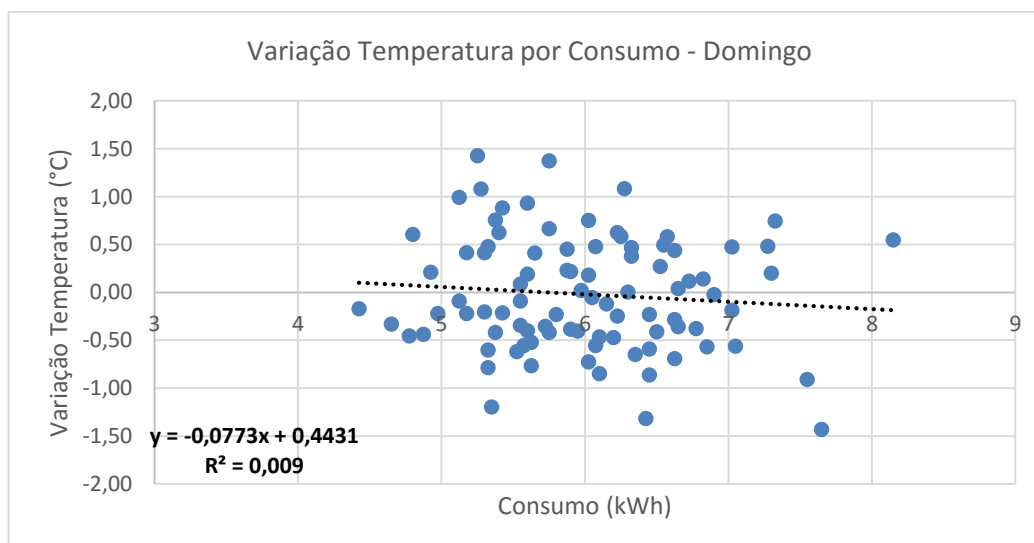


Figura 4.7 - Correlação entre a Variação de Temperatura e o Consumo da câmara 7, média para um Domingo.

Com base nos gráficos das Figuras 4.5, 4.6 e 4.7, é possível obter as seguintes equações, que serão utilizadas nos modelos de programação linear, nas simulações do capítulo seguinte:

$$\Delta Temperatura_{Média Semana} = -0,157 \times Consumo_{Média Semana} + 1,373 \quad (4.2)$$

$$\Delta Temperatura_{Média Sábado} = -0,30552 \times Consumo_{Média Sábado} + 1,9009 \quad (4.3)$$

$$\Delta Temperatura_{Média Domingo} = -0,0773 \times Consumo_{Média Domingo} + 0,4431 \quad (4.4)$$

4.3.2. Análise Quadro Frio 2

No Quadro de Frio 2 são registados, pelo SGE os consumos referentes ao Túnel 1 de refrigeração e de outros espaços que não foi possível identificar devido ao seu funcionamento permanente. No gráfico da Figura 4.8 é representada a média por dia da semana, referente ao mês de setembro, do consumo do Quadro Frio 2, e da temperatura do Túnel 1.

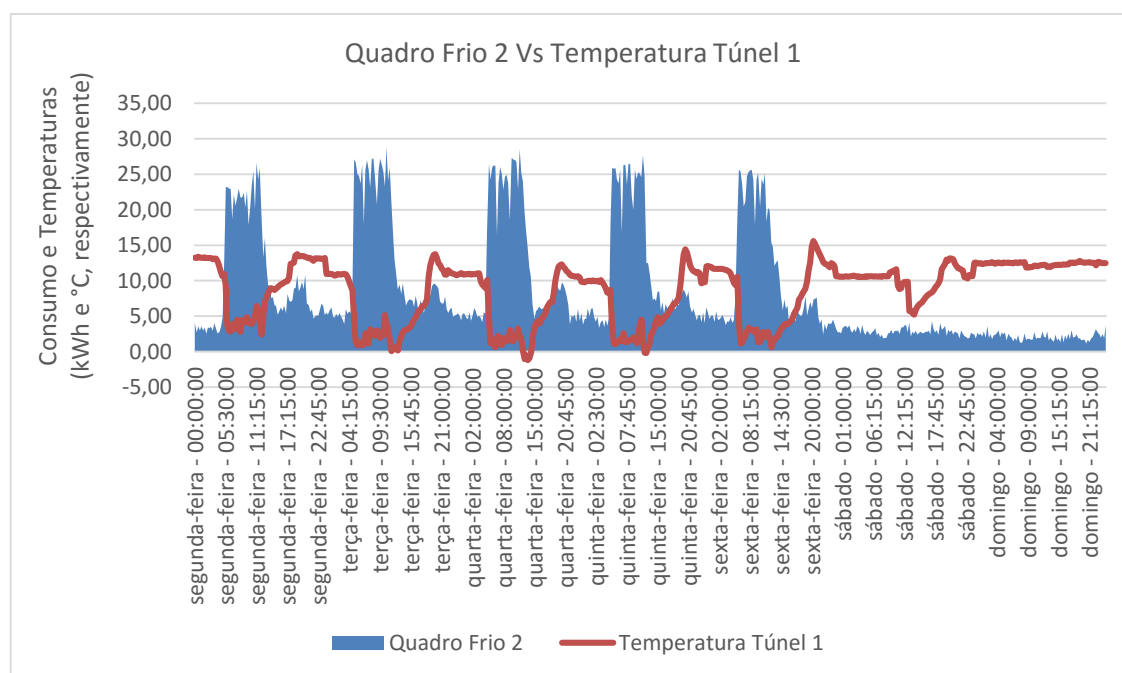


Figura 4.8 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 2 e a Temperatura do Túnel 1.

Para uma melhor análise dos consumos referentes ao Túnel 1 procedeu-se à eliminação dos valores sistemáticos de consumo de forma a obter o consumo referente ao Túnel 1, gráfico da Figura 4.9.

Em relação aos Túneis de Refrigeração, tanto no Túnel 1 como no Túnel 2, verificou-se que não é possível otimizar os seus consumos em relação à tarifa horária, uma vez que estes

possuem determinadas horas de funcionamento, estipuladas pelo Caso de Estudo, e a sua alteração implicava uma reestruturação de todo o horário de produção da indústria.

Os consumos energéticos nos períodos de funcionamento dos túneis estão diretamente relacionados com o número de produtos e a massa dos mesmos. Verificou-se, com base nos dados de produção a que se teve acesso, e que por motivos de confidencialidade não serão expostos, que quanto maior for o número de produtos, maior é o tempo de funcionamento dos túneis, quanto maior a massa por produto, maior é consumo. A capacidade térmica do produto varia com a sua massa, quanto maior for, maior é a energia térmica que necessita para variar a temperatura do mesmo.

Nos túneis é essencial que o produto diminua a sua temperatura a uma determinada variação por tempo (referente ao processo produtivo), se o produto possuir uma capacidade térmica maior é necessário maior energia térmica para que essa variação se verifique, logo o consumo aumenta.

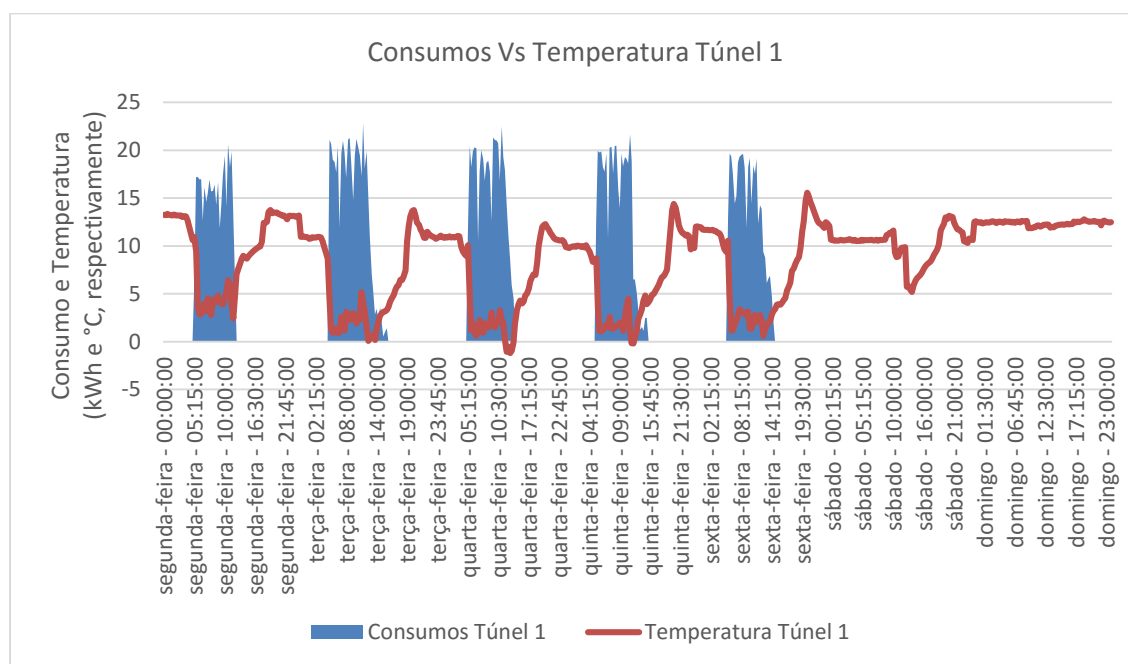


Figura 4.9 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura do Túnel 1.

4.3.3. Análise Quadro Frio 3

No Quadro de Frio 3 são registados, pelo SGE, os consumos referentes à Sala de Calibração e outros espaços que não foram possíveis de identificar devido ao seu funcionamento permanente. No gráfico da Figura 4.10 é representada a média por dia da semana, referente ao mês de setembro, do consumo do Quadro Frio 3, e da temperatura da Sala de Calibragem.

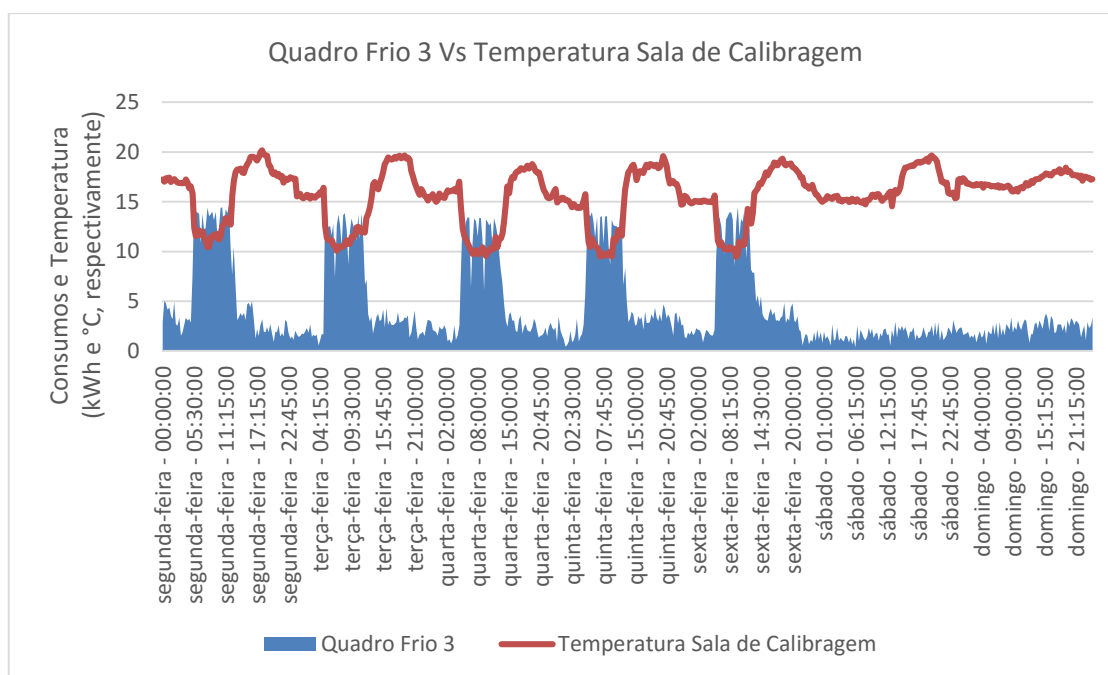


Figura 4.10 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 3 e a Temperatura da Sala de Calibragem.

Analogamente ao que foi feito para os consumos do Túnel 1 no Quadro Frio 2, procedeu-se à eliminação dos valores permanentes de consumo, obtendo-se a média por dia da semana, referente ao mês de setembro, o consumo da Sala de Calibragem, representado no gráfico da Figura 4.11.

A Sala de Calibragem possui características idênticas aos túneis, e por isso não é possível otimizar os seus consumos em função à tarifa horária, uma vez que possui determinadas horas de funcionamento estipuladas pelo Caso de Estudo e que a sua alteração implicava uma reestruturação de todo o horário de produção da indústria.

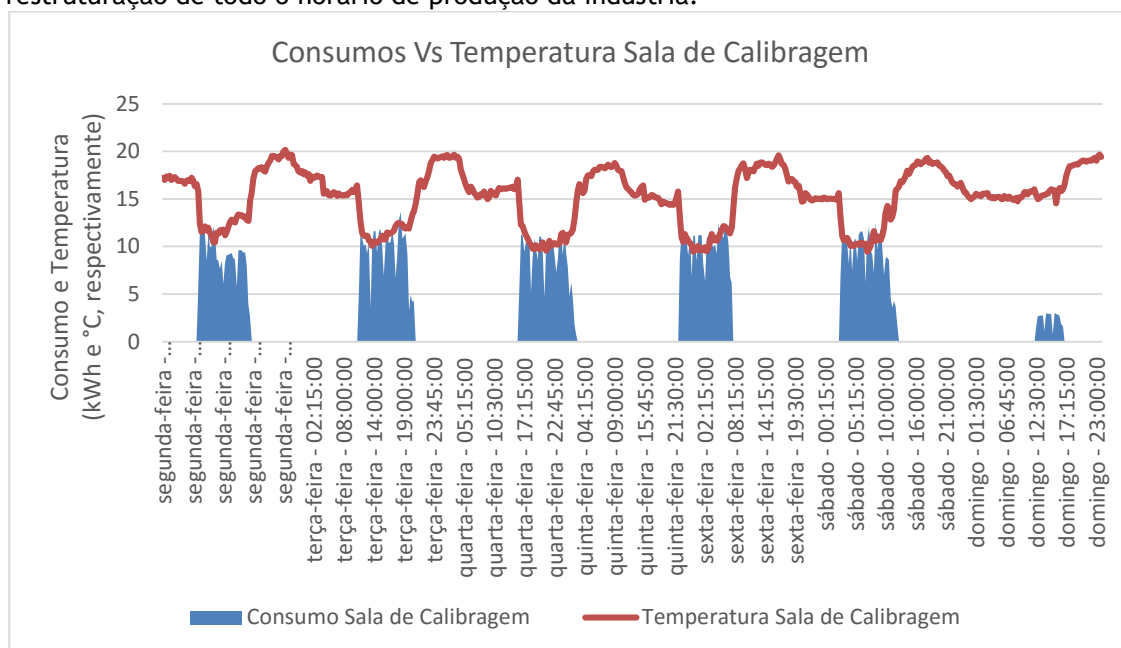


Figura 4.11 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura Sala de Calibragem.

4.3.4. Análise Quadro Frio 4

No quadro de Frio 4 são registados, pelo SGE, os consumos referentes ao Cais de Expedição, Túnel 2 e Câmaras 9, 10 e 11 (informação confirmada pelo caso de estudo). No gráfico da Figura 4.12 é representada a média por dia da semana, referente ao mês de setembro, do consumo do Quadro Frio 4, da temperatura do Cais de Expedição, Túnel 2 e Câmaras 9, 10 e 11.

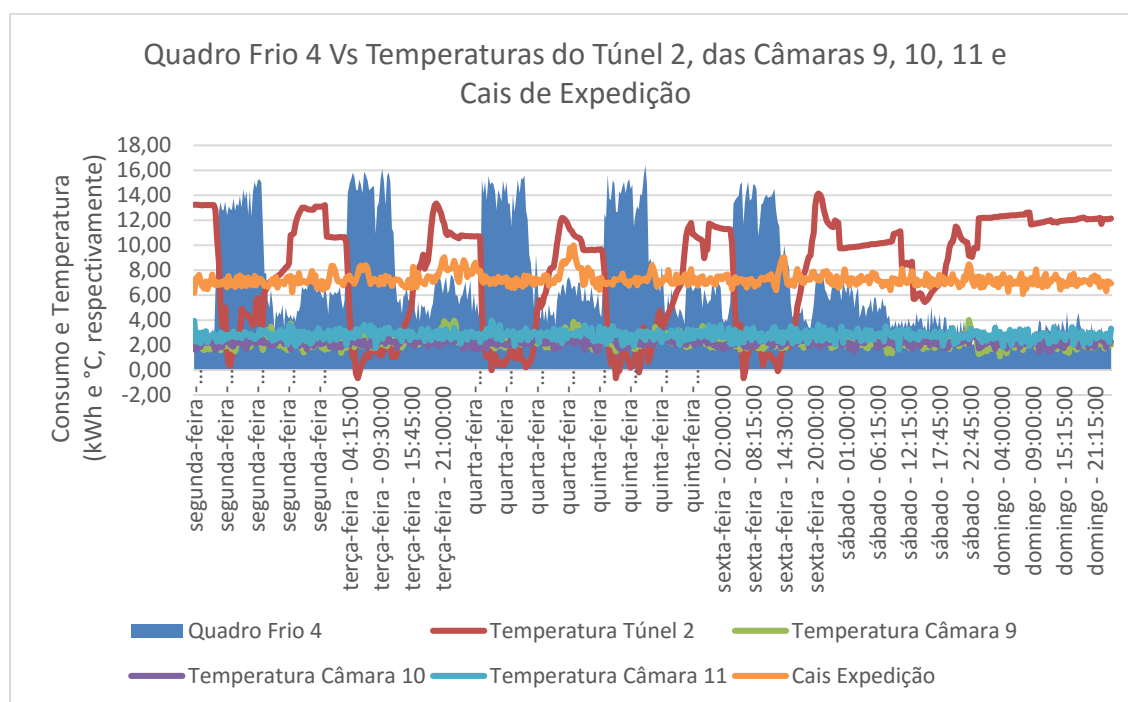


Figura 4.12 - Gráfico referente ao Consumo registado no Quadro Frio 4 e a Temperaturas do Túnel 2, Câmaras 9, 10, 11 e Cais de Expedição.

É possível verificar que as temperaturas das Câmaras e o Cais de Expedição não possuem grande variação, impossibilitando obter uma relação entre temperatura e consumos de forma a proceder-se a uma desagregação dos consumos das mesmas. Só foi possível retirar o consumo referente ao Túnel 2.

Verifica-se que o Cais de Expedição mantém a sua temperatura de “set point” fora do horário de funcionamento da indústria, inclusive ao fim-de-semana.

Procedeu-se à eliminação dos valores permanentes de consumo, obtendo-se a média por dia da semana, referente ao mês de setembro, do consumo do Túnel 2, representado na Figura 4.13

Tal como foi dito na Análise ao Quadro 2, não é possível fazer uma otimização dos consumos em função à tarifa horária para o Túnel 2.

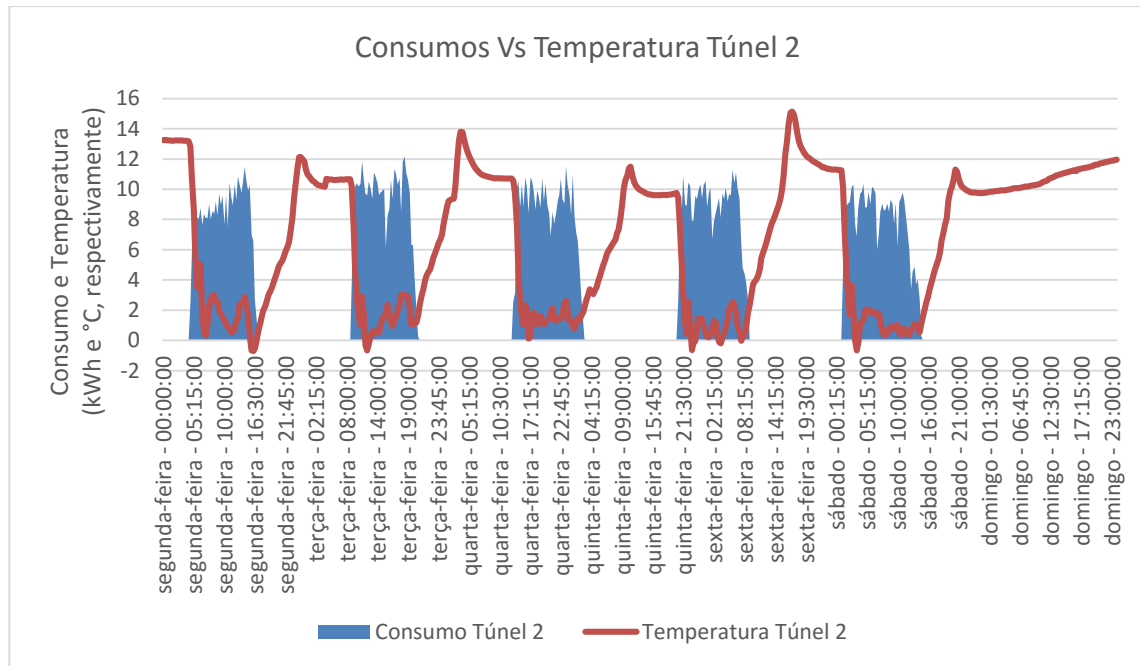


Figura 4.13 - Gráfico referente ao Consumo Simulado e Temperatura Túnel 2.

4.4. Tarifas do Mercado Liberalizado para clientes em MT

4.4.1. Tarifas Fixa referentes ao Caso de Estudo

Através do uso da Tarifa Fixa é possível, de acordo com os parâmetros de consumo, estabelecer um preço final da energia ativa que se mantém fixo durante o período de vigência do contrato (normalmente 12 meses).

Assim a tarifa é composta pelos seguintes componentes:

- **Termos de Tarifa de Acesso às Redes**, regulados pela ERSE e são repercutidos a todos os consumidores, dependendo do seu nível de tensão. Os termos são:
 - Potência contratada;
 - Potência em horas de ponta, à exceção dos consumidores em BTN;
 - Energia ativa;
 - Energia Reativa, à exceção dos consumidores em BTN.
- **Termo de Energia**, que corresponde ao preço da energia elétrica consumida nos diferentes períodos tarifários.

No Anexo G.1 são apresentados os preços do termo de energia e os preços dos termos da Tarifa de Acesso às Redes para o nível de tensão de MT, o ano civil de 2015, referente ao contrato do caso de estudo,

O valor da potência contratada é atualizado para a máxima potência ativa consumida média, registada em intervalo ininterrupto de 15 minutos, durante os 12 meses anteriores, incluindo o mês a que a fatura respeita.

Para a análise e simulação, optou-se por ter em consideração apenas o termo de energia.

4.4.2. Tarifas Indexada à cotação *spot* (OMIE)

A tarifa indexada apresenta as mesmas componentes que a tarifa fixa, sendo que a única diferença que se verifica é em relação ao termo de energia. O termo de energia é calculado e varia de hora em hora em correspondência com os preços de energia no OMIE (consultáveis no site www.omie.es na área “Resultados de Mercado”).

O contrato de aquisição de energia com o preço indexado à cotação *spot* pode não apresentar compromisso de permanência, desta forma o cliente tem a possibilidade de rescindir o contrato a qualquer momento, mediante um período de aviso prévio estipulado pelo comercializador.

A fórmula genérica desta tarifa para o cálculo do preço total de energia faturada é dada por:

$$\text{Preço total faturado} = (P_{\text{energia}} + P_k) + P_{\text{tar}} + \text{Impostos} \quad (4.5)$$

Sendo:

P_{energia} é o valor em € por quantidade de energia, correspondente ao preço OMIE Portugal;

P_k é o valor em € por quantidade de energia, do coeficiente que representa os sobrecustos do sistema, desvios ou a margem de comercialização;

P_{tar} é o valor em € por quantidade de energia, da tarifa de acesso às redes em função do nível de tensão das instalações a fornecimento e das potências contratadas;

Impostos é o imposto elétrico e a contribuição para o audiovisual.

Para a simulação utilizou-se as tarifas indexadas de dois comercializadores de energia: denominadas de Tarifa Dinâmica 1 e Tarifa Dinâmica 2. Considerou-se o valor de 4 €/MWh para a variável P_k . Estes comercializadores apresentam diferentes fórmulas, apresentadas no Anexo G.2 e Anexo G.3 respetivamente.

4.5. Otimização através de Programação Linear

A Programação Linear, uma técnica associada à área de Investigação Operacional, é das mais utilizadas no que diz respeito à busca de soluções ótimas para problemas. Na verdade, são inúmeras as situações práticas que podem ser modelados, matematicamente, num problema de otimização [39].

“No mundo só tem lugar aquilo que, em algum sentido, significa um máximo ou um mínimo” (Euler)

Os problemas de Programação Linear (PL) procuram a distribuição eficiente de recursos de acordo com um determinado objetivo, em geral, maximizar lucros ou minimizar custos. O objetivo é expresso através de uma função linear, denominada de **Função Objetivo**. A Função objetivo é sujeita a um conjunto de **restrições** que pode ser expresso sob a forma de inequações ou equações lineares. À solução da função objetivo dá-se o nome de **solução ótima**.

A Programação Linear trata de encontrar a solução ótima (alterando as variáveis de decisão) de um problema, definindo o modelo linear, ou seja, a função objetivo e as restrições lineares [40].

O uso de programas computacionais para solução de problemas de Programação Linear vem sendo largamente empregado pelas empresas. O *MS Solver* é um suplemento do *Excel*, fornecido com o pacote *Office*. Apresenta boa performance na solução dos problemas sem acréscimos de custo, no entanto possui limitações (200 variáveis de decisão, 100 restrições implícitas e 400 restrições simples) e, que devido às células de pesquisa de valor de tarifa e dos cálculos especificados nos modelos no capítulo seguinte, não era permitido resolver o problema. Foi necessário optar pela utilização da aplicação “*Analytic Solver Platform*”, da *Frontline Solvers*.

4.6. Resumo do Capítulo

A eficiência energética tem-se revelado de extrema importância para qualquer tipo de consumidor. Este trabalho foca-se no sistema de refrigeração de uma instalação industrial classificada de CIE, com determinadas características de produção que é necessário ter em consideração.

Com a análise dos consumos referentes à refrigeração e das temperaturas dos espaços foi possível identificar onde se poderia fazer otimização de acordo com a tarifa horária. Desta forma, no capítulo seguinte serão efetuadas simulações de otimização para a Câmara 7 (câmara de frio negativo) por existirem dados que o permitam. De salientar que, o mesmo era possível fazer em relação às câmaras de refrigeração, mas por não existirem consumos específicos para cada um desses espaços não será realizada a simulação.

Em relação aos dados referentes às outras zonas refrigeradas, é possível verificar que existem consumos desnecessários. Exemplo disso é o caso do Cais de Expedição referente ao Quadro Frio 4, em que existe um consumo contínuo, mesmo ao fim-de-semana, mantendo a sua temperatura na ordem dos 7°C.

Neste capítulo foi ainda abordada a legislação inerente às temperaturas permitidas nas indústrias alimentares, tipologia do caso de estudo, as fórmulas para o cálculo das tarifas fixas e dinâmicas a utilizar nas simulações, e foi feita uma abordagem relativamente ao método usado para realizar as simulações de otimização, a Programação Linear.

Capítulo 5

Simulação e Análise de Resultados

Neste capítulo serão apresentados os resultados das simulações, e respetiva análise. Foram estruturadas quatro grupos simulações:

- **Simulação I** - simulação dos consumos e custos com base na Tarifa Fixa.
- **Simulação II** - simulação dos consumos e custos com base na Tarifa Dinâmica.

Para cada Simulação foi criado um conjunto de cenários:

- No **Cenário A** é realizada a simulação sem otimização dos consumos consoante a tarifa.
- No **Cenário B** é realizada a simulação com otimização dos consumos consoante a tarifa para as condições de temperatura mínima de -20°C , temperatura máxima de -15°C e temperatura média de -18°C .
- No **Cenário C** é realizada a simulação com otimização dos consumos consoante a tarifa para as condições de temperatura mínima de -22°C , temperatura máxima de -15°C e temperatura média de -18°C .
- No **Cenário D** é realizada a simulação com otimização dos consumos consoante a tarifa para as condições de mínima temperatura possível, temperatura máxima de -15°C e temperatura média de -18°C . Este cenário só será utilizado para a Simulação I.

Estas simulações e respetivos cenários podem ser utilizados em diferentes espaços refrigerados. Para isso, para além de se conhecer os “*set points*” dos espaços, é necessário que se consiga obter a correlação entre a variação de temperatura e o consumo. No presente trabalho, e tal como foi referido na análise dos consumos na secção 4.3, só foi possível extrair os consumos do Túnel 1, Túnel 2, Sala de Calibragem e Câmara 7. No entanto, no Túnel 1, Túnel 2 e Sala de Calibragem, para além de possuírem determinadas horas de funcionamento estipuladas pelo caso de estudo, a variação de consumo está relacionada com a quantidade e

massa de produtos que dá entrada nessas áreas, visto que o produto tem que diminuir a sua temperatura a uma determinada variação por tempo (procedimento relativo ao processo produtivo). Por esses motivos, as simulações foram direcionadas para a Câmara 7.

Sendo a Câmara 7 uma câmara de congelação, de acordo com Decreto-Lei n.º 147/2006, não possui um limite inferior de temperaturas, desta forma, optou-se por nos Cenários B, C e D variar a temperatura mínima de forma a analisar a sua influência na otimização.

5.1. Apresentação dos Cenários

5.1.1. Cenário A

No Cenário A é calculado o custo consoante a tarifa, sem a otimização, dos consumos médios do mês de setembro. Este cenário foi definido para ser utilizado na análise comparativa, uma vez que representa o estado atual do sistema.

5.1.2. Cenário B

Através da utilização da programação linear, e utilizando a aplicação “*Analytic Solver Platform*”, é definida como função objetivo a minimização de custos, sendo as variáveis de decisão os consumos, e as restrições valores associados às temperaturas.

Uma vez que as simulações incidem sobre a Câmara 7, câmara de congelação, a temperatura mínima definida, para o Cenário B, é de -20°C, a temperatura máxima -15°C e temperatura média de -18°C. A escolha da temperatura média é feita de acordo com a temperatura média real desta câmara. Se este valor não fosse definido, a otimização tenderia para um consumo mínimo ao qual estaria associado a temperatura de -15°C.

Seguidamente é apresentado o modelo de programação linear utilizado para o presente cenário.

5.1.2.1. Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário B

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^n \text{Consumo}_i \times \text{Tarifa}_i \quad (5.1)$$

sujeito a

$$\text{Consumo}_i \geq 0; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.2)$$

$$\text{Consumo}_i \leq 11,5; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.3)$$

$$\text{Temperatura}_i \geq -20; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.4)$$

$$\text{Temperatura}_i \leq -15; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.5)$$

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i = -18; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.6)$$

Sendo que, em função da correlação entre o consumo e a variação da temperatura da Câmara 7:

- Para um dia útil:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.7)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.8)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,157 \times \text{Consumo}_i + 1,373; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.9)$$

- Para Sábado:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.10)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.11)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,3052 \times \text{Consumo}_i + 1,09009; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.12)$$

- Para Domingo:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.13)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.14)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,0773 \times \text{Consumo}_i + 0,4431; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.15)$$

Onde os índices i e j representam o horário de 15 em 15 minutos, desde às 00h00 até às 23h45.

5.1.3. Cenário C

Analogamente ao Cenário B, definiu-se como função objetivo a minimização de custos, sendo as variáveis de decisão os consumos e as restrições valores associados às temperaturas.

No Cenário C definiu-se a temperatura mínima de -22°C , mantendo as restantes temperaturas com os mesmos valores do Cenário B, temperatura máxima -15°C e temperatura média de -18°C .

Seguidamente é apresentado o modelo de programação linear utilizado para o presente cenário.

5.1.3.1. Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário C

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^n \text{Consumo}_i \times \text{Tarifa}_i \quad (5.16)$$

sujeito a

$$\text{Consumo}_i \geq 0; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.17)$$

$$\text{Consumo}_i \leq 11,5; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.18)$$

$$\text{Temperatura}_i \geq -22; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.19)$$

$$\text{Temperatura}_i \leq -15; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.20)$$

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i \leq -18; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.21)$$

Sendo que, em função da correlação entre o consumo e a variação da temperatura da Câmara 7:

- Para um dia útil:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.22)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.23)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,157 \times \text{Consumo}_i + 1,373; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.24)$$

- Para Sábado:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.25)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.26)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,3052 \times \text{Consumo}_i + 1,09009; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.27)$$

- Para Domingo:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.28)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.29)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,0773 \times \text{Consumo}_i + 0,4431; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.30)$$

Onde os índices i e j representam o horário de 15 em 15 minutos, desde às 00h00 até às 23h45.

5.1.4. Cenário D

No Cenário D definiu-se como função objetivo a minimização de custos, sendo as variáveis de decisão os consumos e as restrições valores associados às temperaturas máxima e média.

No Cenário D optou-se por não limitar a temperatura mínima, mantendo as restantes temperaturas com os mesmos valores do Cenário B e C, temperatura máxima -15°C e temperatura média de -18°C .

Seguidamente é apresentado o modelo de programação linear utilizado para o presente cenário.

5.1.4.1. Modelo de Programação Linear utilizado para o Cenário D

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^n \text{Consumo}_i \times \text{Tarifa}_i \quad (5.31)$$

sujeito a

$$\text{Consumo}_i \geq 0; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.32)$$

$$\text{Consumo}_i \leq 11,5; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.33)$$

$$\text{Temperatura}_i \leq -15; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.34)$$

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i = -18; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.35)$$

Sendo que, em função da correlação entre o consumo e a variação da temperatura da Câmara 7:

- Para um dia útil:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.36)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.37)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,157 \times \text{Consumo}_i + 1,373; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.38)$$

- Para Sábado:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.39)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.40)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,3052 \times \text{Consumo}_i + 1,09009; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.41)$$

- Para Domingo:

$$\text{Temperatura}_1 = \Delta \text{Temperatura}_1 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.42)$$

$$\text{Temperatura}_j = \Delta \text{Temperatura}_j + \text{Temperatura}_i; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \text{ e } j = 2, \dots, n \quad (5.43)$$

$$\Delta \text{Temperatura}_i = -0,0773 \times \text{Consumo}_i + 0,4431; \quad \text{para } i = 1, \dots, n \quad (5.44)$$

Onde os índices i e j representam o horário de 15 em 15 minutos, desde às 00h00 até às 23h45.

5.2. Simulações

5.2.1. Simulação I

A Simulação I simula os consumos, temperaturas e custos subjacentes à utilização da Tarifa Fixa.

5.2.1.1. Simulação I - Cenário A

No Cenário A da Simulação I é calculado o custo consoante a Tarifa Fixa, referente ao contrato atual do caso de estudo, sem a otimização, para os consumos médios do mês de setembro. Este cenário foi definido para ser utilizado na análise comparativa, uma vez que representa o estado atual de consumos do sistema de refrigeração.

Através dos consumos médios referentes ao dia útil, ao sábado e ao domingo, de 15 em 15 minutos, do mês de setembro, foram obtidos os custos de energia referentes aos mesmos períodos de tempo. Assumiu-se que os restantes dias do mês, com a mesma tipologia, possuem os mesmos consumos e, portanto, os mesmos custos de forma a obter um total de custos mensal.

Os gráficos das figuras 5.1, 5.2 e 5.3 são representativos dos consumos médios e respetivo custo em função da tarifa. É possível observar que não existe distribuição eficiente de consumo em função do preço da tarifa. O pico de consumo relativo às 00h00 até às 00h30 é referente à descongelação/degelo dos evaporadores e, como se verifica, é efetuado num período horário onde a tarifa não é a de valor mais baixo.

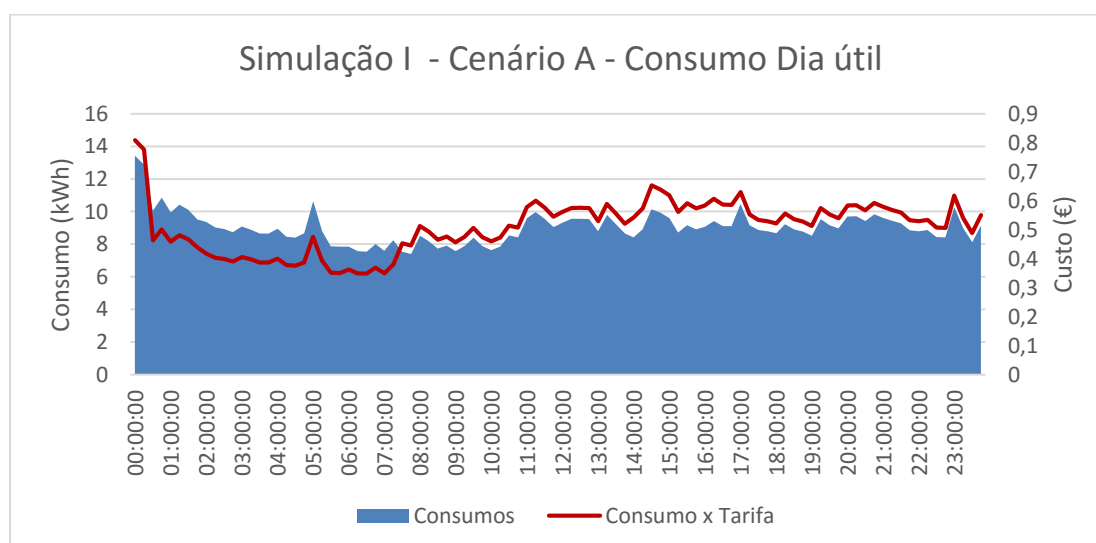


Figura 5.1 - Consumos médios de um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Fixa para o Cenário A.

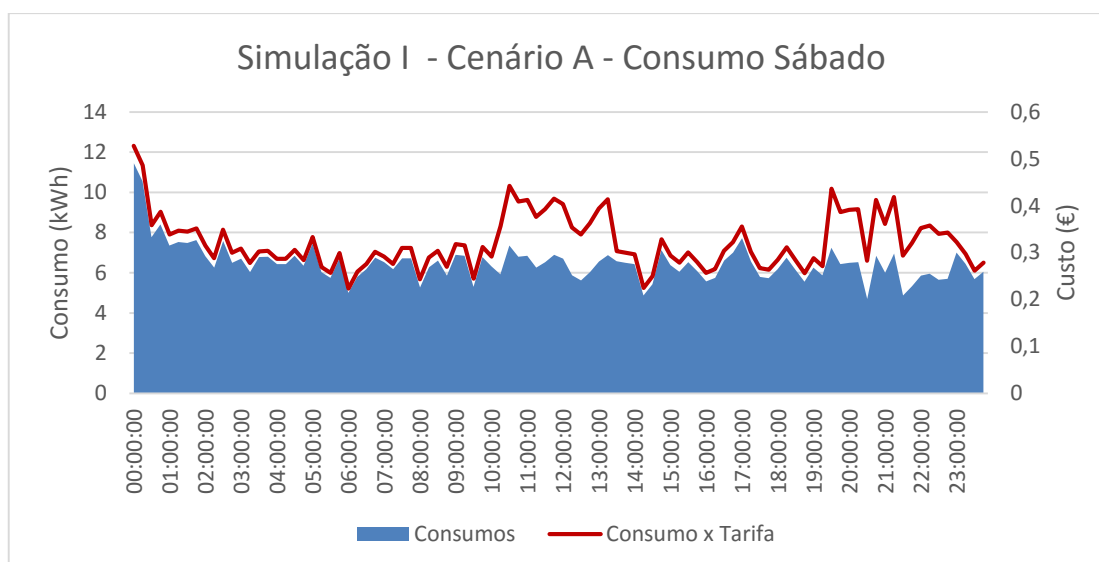


Figura 5.2 - Consumos médios de um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Fixa, para o Cenário A.

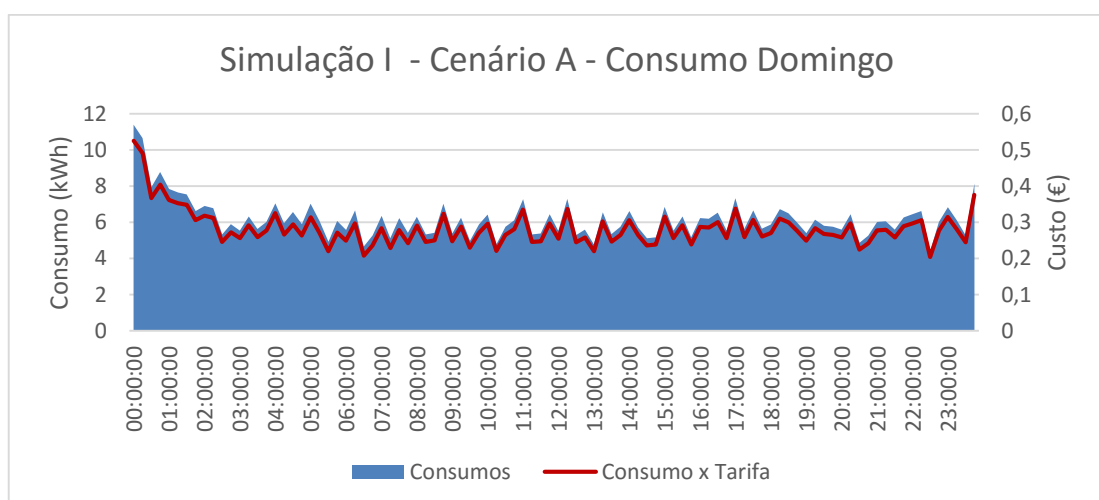


Figura 5.3 - Consumos médios de um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a tarifa Fixa para o Cenário A.

5.2.1.2. Simulação I - Cenário B

No Cenário B da Simulação I são simulados os consumos na Tarifa Fixa, referente ao contrato atual do caso de estudo, otimizando os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelos de otimização referentes ao Cenário B.

Os gráficos das figuras 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9 são representativos dos consumos e respetivo custo em função da tarifa e temperaturas. Através da diminuição da temperatura nos períodos anteriores à subida do preço da tarifa é possível desligar ou reduzir a carga dos compressores por algum tempo nos períodos de tarifa mais cara. É necessário referir que a temperatura média da simulação foi fixado em 18°C. Esta média origina alguns picos de consumo quando não seria desejável, este fenómeno é verificado na Figura 5.6.

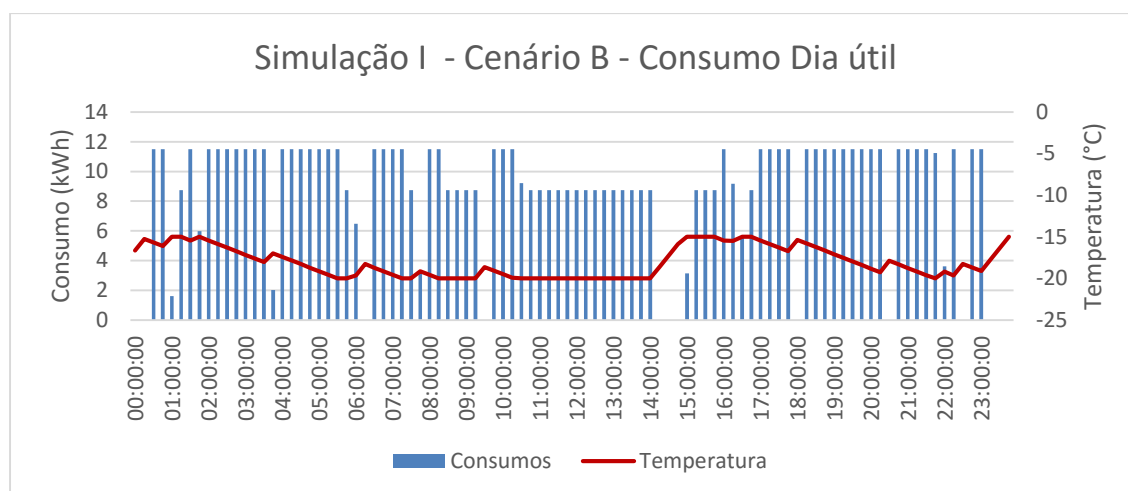


Figura 5.4 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

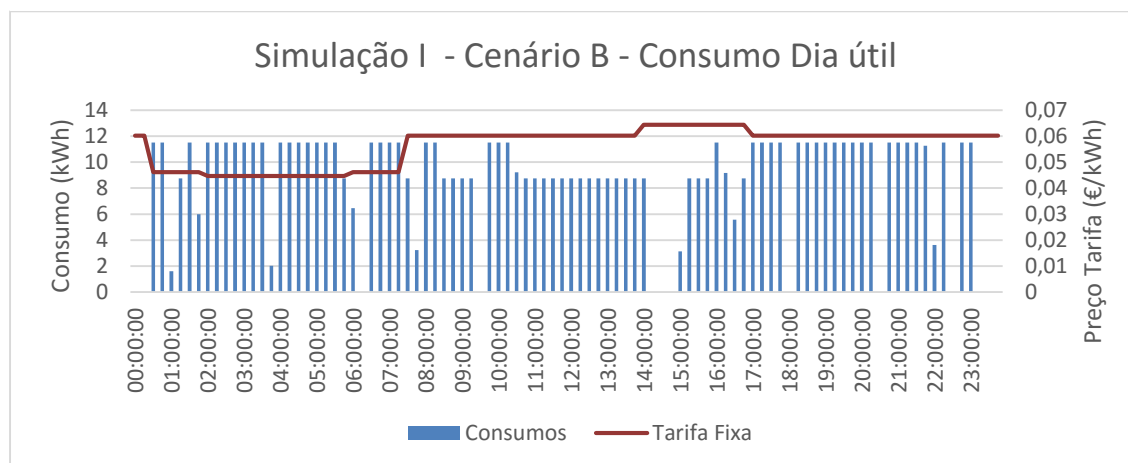


Figura 5.5 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

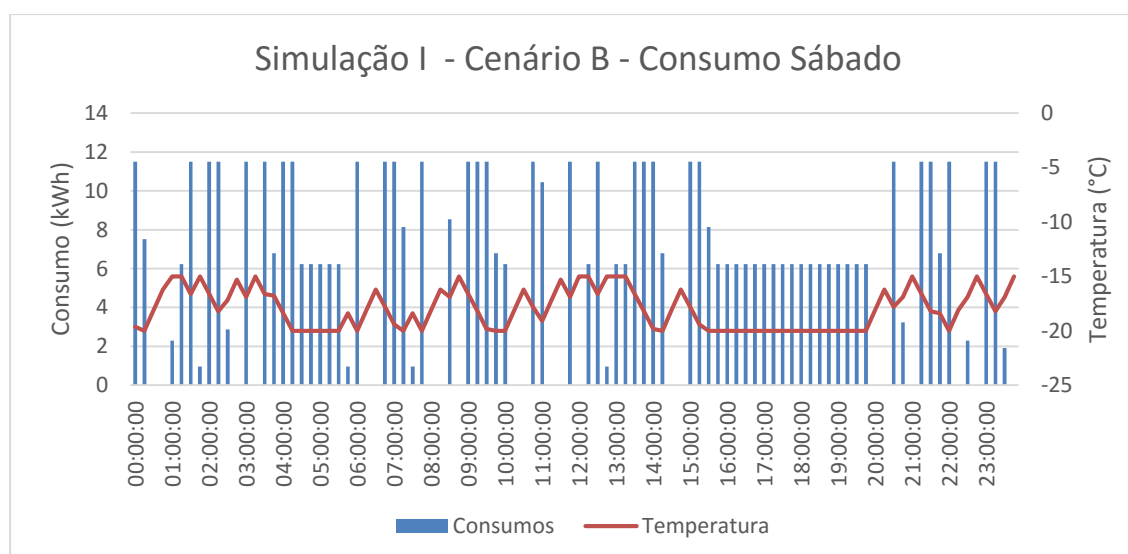


Figura 5.6 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

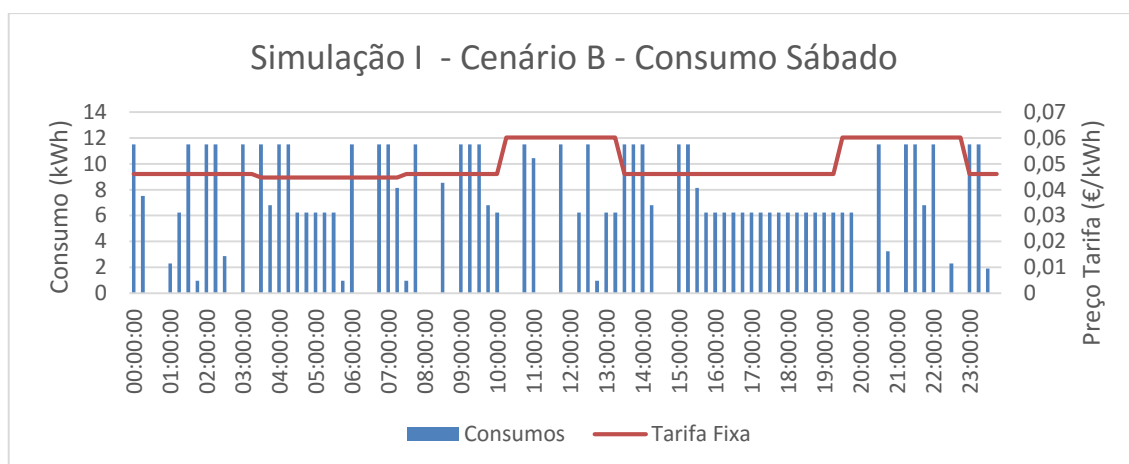


Figura 5.7 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

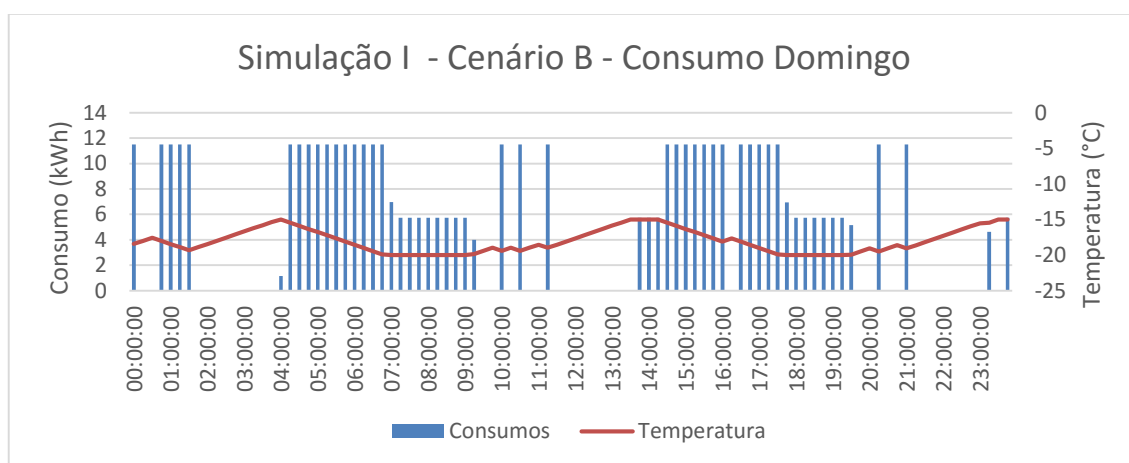


Figura 5.8 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

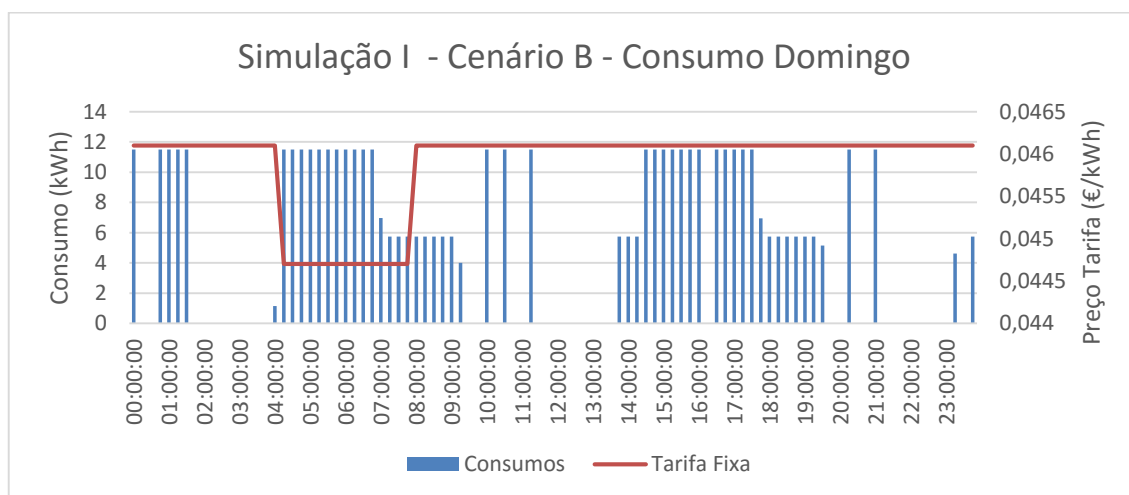


Figura 5.9 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário B, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

5.2.1.3. Simulação I - Cenário C

No Cenário C da Simulação I são simulados os consumos na Tarifa Fixa, referente ao contrato atual do caso de estudo, otimizando os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelos de otimização referentes ao Cenário C.

Os gráficos das figuras 5.10, 5.11, 5.12, 5.13, 5.14 e 5.15 são representativos dos consumos, respetivo custo em função da tarifa e temperaturas. Comparativamente ao cenário anterior verifica-se uma variação dos consumos mais uniforme. Em períodos onde o valor da tarifa possui valores mais elevados, devido à energia térmica, é possível o sistema não consumir energia durante um período de tempo maior, uma vez que, anteriormente, a temperatura do sistema tendeu para o limite mínimo.

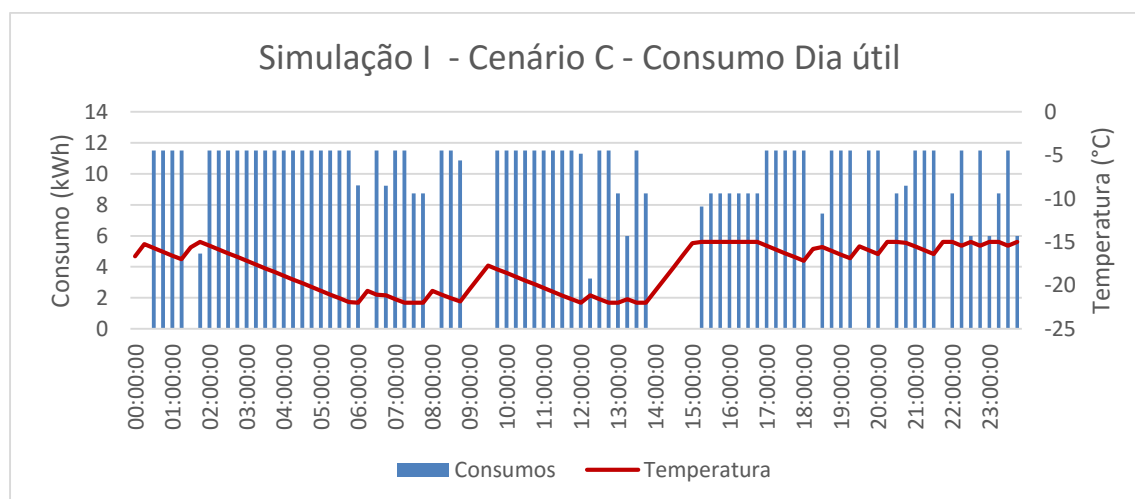


Figura 5.10 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

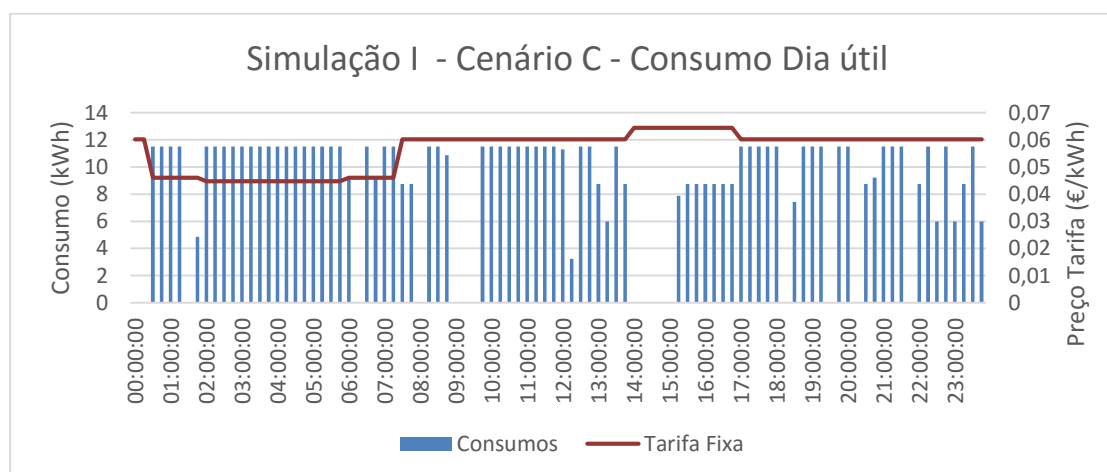


Figura 5.11 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário

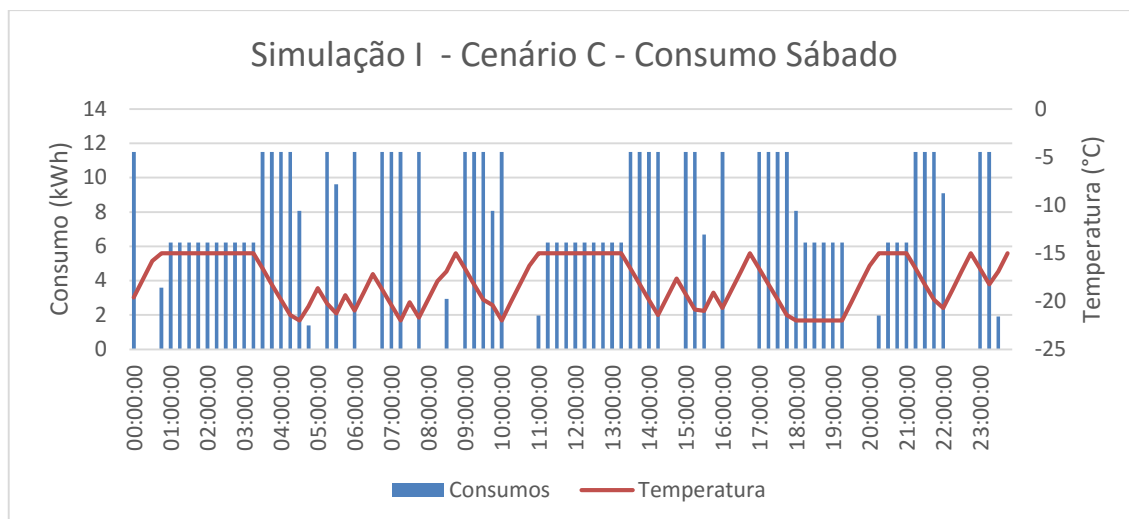


Figura 5.12 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

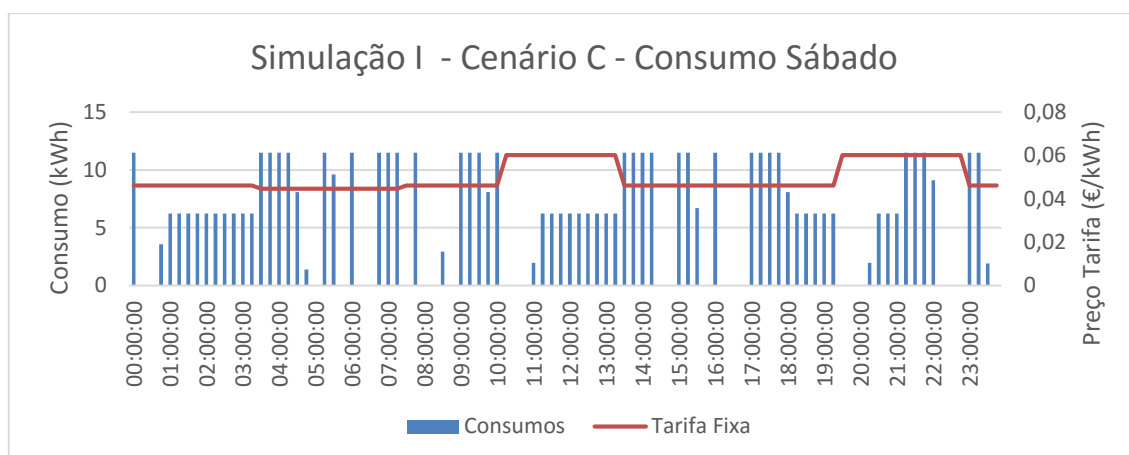


Figura 5.13 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

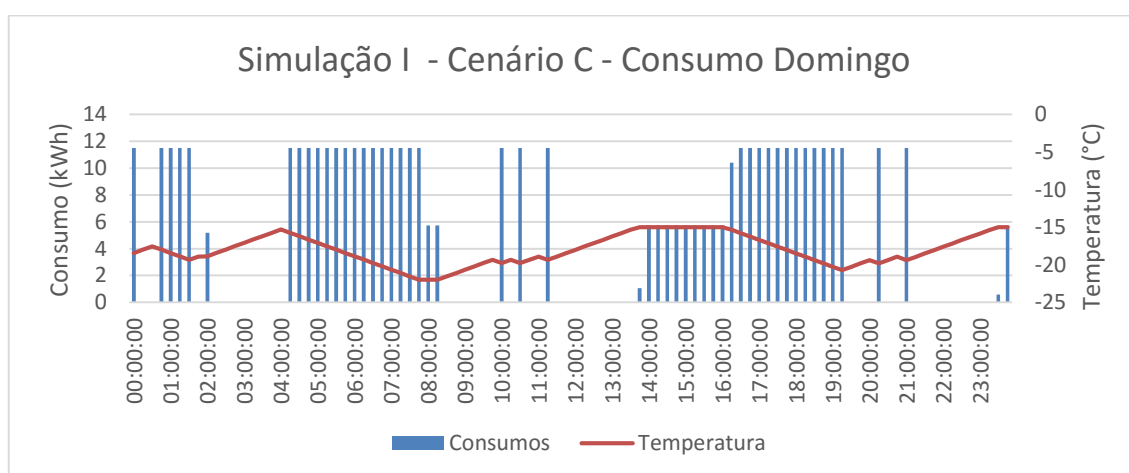


Figura 5.14 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

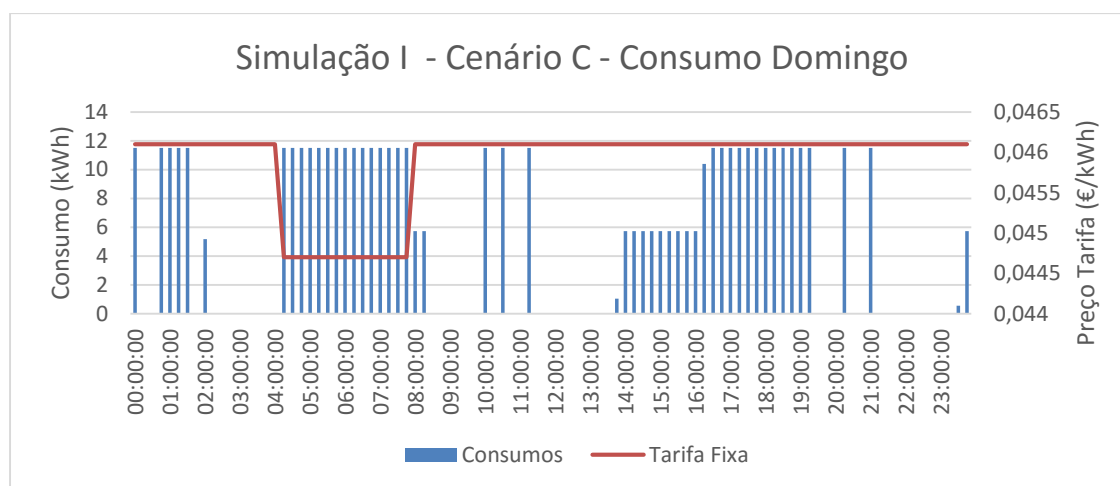


Figura 5.15 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário C, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respectivo Preço Tarifário.

5.2.1.4. Simulação I - Cenário D

No Cenário D da Simulação I são simulados os consumos na Tarifa Fixa, referente ao contrato atual do caso de estudo, otimizando os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelos de otimização referentes ao Cenário D, ou seja, não definindo um limite mínimo de temperatura.

Os gráficos das Figuras 5.16, 5.17, 5.18, 5.19, 5.20 e 5.21 são representativos dos consumos médios, respetivo custo em função da tarifa e temperaturas. Comparativamente aos cenários anteriores, verifica-se uma variação dos consumos mais uniforme o que facilitaria a introdução deste modelo no sistema real. No entanto, verifica-se também que durante grandes períodos de tempo a temperatura mantém-se no valor máximo da câmara.

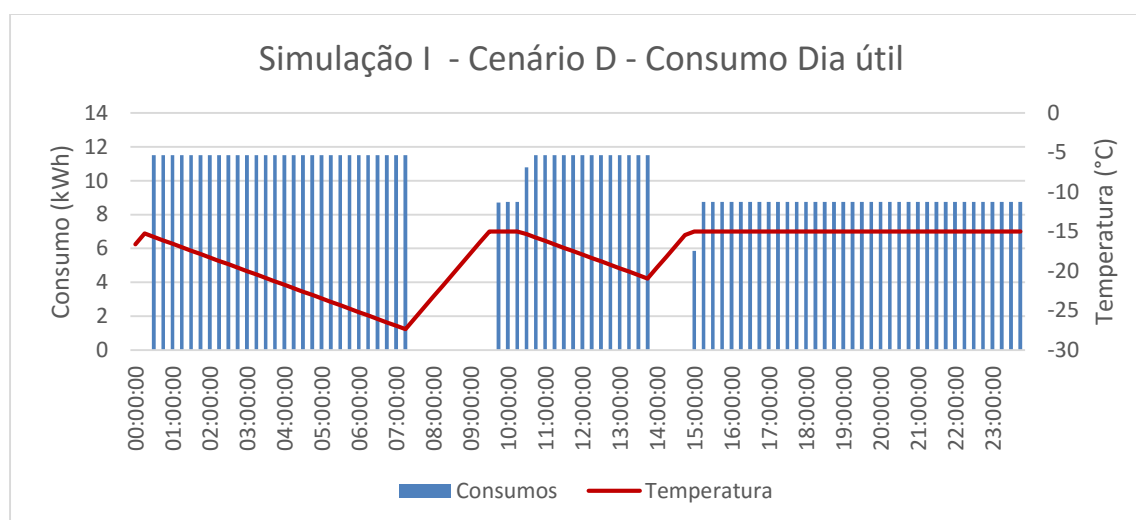


Figura 5.16 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

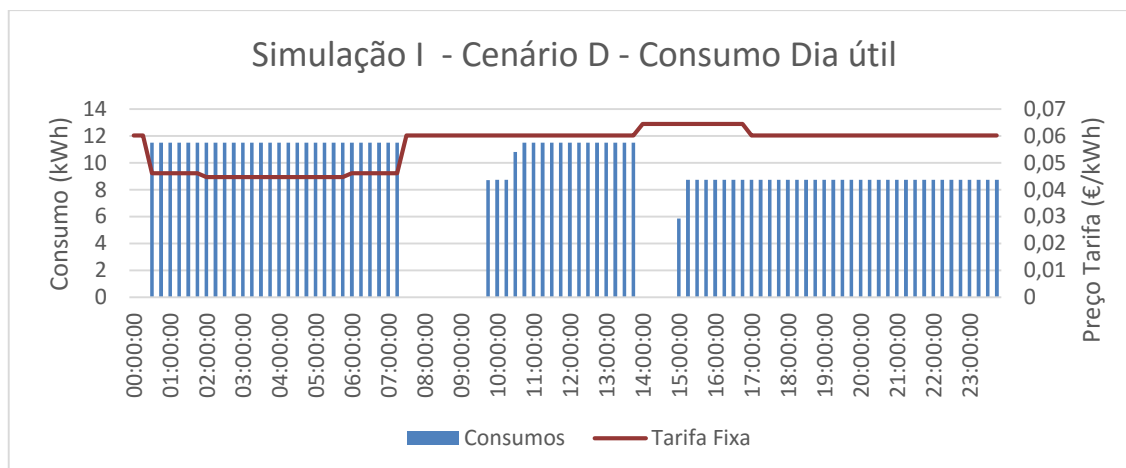


Figura 5.17 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

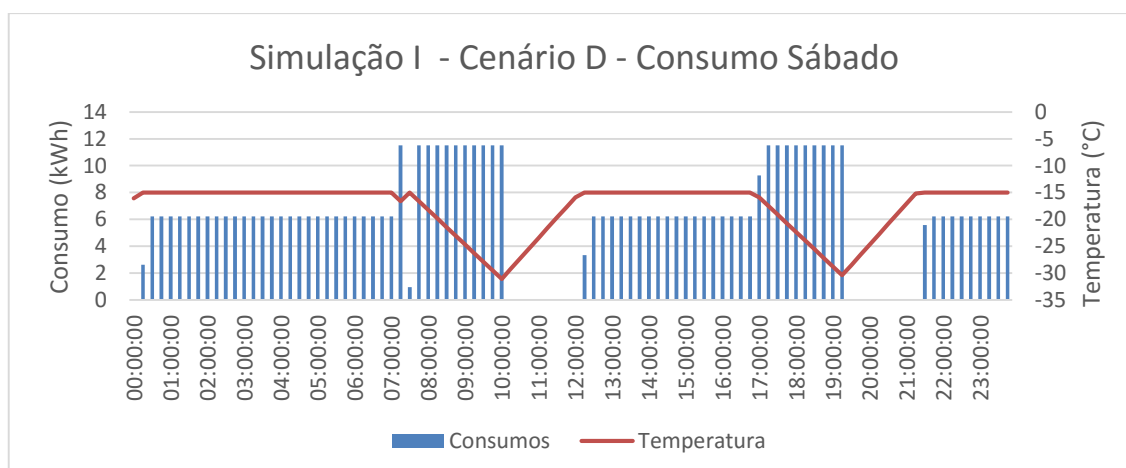


Figura 5.18 . Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

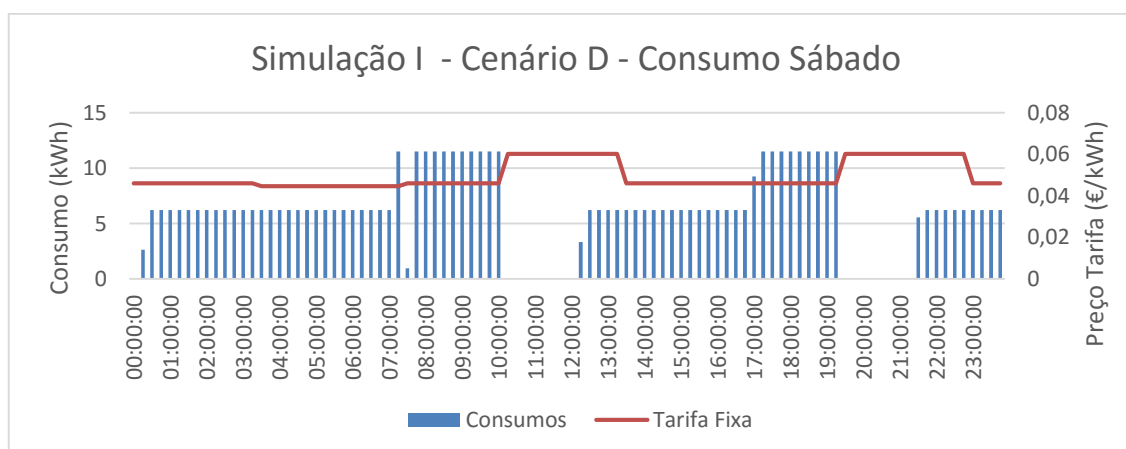


Figura 5.19 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

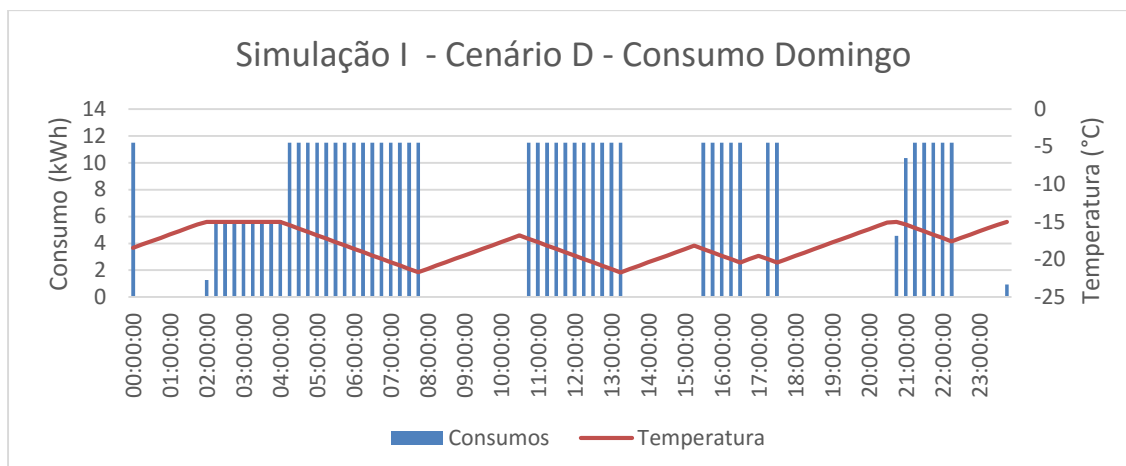


Figura 5.20 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

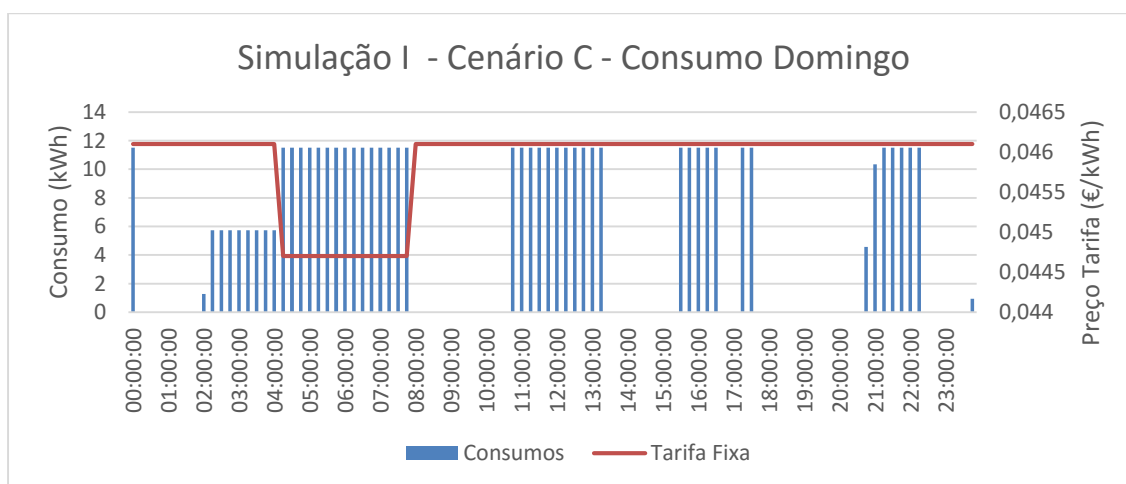


Figura 5.21 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Fixa - Cenário D, para um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Preço Tarifário.

5.2.1.5. Análise Comparativa da Simulação I

Através da análise da Tabela 5.1 e Tabela 5.2, verifica-se um impacto positivo a nível de redução de custos, no Cenário D a redução é de 117,47€ por mês, uma vez que os consumos são alocados para períodos tarifários mais baixos. A nível de redução de consumo não se consegue tirar conclusões, apesar de se verificar uma redução, é necessário ter em conta que no cenário A existem consumos relativos a cargas externas.

Tabela 5.1 - Resultados referentes aos diferentes cenários da Simulação I.

Cenário		Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
	Custo (€)	156,555	712,510	264,822	173,883	1307,769
B	Consumo (kWh)	1608,102	10955,841	5033,575	4850,318	22447,836
	Custo (€)	103,562	659,190	232,048	216,816	1211,616
C	Consumo (kWh)	1327,847	10924,503	4967,127	5228,359	22447,836
	Custo (€)	85,513	657,006	228,985	233,708	1205,212
D	Consumo (kWh)	1475,693	9795,687	6141,257	5035,199	22447,836
	Custo (€)	95,035	589,052	281,149	225,066	1190,302

Tabela 5.2 - Variação de consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A.

Cenário	Variação	Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
B	Consumo	-33,85%	-7,48%	-12,38%	24,72%	-6,10%
	Custo (€)	-52,99	-53,32	-32,77	42,93	-96,15
C	Consumo	-45,38%	-7,74%	-13,53%	34,44%	-6,10%
	Custo (€)	-71,04	-55,50	-35,84	59,82	-102,56
D	Consumo	-39,30%	-17,28%	6,91%	29,47%	-6,10%
	Custo (€)	-61,52	-123,46	16,33	51,18	-117,47

5.2.2. Simulação II

A Simulação II simula os consumos e custos subjacentes à utilização da Tarifa Dinâmica de um comercializador de energia (Tarifa Dinâmica 1). No Anexo H é possível consultar a simulação

III referente a outro comercializador (Tarifa Dinâmica 2), uma vez que, apresenta as mesmas características de variação tarifária da Simulação II, influenciada pelo preço OMIE.

5.2.2.1. Simulação II - Cenário A

No Cenário A da Simulação II é calculado o custo consoante a Tarifa Dinâmica 1, sem a otimização, para os consumos médios do mês de setembro. Este cenário foi definido para ser utilizado na análise comparativa.

Através dos consumos médios referentes ao dia útil, ao sábado e ao domingo, de 15 em 15 minutos, do mês de setembro, foram obtidos os custos de energia para o mês de acordo com o custo da tarifa por período de consumo.

Os gráficos das figuras 5.22, 5.23 e 5.24 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário A da Simulação II. Uma vez que a tarifa é dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo.

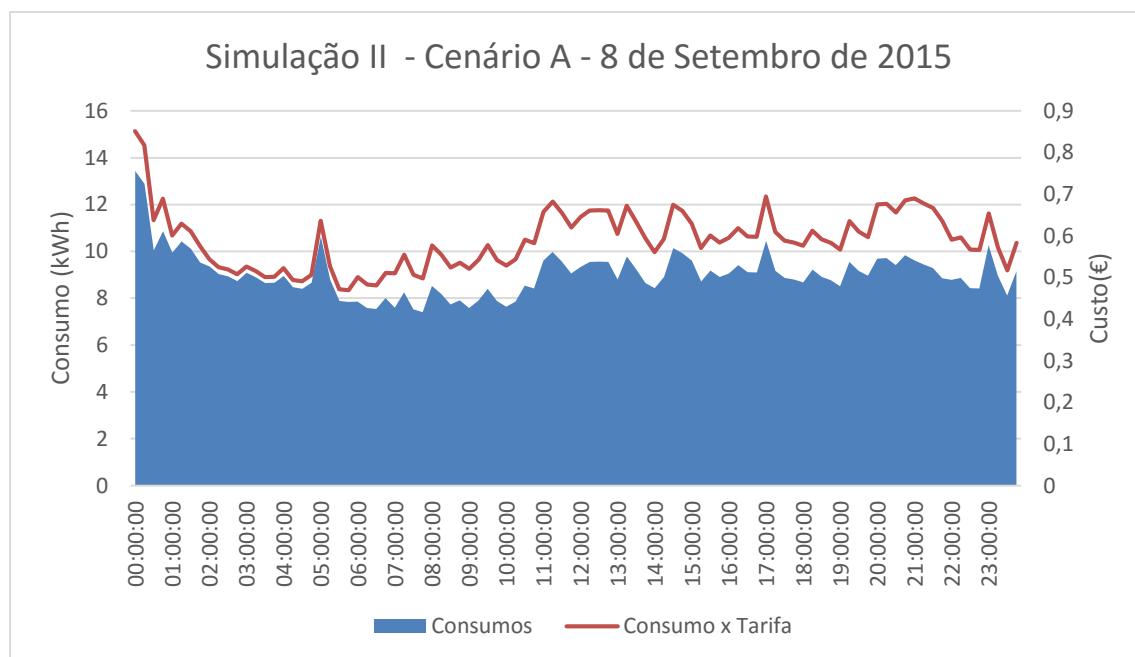


Figura 5.22 - Consumos médios de um dia útil, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 8 de setembro de 2015, para o Cenário A.

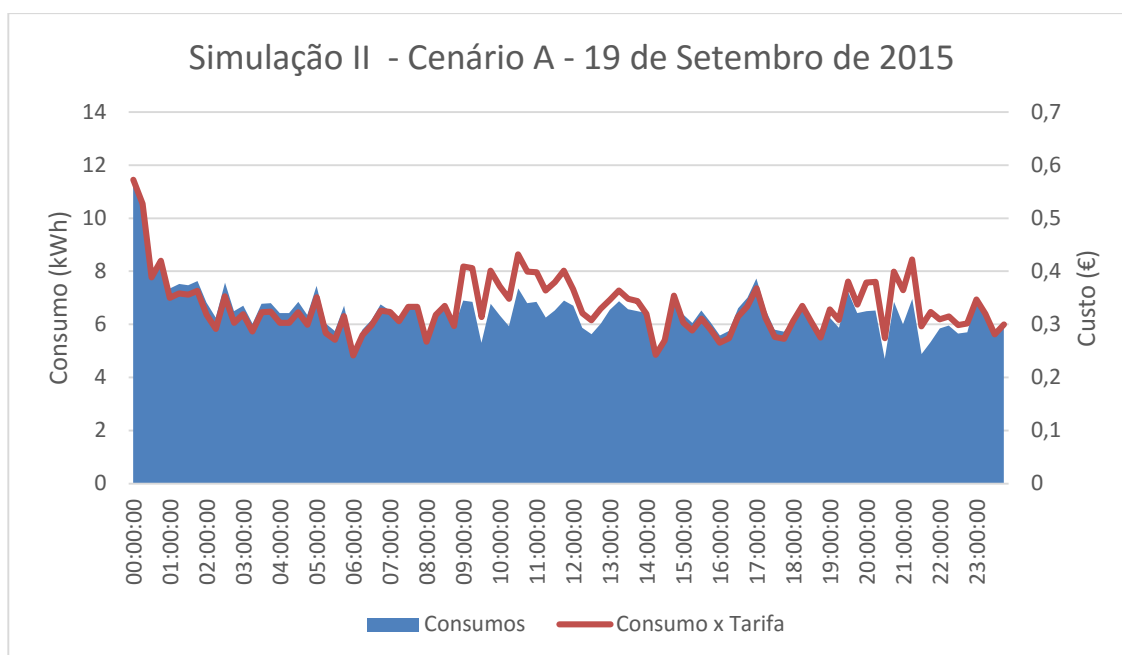


Figura 5.23 - Consumos médios de um sábado, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 19 de setembro de 2015, para o Cenário A.

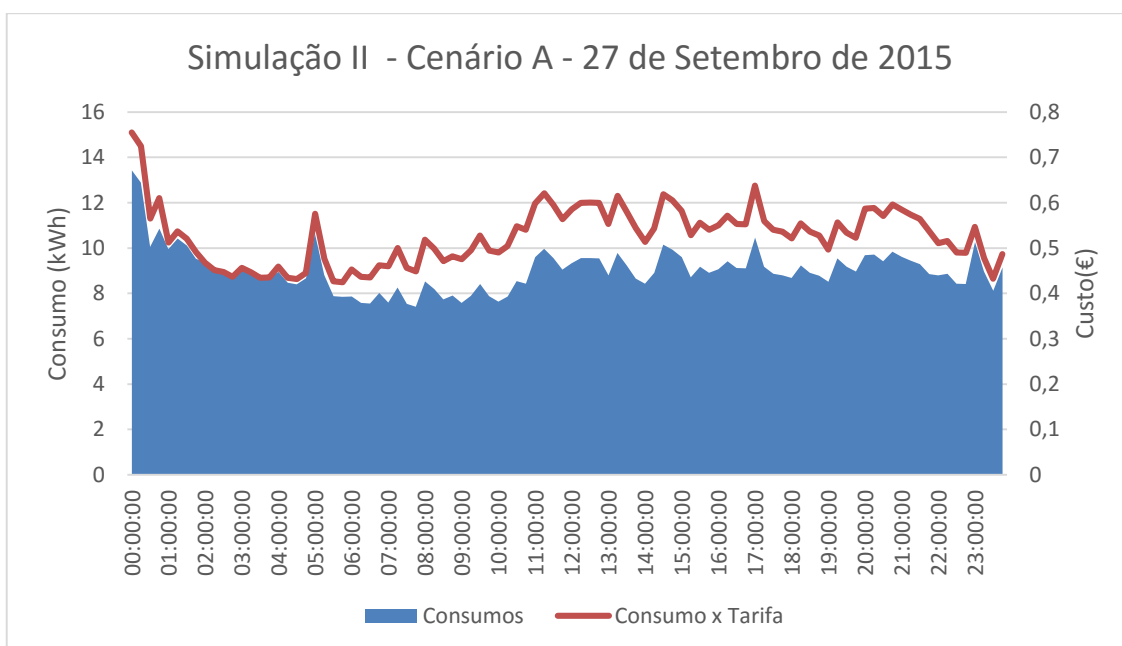


Figura 5.24 - Consumos médios de um domingo, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 1, de dia 17 de setembro de 2015, para o Cenário A

5.2.2.2. Simulação II - Cenário B

No Cenário B da Simulação II é calculada a Tarifa Dinâmica 1 Comercial, otimizando os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelo de otimização referentes ao Cenário B.

Os gráficos das Figuras 5.25, 5.26, 5.27, 5.28, 5.29 e 5.30 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário B da Simulação II. Uma vez que é utilizada a tarifa dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo.

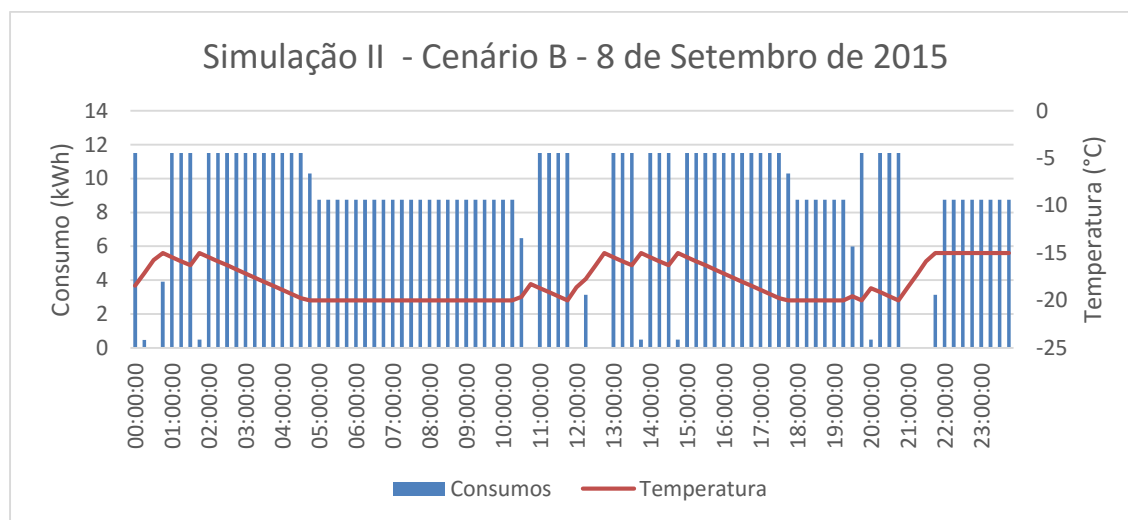


Figura 5.25 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1- Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

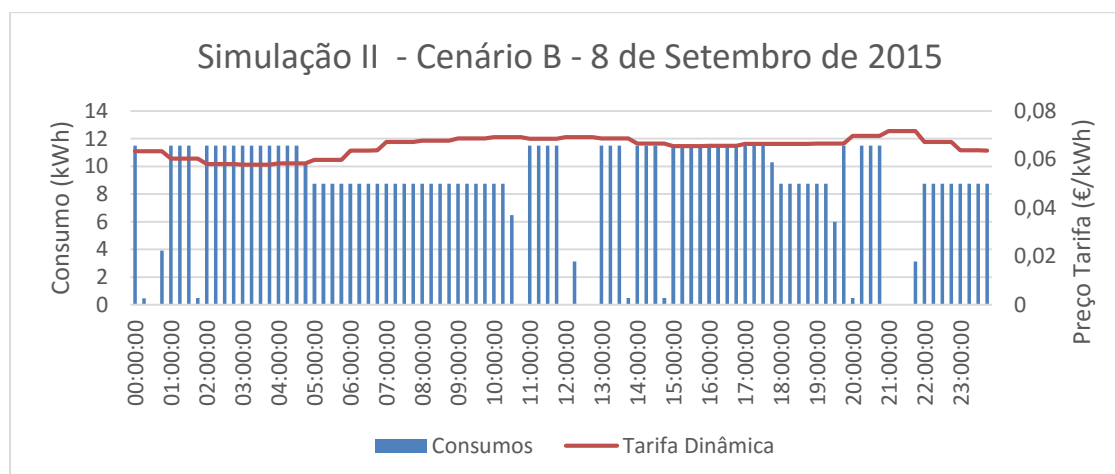


Figura 5.26 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

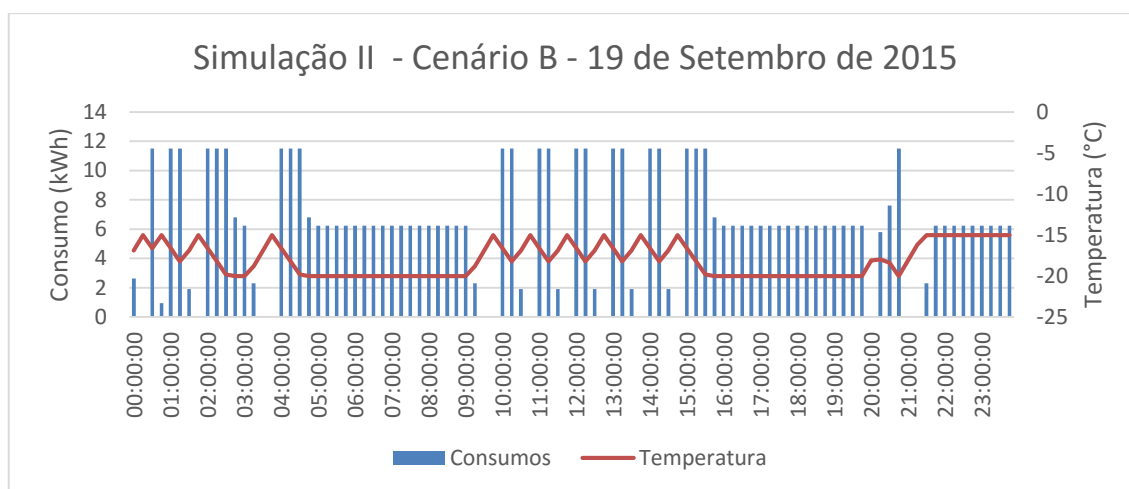


Figura 5.27 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

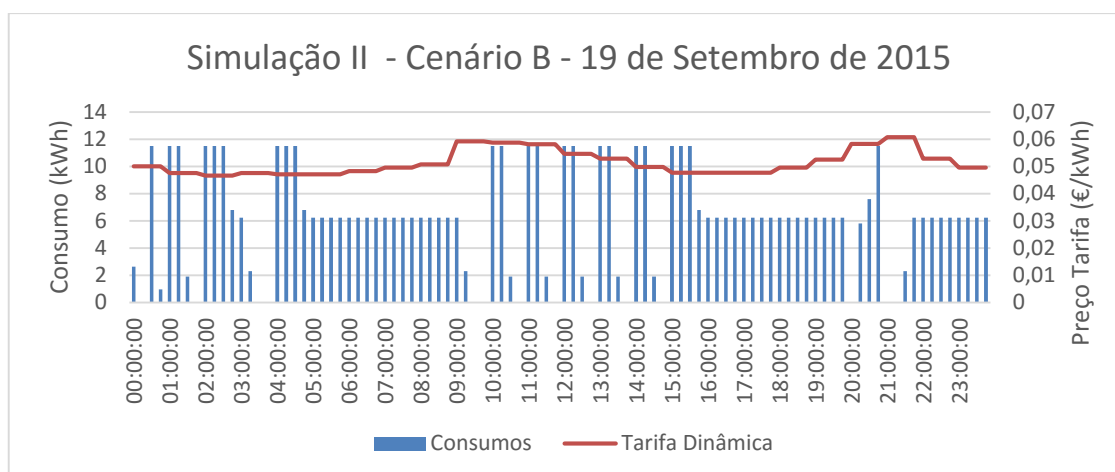


Figura 5.28 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

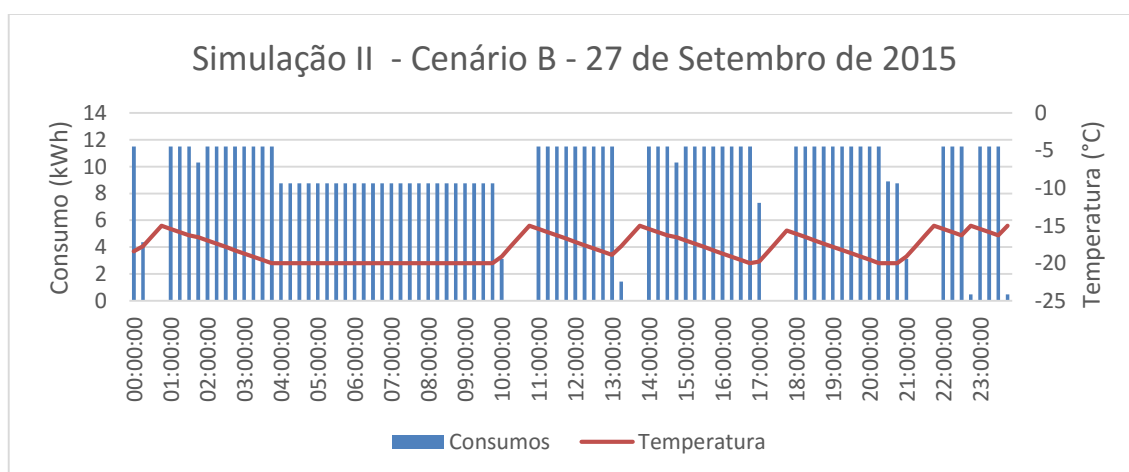


Figura 5.29 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva temperatura.

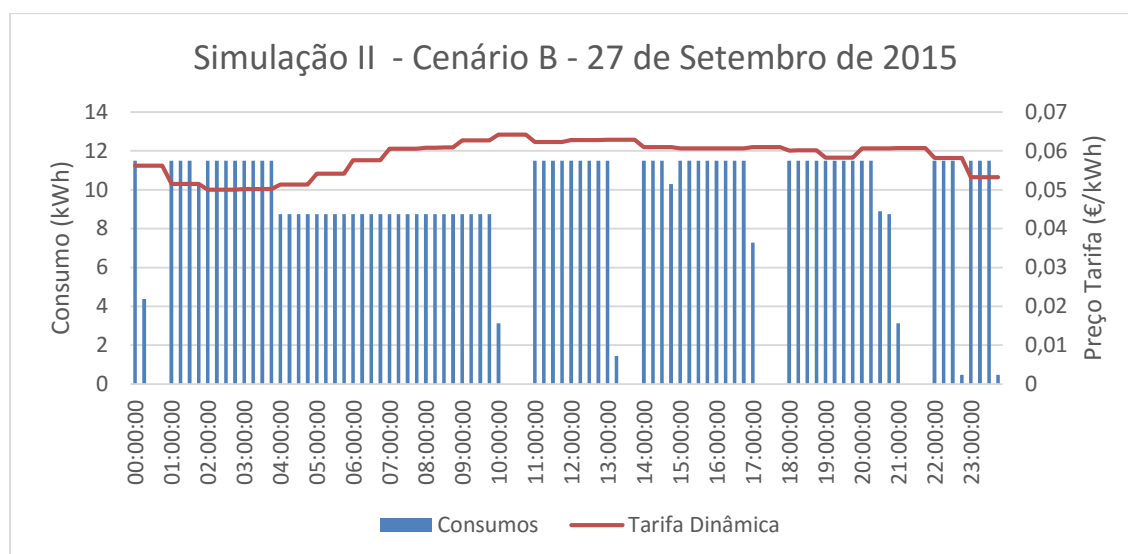


Figura 5.30 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1- Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

5.2.2.3. Simulação II - Cenário C

No Cenário C da Simulação II é calculada a Tarifa Dinâmica 1, otimizando os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelo de otimização referentes ao Cenário C.

Os gráficos das Figuras 5.31, 5.32, 5.33, 5.34, 5.35 e 5.36 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário C da Simulação II. Uma vez que é utilizada a tarifa dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo. Analogamente ao que aconteceu na Simulação I, no Cenário C verifica-se uma maior uniformização dos consumos comparativamente ao Cenário B.

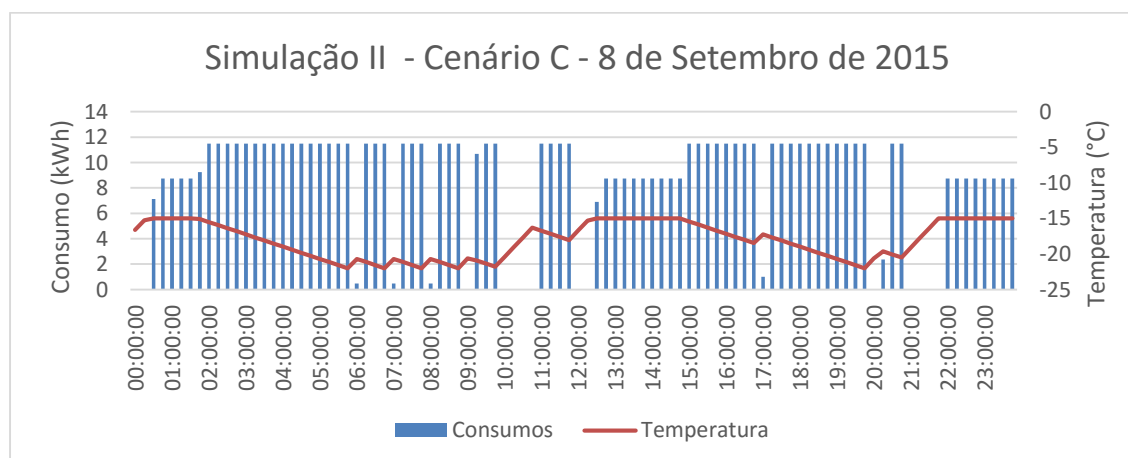


Figura 5.31 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

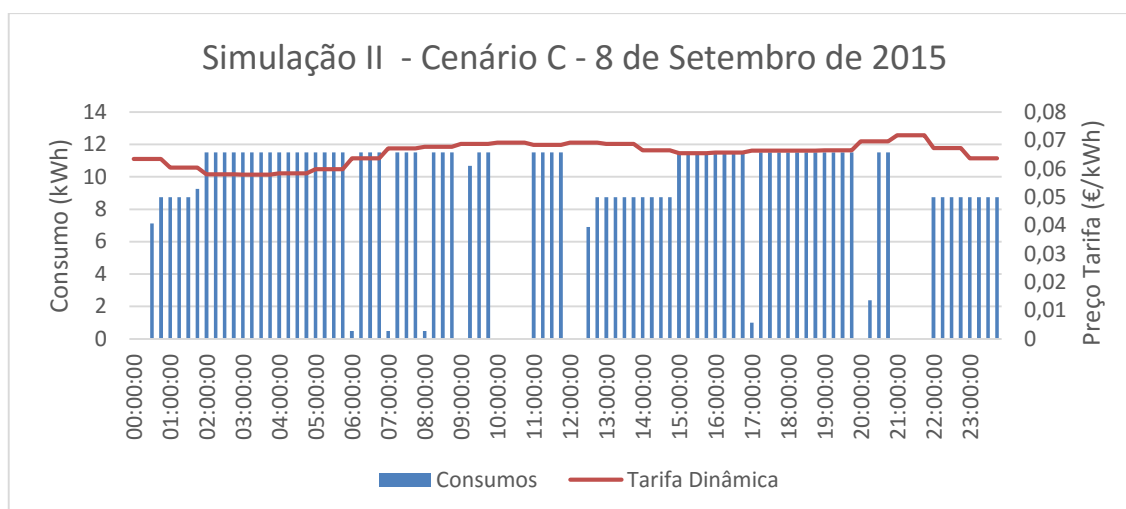


Figura 5.32 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário.

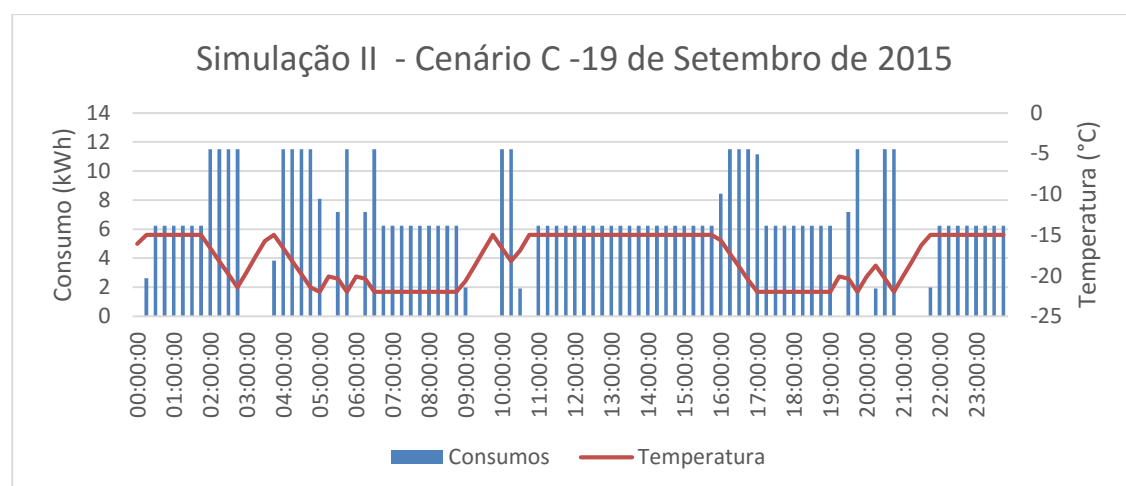


Figura 5.33 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura.

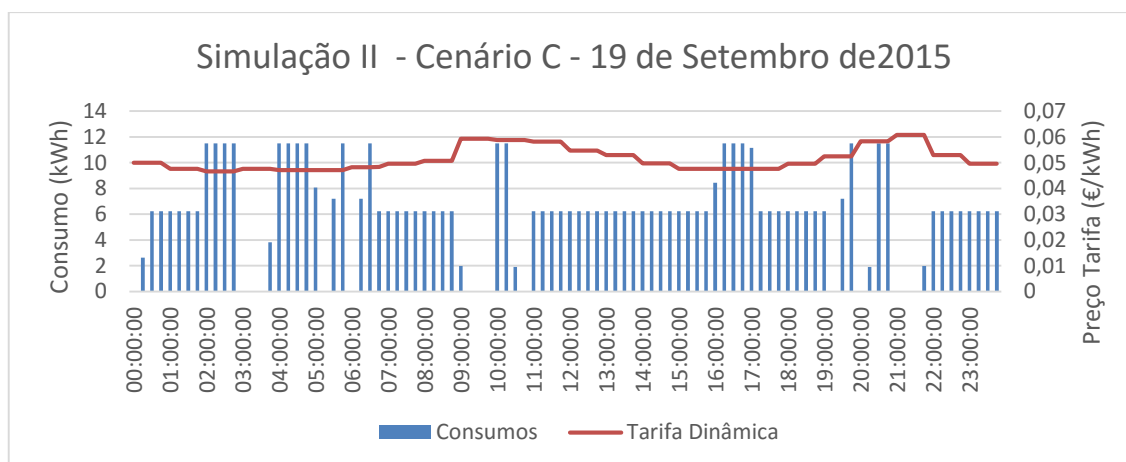


Figura 5.34 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário

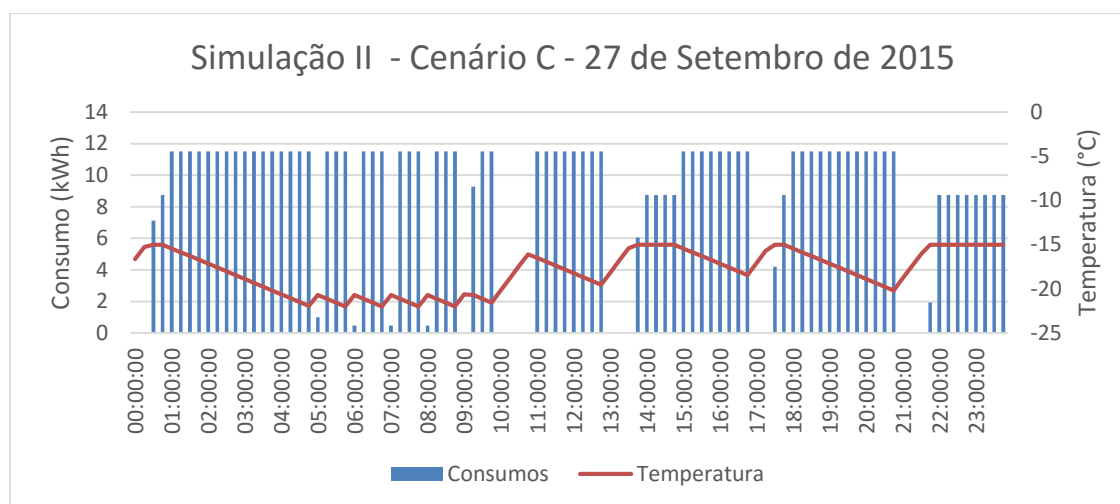


Figura 5.35 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 1 - Cenário C, para o domingo de 27 de Setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura.

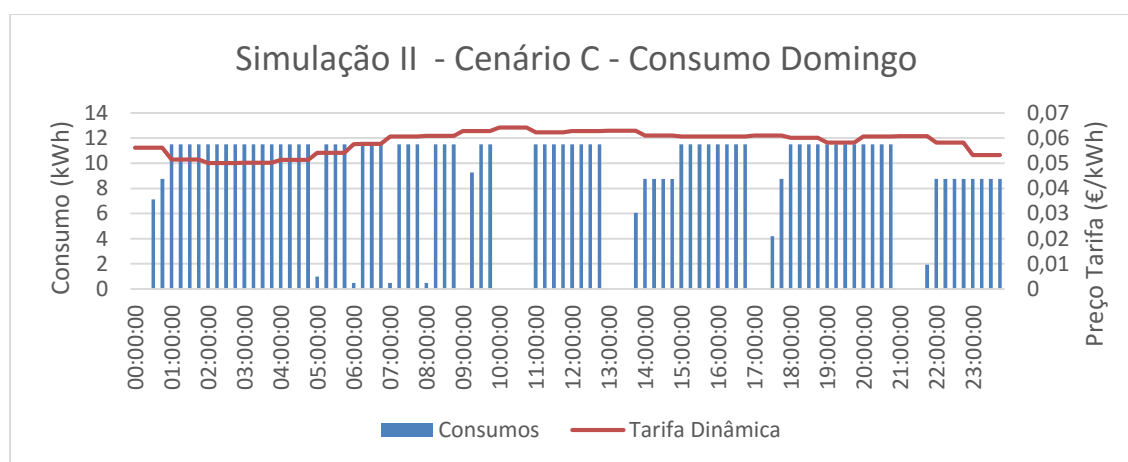


Figura 5.36 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica da 1- Cenário C, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário

5.2.2.4. Análise Comparativa da Simulação II

Através da análise da Tabela 5.3 e Tabela 5.4, verifica-se um impacto positivo a nível de redução de custos, uma vez que os consumos são alocados para as horas com preços OMIE mais baixos.

Tabela 5.3 - Resultados referentes aos diferentes cenários da Simulação II.

Cenário		Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
	Custo (€)	142,379	713,200	302,154	188,974	1346,706
B	Consumo (kWh)	2850,748	10139,029	4969,679	4564,991	22524,448
	Custo (€)	166,362	604,965	255,346	221,131	1247,803
C	Consumo (kWh)	2791,752	9724,508	4926,147	5005,429	22447,836
	Custo (€)	162,928	580,865	250,972	242,700	1237,4615

Tabela 5.4 - Variação de Consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A.

Cenário	Variação	Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
B	Consumo	17,27%	-14,38%	-13,49%	17,38%	-5,78%
	Custo (€)	23,98	-108,23	-46,81	32,16	-98,90
C	Consumo	14,84%	-17,88%	-14,25%	28,70%	-6,10%
	Custo (€)	20,55	-132,34	-51,18	53,73	-109,25

5.3. Análise Global das Simulações

Na Tabela 5.5 é realizada uma comparação entre as demais simulações e a Simulação I, Cenário A, isto é, relativamente ao contrato atual do caso de estudo, sem a otimização.

A maior redução de custos foi obtida através do Cenário D, que não impunha um limite de valor mínimo para a temperatura dentro da Câmara 7, originando uma alocação de cargas mais eficiente, uma vez que em períodos tarifários com preço mais elevado o sistema podia estar desligado durante mais tempo, aproveitando a inércia térmica para manter a temperatura dentro dos limites impostos. É também visível na análise gráfica feita anteriormente que, relativamente ao Cenário D, o consumo é definido em três escalões diferentes, o que conduziria a mais soluções a nível da implementação prática da otimização.

Tabela 5.5 - Resultados globais da Variação de Consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A da Simulação I

Simulação	Cenário	Variação	Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
I	B	Consumo	-33,85%	-7,48%	-12,38%	24,72%	-6,10%
		Custo (€)	-52,99	-53,32	-32,77	42,93	-96,15
	C	Consumo	-45,38%	-7,74%	-13,53%	34,44%	-6,10%
		Custo (€)	-71,04	-55,50	-35,84	59,82	-102,56
	D	Consumo	-39,30%	-17,28%	6,91%	29,47%	-6,10%
		Custo (€)	-61,52	-123,46	16,33	51,18	-117,47
II	A	Consumo	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
		Custo (€)	-14,18	0,69	37,33	15,09	38,94
	B	Consumo	17,27%	-14,38%	-13,49%	17,38%	-5,78%
		Custo	9,81	-107,54	-9,48	47,25	-59,97
	C	Consumo	14,84%	-17,88%	-14,25%	28,70%	-6,10%
		Custo (€)	6,37	-131,65	-13,85	68,82	-70,31

Em relação à Simulação II, que depende do preço OMIE Portugal para se obter o valor tarifário, a alocação de consumo é feita de maneira similar à simulação do Anexo H, uma vez que a variação da tarifa é igual. É necessário referir que os preços OMIE referente a 2015 foram dos mais caros dos últimos anos e, tipicamente, o mês de setembro é o mês com a média de preços, referentes aos anos de 2013, 2014 e 2015, mais elevada [41].

Capítulo 6

Considerações Finais

7.1. Conclusões

O trabalho que deu origem à presente dissertação tinha como objetivo a criação de um algoritmo de otimização do funcionamento de sistemas de refrigeração industrial em função do custo de energia com tarifas fixas e dinâmicas.

Através do estudo do perfil de consumo de eletricidade referente aos sistemas de refrigeração de uma indústria alimentar conclui-se que, devido aos dados existentes só se poderia fazer a otimização num dos espaços do sistema de refrigeração, nomeadamente, numa câmara de congelação. No entanto o trabalho realizado poderá ser replicado para todos os outros sistemas desde que se disponha dos dados necessários.

Para além da simulação referente à tarifa fixa semanal opcional, foram escolhidos dois comercializadores de energia distintos, e, para cada um deles, foi necessário simular as tarifas dinâmicas com recurso ao *Excel*.

Foram definidos quatro cenários de otimização que se distinguem pela temperatura mínima definida para a câmara de congelação em estudo, já que, relativamente à legislação (Decreto-Lei 147/2006) inerente à conservação dos produtos do caso de estudo, não existe um mínimo estipulado.

As simulações e os cenários servem de base para uma análise da potencial redução de custos e de consumos. Para além de terem sido desenvolvidos com base em valores de consumo médios, referentes a um curto espaço de tempo, também a relação entre a variação de temperatura e o consumo usada poderá ser obtida de forma mais fidedigna experimentalmente.

É necessário ter em conta a volatilidade das tarifas dinâmicas, apesar de nas simulações ter sido verificado que existe um maior custo associado a esta tipologia de tarifas, para o período analisado, seria necessário um estudo referente, por exemplo, a um período de um ano, uma vez que o preço apresenta evolução ao longo do tempo (no Anexo D é possível

observar o gráfico da evolução do preço OMIE ao longo do ano 2015) para se obterem conclusões, a esse respeito, mais viáveis.

7.2. Trabalhos Futuros

De forma a dar continuidade ao trabalho proposto, indicam-se de seguida alguns pontos de relevância:

- Realização de ensaios locais que permitam a aferição dos reais impactos das alterações propostas nas simulações;
- Monitorização individual das zonas refrigeradas com tipologias que indicam uma possível otimização de consumos através das tarifas;
- Análise do impacto das cargas externas, tanto na temperatura do espaço refrigerado, como na temperatura interna do produto;
- Análise anual da relação entre a produção (número de produtos e peso) e o consumo dos sistemas de refrigeração;
- Análise e ensaio dos testes realizados em sistemas frigoríficos de outras utilizações e/ou tipologias.

Referências

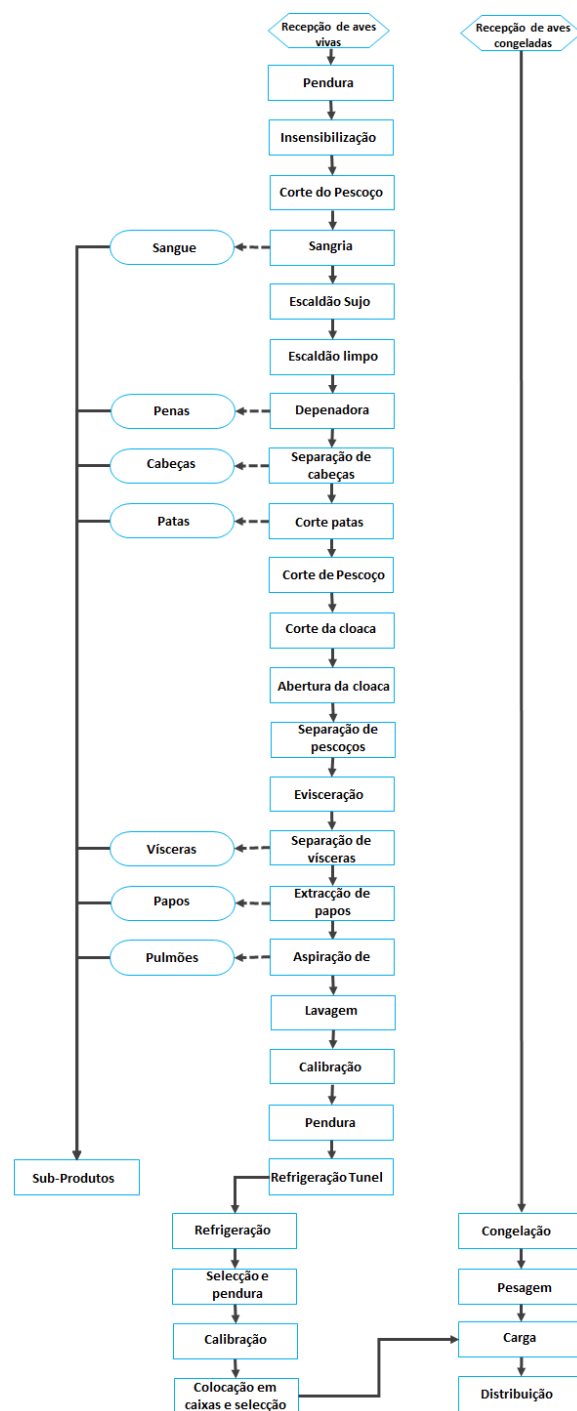
- [1] Pirani, Prof. Dr. Marcelo José. “ENG176 Refrigeração e Ar Condicionado, Parte I, Refrigeração”, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Bahia.
- [2] Miller, Rex & Miller, Mark R. “Ar-Condicionado e Refrigeração”, Grupo Editorial Nacional, 2014.
- [3] Silva, Marcelino Nascimento. “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial”, Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.
- [4] Çengel, Yunus A. & Boles, Michael A. “Thermodynamics Na Engineering Approach”, New York, NY: McGraw-Hill
- [5] Martins, Euler, Amorim, Frank, e Zanette, Tatiana. “Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionados - Artigos Técnicos”, Brasília, Ministério do Meio Ambiente, 2011.
- [6] Ferraz, Prof. Fábio. “Apostila de Refrigeração”, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, 2008
- [7] “Fluidos Refrigerantes - Coleção Técnica”. Disponível em: http://www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1402681721CR118sitenovoespecificacao.pdf. [Acedido em: novembro de 2015].
- [8] Ferraz, Prof. Fábio. “Apostila de Refrigeração”, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, 2008. Disponível em: http://wiki.sj.cefetsc.edu.br/wiki/images/7/75/Apostila_mfl.pdf. [Acedido em: novembro de 2015].
- [9] Dinçer, Ibrahim & Kanoglu, Mehmet. “Refrigeration Systems and Applications”, John Wiley & Sons, 2010.
- [10] “HFCs, the Montreal Protocol and the UNFCCC: Eliminating 1 of the 6 Kyoto gases”, Bangkok climate change conference, August-September 2012
- [11] Stoecker, W. F. & Jabarbo, J. M. “Refrigeração Industrial”, Editora Edgard Blucher Ltda, 2002
- [12] Shan Kuo Wang e Shan K Wang. Handbook of air conditioning and refrigeration. 2000.
- [13] Ferraz, Fábio. “Apostila de Refrigeração”, Centro Federal de Educação Tecnológico da Bahia, Santo Amaro - Bahia, Curso: Eletromecânica, Disciplina: Refrigeração, setembro de 2008

- [14] “Compilação de Orientações Gerais para Avaliação de Maquinário”. Disponível em: <http://radicalmenteinconformada.blogspot.pt/2013/07/avaliacao-de-maquinarior.html>. [Acedido em: novembro de 2015].
- [15] “Por “dentro” dos motores a reação”. Disponível em: <http://canalpiloto.com.br/por-dentro-dos-motores-a-reacao>. [Acedido em: dezembro de 2015].
- [16] Macagnan, Prof. Mário Henrique. “Capítulo 7 - Refrigerantes”. Disponível em: http://professor.unisinis.br/mhmac/Refrigeracao/CAP7_REF_2015_v1.pdf. [Acedido em: novembro de 2015].
- [17] “Axial-Flow Compressor Analysis”. Disponível em: <http://www.globalspec.com/reference/28332/203279/9-3-axial-flow-compressor-analysis>. [Acedido em dezembro de 2015].
- [18] “Separadores de óleo”. Disponível em: <http://joaquimsilvaesousa.com/produtosNew04.php>. [Acedido em: novembro de 2015].
- [19] Sánchez, M^a Teresa. “Ingeniería del Frío: Teoría Y Práctica”, AMV EDICIONES, 2001.
- [20] Guerra, Matos. “Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas”, ISEL
- [21] “Gonçalves, Luis Carrilho, e Gaspar, Pedro Dinis. “Energia, Entropia, Exergia - Conceitos úteis e eficiência”, Universidade da Beira Interior, novembro de 2011.
- [22] Cortes, Jaime Gonçalves. “Sistemas de arrefecimento de instalações frigoríficas utilizando três agentes frigoríficos”, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Departamento de Engenharia Mecânica, dezembro de 2013.
- [23] HD Young, Freedman RA SEARS, e ZEMANSKY “FÍSICA II Termodinâmica. Ondas” 12^a edição, 2010.
- [24] Stoecker, W. F. & Jones, J.W. “Refrigeração e ar condicionado”, McGraw-Hill Inc., 1985
- [25] Douglass, Anne R., Newman, Paul A., e Soloman, Susan “The Antarctic ozone hole: An update”, julho 2014,
- [26] “Máquinas Térmicas”. Disponível em: http://www.ebah.pt/content/ABAAABY_0AE/maquinas-termicas-fisico-quimica. [Acedido em: novembro de 2015].
- [27] J. P. Tomé Saraiva, J. L. P. Ferreira da Silva e M. T. Ponce de Leão, “Mercados de Electricidade - Regulação e Tarificação de Uso das Redes”, FEUP Edições, 2002.
- [28] “Mibel”. Disponível em: <http://www.omip.pt/OMIP/MIBEL/tabid/72/language/pt-PT/Default.aspx>. [Acedido em: dezembro de 2015].
- [29] ERSE. Disponível em: <http://www.erse.pt>. [Acedido em: dezembro de 2015].
- [30] “Mibel”. Disponível em: <http://www.mercado.ren.pt>. [Acedido em: dezembro de 2015].
- [31] “Operadores de Mercado”. Disponível em: <http://www.mibel.com/index.php?mod=pags&mem=detalle&relmenu=40&relcategoria=101&id=28>. [Acedido em: janeiro de 2016].
- [32] “Regulamento Tarifário do Setor Elétrico”, ERSE, dezembro 2014.
- [33] “Revisão do Regulamento Tarifário do Setor Elétrico - Documento Justificativo”, ERSE, junho 2014.
- [34] Venturini, Osvaldo José, e Pirani, Marcelo José. “Manual Prático - Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial”, Eletrobrás.
- [35] “Niveles recomendados de iluminación por zonas”. Disponível em: <http://blog.ledbox.es/informacion-led/niveles-recomendados-lux>. [Acedido em: janeiro de 2016].

- [36] “Cursos de Utilização Racional de Energia - Eficiência Energética na Indústria”, Adene, Gaia, Janeiro de 2004
- [37] DGEg - Direção Geral de Energia e Geologia. Disponível em: <http://www.dgeg.pt/>. [Acedido em dezembro de 2015].
- [38] “Qué es la inergia térmica?”. Disponível em: https://www.ieca.es/reportaje.asp?id_rep=692. [Acedido em: janeiro de 2016].
- [39] Cardoso, Domingos Moreira, “Optimização Linear”, Departamento de Matemática, Universidade de Aveiro, 2005.
- [40] “Programação Linear”. Disponível em: <http://pwp.net.ipl.pt/deea.isel/jsousa/Doc/SIG2005.pdf>. [Acedido em: janeiro de 2016].
- [41] Valverde, Francisco, “El curioso comportamiento del mercado eléctrico durante 2015”. Disponível em: <http://elperiodicodelaenergia.com/el-curioso-comportamiento-del-mercado-electrico-durante-2015/>. [Acedido em: janeiro de 2016].

Anexo A

A.1 -Fluxograma do Processo Produtivo do Caso de Estudo



Anexo B

B.1 - Datasheet do Compressor Bitzer 4G.2

	Bitzer 4G.2
BITZER Software v6.4.3 rev1353	29.05.2015 / All data subject to change.
	2 / 4

Compressor Selection: Open-Type Reciprocating Compressors

Input Values

Compressor model	4G.2Y-K	Useful superheat	100%
Refrigerant	R404A	Motor speed	1450 /min
Reference temperature	Dew point temp.	Drive	Coupling (1:1)
Liq. subc. (in condenser)	0 K	Capacity Control	100%
Suction gas temperature	20.00 °C		

Result

		Cooling capacity		COP [-]		COP/EER			
		Cooling capacity *		COP* [-]		COP/EER *			
		Power input		m [kg/h]		Mass flow			
		Condenser Capacity		n [/min]		Compr. speed			
tc	to	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C
30°C	Q [W]	98215	82119	68179	56124	45732	36814	29205	22758
	Q* [W]	98215	82119	68179	56124	45732	36814	29205	22758
	P [kW]	17.84	17.52	16.90	16.02	14.93	13.68	12.30	10.85
	Qc [W]	116058	99642	85080	72146	60664	50489	41503	33604
	COP [-]	5.50	4.69	4.03	3.50	3.06	2.69	2.37	2.10
	COP* [-]	5.50	4.69	4.03	3.50	3.06	2.69	2.37	2.10
	m [kg/h]	2532	2087	1713	1396	1128	902	711	551
	n [/min]	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
40°C	Q [W]	84798	70812	58656	48114	39007	31179	24493	18824
	Q* [W]	84798	70812	58656	48114	39007	31179	24493	18824
	P [kW]	20.6	19.82	18.78	17.55	16.16	14.65	13.05	11.41
	Qc [W]	105416	90630	77440	65667	55170	45829	37545	30230
	COP [-]	4.11	3.57	3.12	2.74	2.41	2.13	1.88	1.65
	COP* [-]	4.11	3.57	3.12	2.74	2.41	2.13	1.88	1.65
	m [kg/h]	2472	2031	1660	1347	1082	858	669	512
	n [/min]	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
50°C	Q [W]	70803	59048	48780	39843	32101	25435	19733	14898
	Q* [W]	70803	59048	48780	39843	32101	25435	19733	14898
	P [kW]	23.4	22.2	20.8	19.25	17.57	15.80	13.95	12.07
	Qc [W]	94218	81245	69578	59090	49672	41231	33687	26966
	COP [-]	3.02	2.66	2.35	2.07	1.83	1.61	1.41	1.23
	COP* [-]	3.02	2.66	2.35	2.07	1.83	1.61	1.41	1.23
	m [kg/h]	2402	1967	1600	1290	1028	807	621	466
	n [/min]	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450

-- No calculation possible (see message in single point selection)

*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

B.2 - Datasheet do Compressor Copeland D6DH-3500



Model: D6DH-350 X

Wydajność

R404A/R507

Wydajność chłodnicza [kW]

$t_c \setminus t_e$	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	28.45	36.00	45.02	55.71	68.25	82.85	99.69	118.96	140.86
25	26.29	33.47	41.99	52.05	63.82	77.52	93.32	111.42	132.00
30	24.11	30.92	38.94	48.36	59.37	72.15	86.91	103.83	123.11
35	21.90	28.35	35.86	44.64	54.88	66.76	80.47	96.22	114.18
40	-	25.74	32.75	40.89	50.35	61.32	74.00	88.56	105.21
45	-	23.11	29.62	37.11	45.80	55.86	67.48	80.87	96.21
50	-	20.45	26.45	33.30	41.21	50.35	60.93	73.14	87.16
55	-	17.76	23.24	29.46	36.58	44.82	54.35	65.37	78.07

Pobór mocy [kW]

$t_c \setminus t_e$	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	11.47	12.81	14.10	15.28	16.30	17.13	17.72	18.02	17.98
25	12.03	13.53	15.01	16.39	17.66	18.75	19.62	20.22	20.52
30	12.54	14.20	15.85	17.44	18.93	20.27	21.42	22.33	22.95
35	13.01	14.81	16.63	18.42	20.13	21.72	23.14	24.34	25.28
40	-	15.38	17.36	19.34	21.26	23.09	24.77	26.26	27.51
45	-	15.89	18.03	20.19	22.32	24.38	26.32	28.09	29.64
50	-	16.36	18.66	20.99	23.32	25.60	27.79	29.83	31.68
55	-	16.80	19.23	21.74	24.26	26.76	29.18	31.49	33.64

C.O.P. [W/W]

$t_c \setminus t_e$	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	2.48	2.81	3.19	3.65	4.19	4.84	5.63	6.60	7.84
25	2.19	2.47	2.80	3.17	3.61	4.14	4.76	5.51	6.43
30	1.92	2.18	2.46	2.77	3.14	3.56	4.06	4.65	5.36
35	1.68	1.91	2.16	2.42	2.73	3.07	3.48	3.95	4.52
40	-	1.67	1.89	2.11	2.37	2.66	2.99	3.37	3.82
45	-	1.45	1.64	1.84	2.05	2.29	2.56	2.88	3.25
50	-	1.25	1.42	1.59	1.77	1.97	2.19	2.45	2.75
55	-	1.06	1.21	1.36	1.51	1.67	1.86	2.08	2.32

B.3 - Datasheet do Compressor Bitzer 6G-40.2

	Bitzer 6G-40.2
BITZER Software v6.4.3 rev1353	28.05.2015 / All data subject to change. 2 / 4

Compressor Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Input Values

Compressor model	(6G-40.2Y)	Suction gas temperature	20,00 °C
Mode	Refrigeration and Air conditioning	Operating mode	Auto
Refrigerant	R404A	Power supply	400V-3-50Hz
Reference temperature	Dew point temp.	Capacity Control	100%
Liq. subc. (in condenser)	0 K	Useful superheat	100%

Result

		Q [W]	Cooling capacity	COP [-]	COP/EER					
		Q* [W]	Cooling capacity *	COP* [-]	COP/EER *					
		P [kW]	Power input	m [kg/h]	Mass flow					
		I [A]	Current	Op.	Operating mode					
		Qc [W]	Condenser Capacity	th [°C]	Discharge gas temp. w/o cooling					
tc	to	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	
30°C	Q [W]	119989	99886	82444	67348	54331	43157	33619	25530	
	Q* [W]	119989	99886	82444	67348	54331	43157	33619	25530	
	P [kW]	28,6	27,2	25,6	23,8	21,8	19,74	17,56	15,28	
	I [A]	53,2	51,2	49,1	46,8	44,3	41,8	39,2	36,8	
	Qc [W]	148636	127079	108002	91107	76144	62897	51175	40810	
	COP [-]	4,19	3,67	3,23	2,83	2,49	2,19	1,91	1,67	
	COP* [-]	4,19	3,67	3,23	2,83	2,49	2,19	1,91	1,67	
	m [kg/h]	3050	2509	2051	1661	1331	1051	814	616	
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	
	th [°C]	65,1	71,4	78,0	85,2	93,1	101,8	111,7	122,9	
40°C	Q [W]	102614	85353	70324	57276	45993	36283	27973	20907	
	Q* [W]	102614	85353	70324	57276	45993	36283	27973	20907	
	P [kW]	32,7	30,6	28,4	26,0	23,5	21,0	18,29	15,57	
	I [A]	58,6	55,8	52,8	49,7	46,5	43,3	40,1	37,1	
	Qc [W]	135300	115960	98700	83288	69524	57234	46264	36474	
	COP [-]	3,14	2,79	2,48	2,20	1,95	1,73	1,53	1,34	
	COP* [-]	3,14	2,79	2,48	2,20	1,95	1,73	1,53	1,34	
	m [kg/h]	2944	2416	1969	1588	1265	992	760	566	
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	
	th [°C]	75,4	81,7	88,5	95,8	103,8	112,8	122,8	134,5	
50°C	Q [W]	85319	70915	58311	47323	37785	29548	22476	16441	
	Q* [W]	85319	70915	58311	47323	37785	29548	22476	16441	
	P [kW]	36,4	33,7	30,9	28,0	25,0	21,9	18,78	15,63	
	I [A]	63,7	60,0	56,2	52,3	48,4	44,4	40,7	37,1	
	Qc [W]	121728	104632	89215	75309	62767	51457	41261	32069	
	COP [-]	2,34	2,10	1,89	1,69	1,51	1,35	1,20	1,05	
	COP* [-]	2,34	2,10	1,89	1,69	1,51	1,35	1,20	1,05	
	m [kg/h]	2842	2326	1888	1516	1199	931	703	512	
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	
	th [°C]	86,0	92,4	99,3	106,7	114,9	124,1	134,6	0	

-- No calculation possible (see message in single point selection)

*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

B.4 - Datasheet do Compressor Copeland D8DJ-6000



Model: D8DJ-600 X
Capacity

R404A/R507

Cooling capacity [kW]

$t_c \setminus t_e$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	34.89	44.95	57.33	72.35	90.31	111.52	136.30	164.94	197.75	235.05
25	31.16	40.95	52.81	67.05	83.99	103.93	127.18	154.05	184.84	219.87
30	27.65	37.12	48.42	61.86	77.73	96.37	118.06	143.12	171.85	204.58
35	-	33.45	44.15	56.74	71.53	88.82	108.91	132.13	158.77	189.15
40	-	29.92	39.99	51.70	65.35	81.26	99.73	121.06	145.58	173.58
45	-	26.50	35.91	46.70	59.18	73.67	90.48	109.90	132.25	157.84
50	-	23.18	31.88	41.72	53.00	66.04	81.14	98.62	118.77	141.90
55	-	-	27.90	36.75	46.79	58.34	71.71	87.19	105.11	125.76

Power input [kW]

$t_c \setminus t_e$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	17.92	20.38	22.76	24.98	26.96	28.60	29.84	30.59	30.75	30.26
25	18.33	21.05	23.74	26.32	28.72	30.84	32.60	33.92	34.72	34.92
30	18.68	21.63	24.61	27.54	30.33	32.89	35.16	37.04	38.45	39.31
35	-	22.15	25.40	28.64	31.80	34.80	37.54	39.96	41.96	43.46
40	-	22.63	26.11	29.66	33.17	36.57	39.77	42.70	45.27	47.39
45	-	23.08	26.79	30.60	34.44	38.22	41.86	45.28	48.39	51.11
50	-	23.52	27.43	31.49	35.64	39.78	43.83	47.72	51.35	54.64
55	-	-	28.06	32.35	36.78	41.26	45.70	50.03	54.16	58.01

C.O.P. [W/W]

$t_c \setminus t_e$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
20	1.95	2.21	2.52	2.90	3.35	3.90	4.57	5.39	6.43	7.77
25	1.70	1.95	2.22	2.55	2.92	3.37	3.90	4.54	5.32	6.30
30	1.48	1.72	1.97	2.25	2.56	2.93	3.36	3.86	4.47	5.20
35	-	1.51	1.74	1.98	2.25	2.55	2.90	3.31	3.78	4.35
40	-	1.32	1.53	1.74	1.97	2.22	2.51	2.84	3.22	3.66
45	-	1.15	1.34	1.53	1.72	1.93	2.16	2.43	2.73	3.09
50	-	0.99	1.16	1.32	1.49	1.66	1.85	2.07	2.31	2.60
55	-	-	0.99	1.14	1.27	1.41	1.57	1.74	1.94	2.17

B.5 - Datasheet do Compressor Bitzer 4G-30.2

	Bitzer 4G-30.2
BITZER Software v6.4.3 rev1353	28.05.2015 / All data subject to change. 2 / 4

Compressor Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Input Values

Compressor model	(4G-30.2Y)	Suction gas temperature	20,00 °C
Mode	Refrigeration and Air conditioning	Operating mode	Auto
Refrigerant	R404A	Power supply	400V-3-50Hz
Reference temperature	Dew point temp.	Capacity Control	100%
Liq. subc. (in condenser)	0 K	Useful superheat	100%

Result

		Q [W]	Cooling capacity	COP [-]	COP/EER				
		Q* [W]	Cooling capacity *	COP* [-]	COP/EER *				
		P [kW]	Power input	m [kg/h]	Mass flow				
		I [A]	Current	Op. th [°C]	Operating mode				
		Qc [W]	Condenser Capacity		Discharge gas temp. w/o cooling				
tc	to	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
30°C	Q [W]	79895	66541	54949	44910	36247	28803	22442	17038
	Q* [W]	79895	66541	54949	44910	36247	28803	22442	17038
	P [kW]	18,57	17,81	16,84	15,70	14,41	13,02	11,57	10,09
	I [A]	33,8	32,7	31,3	29,8	28,1	26,3	24,6	23,0
	Qc [W]	98460	84353	71793	60609	50659	41827	34011	27125
	COP [-]	4,30	3,74	3,26	2,86	2,51	2,21	1,94	1,69
	COP* [-]	4,30	3,74	3,26	2,86	2,51	2,21	1,94	1,69
	m [kg/h]	2031	1672	1367	1108	888	701	544	411
	Op. th [°C]	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	th [°C]	64,3	70,8	77,6	84,8	92,6	101,1	110,8	122,0
40°C	Q [W]	68555	57021	46974	38246	30693	24187	18612	13864
	Q* [W]	68555	57021	46974	38246	30693	24187	18612	13864
	P [kW]	21,7	20,4	18,88	17,26	15,56	13,81	12,06	10,33
	I [A]	38,4	36,4	34,2	31,9	29,6	27,3	25,2	23,2
	Qc [W]	90283	77405	65856	55508	46252	37999	30670	24198
	COP [-]	3,16	2,80	2,49	2,22	1,97	1,75	1,54	1,34
	COP* [-]	3,16	2,80	2,49	2,22	1,97	1,75	1,54	1,34
	m [kg/h]	1967	1614	1315	1061	844	661	506	375
	Op. th [°C]	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	th [°C]	75,2	81,6	88,3	95,5	103,3	112,0	122,1	134,6
50°C	Q [W]	57089	47384	38898	31508	25100	19576	14843	10815
	Q* [W]	57089	47384	38898	31508	25100	19576	14843	10815
	P [kW]	24,5	22,6	20,6	18,56	16,50	14,45	12,45	10,54
	I [A]	42,5	39,6	36,7	33,8	30,9	28,1	25,6	23,5
	Qc [W]	81549	69965	59501	50071	41600	34026	27294	21357
	COP [-]	2,33	2,10	1,89	1,70	1,52	1,35	1,19	1,03
	COP* [-]	2,33	2,10	1,89	1,70	1,52	1,35	1,19	1,03
	m [kg/h]	1901	1554	1259	1009	797	616	464	337
	Op. th [°C]	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	th [°C]	86,1	92,5	99,2	106,5	114,5	123,7	134,9	0

-- No calculation possible (see message in single point selection)

*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

B.6 - Datasheet do Compressor Blitzer 6FE-44Y-40P

BITZER ECOLINE COMPRESSORS

R404A (Motor Options 1 & 2) Semi Hermetic Compressors – cont'd

Capacities R404A (R507)

Airefrig Part Number	Comp & Motor Version			Refrigeration Capacity – <u>W</u> atts										Consumption – <u>P</u> ower (Kw)			
				Condensing Temperature °C													
				Evaporating Temperature °C													
				+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40				
6GE-40Y - Service Valves - Crankcase Heater - Protection Module - Oil Sight Glass - POE Oil - Mount Kit - Oil Press Switch - Part Wind Start - Terminal Box IP65	Comp Series BE6 Motor Type 1	<u>W</u>	30	143700	120400	100300	82800	67700	54700	43550	34050	26000	19280				
		<u>P</u>		27.04	26.29	25.2	23.84	22.23	20.45	18.52	16.51	14.45	12.41				
		<u>W</u>	40	122200	102400	85200	70200	57200	46000	36400	28200	21250	15410				
		<u>P</u>		31.85	30.41	28.69	26.72	24.56	22.26	19.86	17.41	14.96	12.55				
		<u>W</u>	50	100400	84100	69900	57400	46550	37200	29100	22200	16390	11490				
		<u>P</u>		36.13	34.05	31.71	29.16	26.45	23.63	20.74	17.84	14.96	12.17				
6FE-44Y - Service Valves - Crankcase Heater - Protection Module - Oil Sight Glass - POE Oil - Mount Kit - Oil Press Switch - Part Wind Start - Terminal Box IP65	Comp Series BE6 Motor Type 2	<u>W</u>	30		148100	123600	102400	84100	68300	54700	43100	33300	25050				
		<u>P</u>			33.45	32.18	30.52	28.52	26.27	23.83	21.26	18.65	16.05				
		<u>W</u>	40		126600	105700	87500	71800	58100	46350	36250	27700	20450				
		<u>P</u>			38.97	36.82	34.34	31.59	28.63	25.55	22.4	19.26	16.19				
		<u>W</u>	50		104400	87200	72200	59100	47650	37750	29250	21900	15660				
		<u>P</u>			43.7	40.71	37.44	33.95	30.33	26.63	22.93	19.3	15.8				
6FE-50Y - Service Valves - Crankcase Heater - Protection Module - Oil Sight Glass - POE Oil - Mount Kit - Oil Press Switch - Part Wind Start - Terminal Box IP65	Comp Series BE6 Motor Type 1	<u>W</u>	30	174500	146400	122000	100800	82500	66700	53200	41650	31900	23700				
		<u>P</u>		33.41	32.59	31.3	29.63	27.63	25.38	22.93	20.37	17.74	15.14				
		<u>W</u>	40	148500	124600	103800	85700	69900	56300	44600	34600	26100	18880				
		<u>P</u>		39.56	37.8	35.65	33.16	30.41	27.46	24.38	21.23	18.08	15				
		<u>W</u>	50	121700	102200	85100	70100	57100	45700	35850	27400	20150	13970				
		<u>P</u>		44.8	42.15	39.16	35.9	32.43	28.82	25.13	21.42	17.77	14.24				

Anexo C

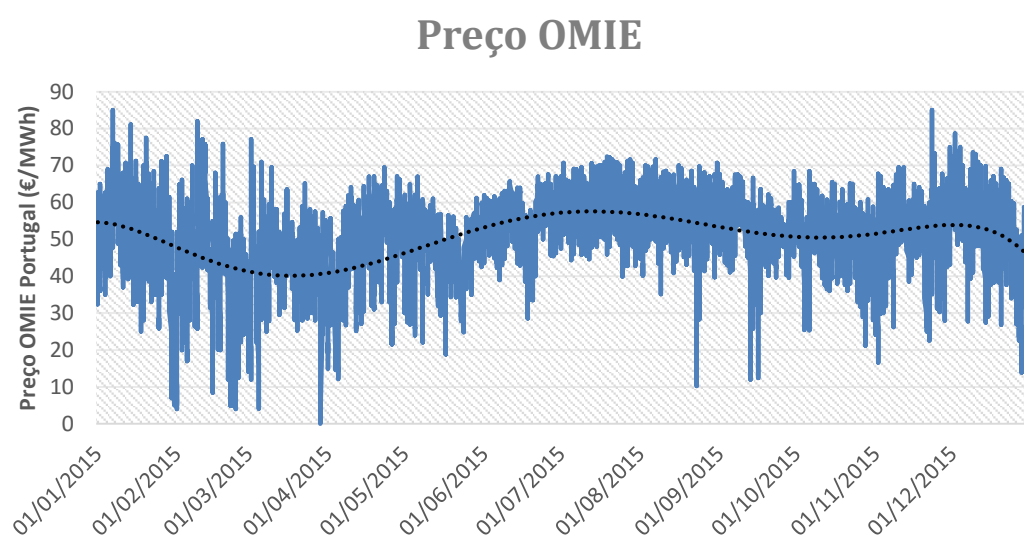
C.1 - Tabela de resultados globais referentes às simulações efetuadas

Simulação	Cenário		Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
I	A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
		Custo (€)	156,555	712,510	264,822	173,883	1307,769
	B	Consumo (kWh)	1608,102	10955,841	5033,575	4850,318	22447,836
		Custo (€)	103,562	659,190	232,048	216,816	1211,616
	C	Consumo (kWh)	1327,847	10924,503	4967,127	5228,359	22447,836
		Custo (€)	85,513	657,006	228,985	233,708	1205,212
	D	Consumo (kWh)	1475,693	9795,687	6141,257	5035,199	22447,836
		Custo (€)	95,035	589,052	281,149	225,066	1190,302
II	A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
		Custo (€)	142,379	713,200	302,154	188,974	1346,706
	B	Consumo (kWh)	2850,748	10139,029	4969,679	4564,991	22524,448
		Custo (€)	166,362	604,965	255,346	221,131	1247,803
	C	Consumo (kWh)	2791,752	9724,508	4926,147	5005,429	22447,836
		Custo (€)	162,928	580,861	250,972	242,700	1237,461
III	A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
		Custo (€)	151,945	761,505	318,657	198,312	1430,419
	B	Consumo (kWh)	2844,925	10072,626	4948,983	4581,302	22447,836
		Custo (€)	177,072	642,398	267,458	232,906	1319,834
	C	Consumo (kWh)	2773,847	9649,423	5011,007	5013,559	22447,836
		Custo (€)	172,635	613,898	270,113	254,826	1311,471

Na Simulação III, Anexo H, os custos são maiores, muito possivelmente devido ao facto da fórmula de obtenção do preço tarifário do comercializador ser difícil de perceber o que pode ter originado erros.

Anexo D

D.1 - Evolução do Preço OMIE 2015



Anexo E

E.1 - Legislação inerente às temperaturas de distribuição, conservação e exposição das carnes e seus produtos

O Regulamento das Condições Higiénicas e Técnicas a Observar na Distribuição e Venda de Carnes e Seus Produtos encontra-se disposto no Decreto-Lei n.º 147/2006, competido à Autoridade de Segurança Alimentar e Económica (ASAE) assegurar a fiscalização do cumprimento das normas constantes no mesmo, e pressupõe contra-ordenação punível com coima, cujo montante mínimo é de 100€ e máximo de 3740€ ou 44891€, consoante o agente da infração seja pessoa singular ou coletiva, ou em função da gravidade da contra-ordenação e a culpa do agente, podem ser aplicadas, simultaneamente à coima, diversas sanções acessórias.

De acordo com o Decreto-Lei n.º 147/2006, as carnes e seus produtos devem, no estado refrigerado, congelado ou ultracongelado, ser mantidos às temperaturas fixadas na tabela do Anexo E.2.

E.2 - Tabela das temperaturas de distribuição, conservação e exposição das carnes e seus produtos (n.º1 do artigo 2.º do Decreto-Lei 147/2006)

Carnes e seus produtos Estado e natureza	Temperatura máxima ³ [°C]
Ultracongelados⁴	
Carnes e seus produtos.....	(⁵)-18
Congelados⁴	
Carnes de reses.....	-12
Carnes de aves.....	-12
Carnes de coelho.....	-12
Carnes de caça.....	-12
Preparados de carne.....	-12
Carne picada.....	(⁶)
Miudezas.....	-12
Gorduras animais fundidos.....	-12
Refrigerados⁷	
Carnes frescas.....	+7
Carnes de aves.....	+4
Carnes frescas de coelho.....	+4
Carnes de caça de criação e de caça selvagem menor ⁸ ...	+4
Carnes de caça selvagem maior.....	+7
Carne picada.....	+2
Preparados de carne com carne picada.....	(⁹)+2
Preparados de carne.....	+4
Produtos à base de carne.....	(¹⁰)+6
Gorduras animais frescas.....	+7
Miudezas e vísceras frescas.....	+3

3 Tolerância máxima de 3°C para produtos congelados, quando da distribuição e em armários e expositores de venda.

4 A temperatura interna do produto é a temperatura máxima indicada, sem limite inferior.

5 Sem prejuízo do estipulado no artigo.º do Decreto-Lei n.º251/91, de 16 de julho.

6 Só para ultracongelados.

7 A temperatura interna do produto deve estar compreendida entre a temperatura máxima indicada e a temperatura do início do ponto de congelação.

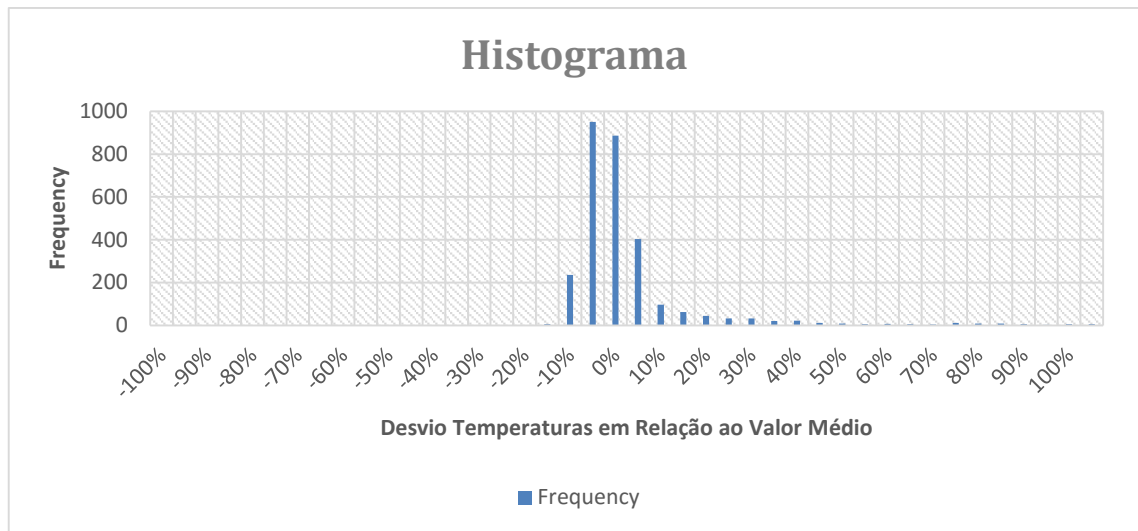
8 Inclui as peças inteiras de caça selvagem menor comercializadas com pele ou penas, previstas no n.º3 do artigo 8.º.

9 Para os preparados de carne com carne fresca, +7°C, com carne de aves, +4°C, e para os que contenham miudezas, +3°C.

10 Com exclusão de produtos estabilizados por salga, fumados, secagem ou esterilização.

Anexo F

F.1 - Histograma do desvio da temperatura em relação à média



Anexo G

G.1 - Tabela com os preços dos Termos que decompõem a Tarifa Fixa em MT do Caso de Estudo

Tarifa em MT		Preços 2015	
Potência		(€/kW.mês)	(€/kW.dia)
Horas de ponta		7,1090	0,2337
Contratada		0,9500	0,0312
Energia Ativa		(€/kWh)	
Horas de Ponta		0,0644	
Horas de Cheia		0,0602	
Horas de Vazio Normal		0,0461	
Horas de Super Vazio		0,0447	
Redes Energia Ativa		(€/kWh)	
Período I e IV	Horas de Ponta	0,0432	
	Horas de Cheia	0,0374	
	Horas de Vazio Normal	0,0206	
	Horas de Super Vazio	0,0198	
Período II e III	Horas de Ponta	0,0429	
	Horas de Cheia	0,0371	
	Horas de Vazio Normal	0,0205	
	Horas de Super Vazio	0,0200	
Redes Energia Reativa		(€/kvarh)	
Fornecida		0,0197	
Recebida		0,0087	

G.2 - Tarifa Indexada à cotação *spot* do Comercializador 1

$$\sum \left[(PM_{OMIE(h,d)} + K) \times (1 + Perdas_{(1/4h,d)}) \right] \times V_{(1/4h,d)}$$

Em que:

$PM_{OMIE(h,d)}$ é o Preço OMIE Portugal em €/kWh, hora a hora, diferente de dia para dia, para o mês de faturação. Para efeitos de cálculo, cada preço horário é aplicado em igual valor nos quatro quartos horários correspondentes a essa hora;

K corresponde aos custos da operativa grossista e retalhista (€/kWh);

$Perdas_{(1/4h,d)}$ corresponde às perdas por quarto horário, diferente de dia para dia, para o mês de faturação, consultáveis na publicação anual dos perfis de perdas pela ERSE (www.erse.pt);

$V_{(1/4h,d)}$ é o volume de consumo por quarto horário, em kWh, da instalação.

Para além deste termo, o comercializador também cobra ao cliente:

1. As Tarifas de Acesso à Rede serão cobradas de acordo com o que é definido pela ERSE no Regulamento Tarifário durante a vigência do contrato.
2. Os desvios de consumo previstos superiores a +10% e inferiores a -10% face ao consumo do dia homólogo da semana anterior, deverão ser comunicados pelo cliente via correio eletrónico ao comercializador, até ao 3º dia útil anterior aquele em que é previsto o desvio. A falta desta comunicação pode implicar o débito de desvios ao Cliente na fatura mensal. No caso dos feriados, ter-se-á como referência o consumo do último feriado oficial verificado.
3. Uma parcela residual englobando outros custos e encargos que, nos termos da legislação e regulamentação aplicáveis, devam ser cobrados aos consumidores finais pelos comercializadores de energia elétrica (i.e. o imposto elétrico e o CAV).

G.3 - Tarifa Indexada à cotação *spot* do Comercializador 2

$$PF = (P_e + P_{ta} + P_k) + Imposto$$

Em que:

PF é o valor a faturar em €;

P_e é o valor a faturar em € correspondente à energia indexada ao mercado OMIE Portugal;

P_{ta} é o valor referente ao termo de acesso à rede em função do nível de tensão dos pontos de fornecimento e da potência contratada, vigente durante a duração do contrato;

P_K é o valor a faturar em € correspondente aos custos dos serviços complementares, restrições técnicas, banda de regulação, operação técnica e custos internos;

Imposto é o imposto elétrico e o CAV.

$$P_{e(i)} = \sum [P_{OMIE} \times (1 + Perdas_{(i)})] \times MWh_{OMIE(i)}$$

$$P_k = K \times MWh_{OMIE(i)}$$

Em que:

P_{OMIE} é o custo de energia horaria no mercado OMIE Portugal (€/MWh);

$Perdas_{(i)}$ coeficiente que corresponde às perdas consultáveis na publicação anual dos perfis de perdas pela ERSE para cada período horário (%);

$MWh_{OMIE(i)}$ é o consumo de energia horária;

(i) representa o número de horas correspondentes ao período de faturação;

K é o custo dos serviços complementares, restrições técnicas, banda de regulamentação, operação técnica e custos internos (€/MWh);

Imposto é o imposto elétrico e o CAV.

O Comercializador poderá modificar o valor de K tendo de enviar um aviso, com dois meses de antecedência, ao cliente e este terá um prazo máximo de 30 dias, desde a receção do aviso, para decidir se procede à rescisão do contrato, sem o pagamento de qualquer cláusula de compensação.

A variável das perdas está relacionada com os valores publicados anualmente pela ERSE dos perfis das perdas. Para se obter os coeficientes de perdas, segundo o artigo 27.º do Regulamento de Acesso às Redes e às Interligações do Setor Elétrico (RARI).

Para o caso da alimentação em MT em Portugal Continental, situação do Caso de Estudo, a fórmula é dada por:

$$E_P = E_C \times (1 + \rho_{AT/RT}) \times (1 + \rho_{AT}) \times (1 + \rho_{MT})$$

Sendo:

E_P é a energia ativa a colocar na rede por períodos horários;

E_C é a energia ativa de consumo dos clientes em MT por período horário;

$\rho_{AT/RT}$ é o perfil horário de perdas na rede de transporte relativos à rede MAT incluindo a transformação MAT/AT;

ρ_{AT} e ρ_{MT} são os perfis horários de perdas nas redes de distribuição em AT E MT.

Anexo H

H.1 - Simulação III

A Simulação III otimiza os consumos e custos subjacentes à utilização da Tarifa Dinâmica de um comercializador diferente ao da Simulação II

H.1.1 - Simulação III - Cenário A

No Cenário A da Simulação III é calculado o custo consoante a Tarifa Dinâmica 2, sem a otimização, para os consumos médios do mês de setembro. Este cenário foi definido para ser utilizado na análise comparativa.

Através dos consumos médios referentes ao dia útil, ao sábado e ao domingo, de 15 em 15 minutos, do mês de setembro, foram obtidos os custos de energia para o mês de acordo com o custo da tarifa por período de consumo.

Os gráficos das Figuras H.1, H.2 e H.3 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário A da Simulação III. Uma vez que é utilizada a tarifa dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo.

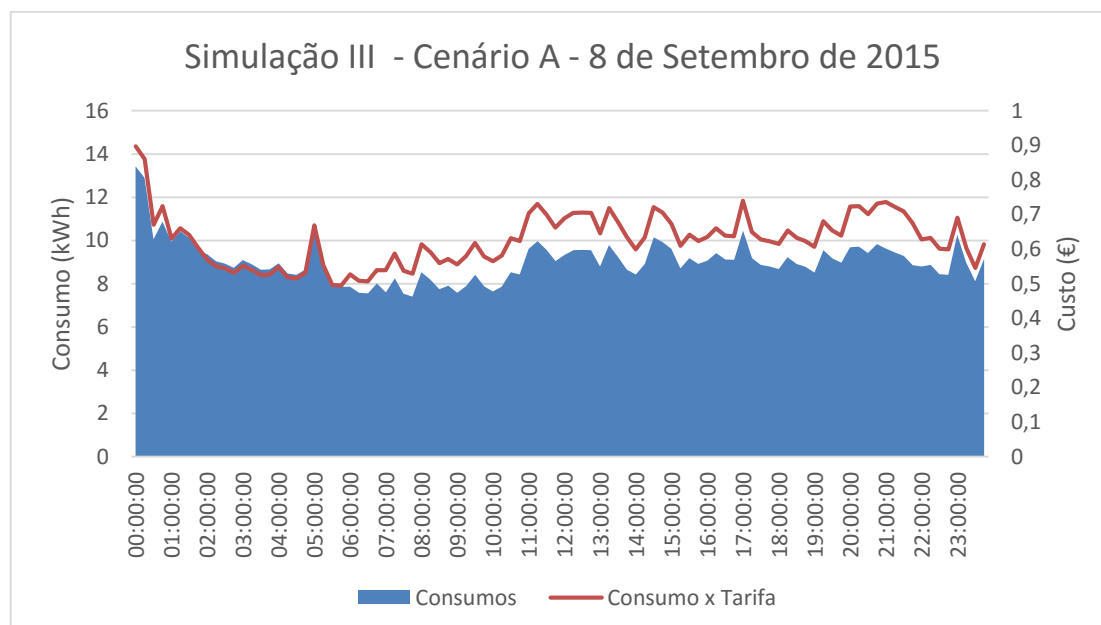


Figura H.1 - Consumos médios do dia útil 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 2, para o Cenário A

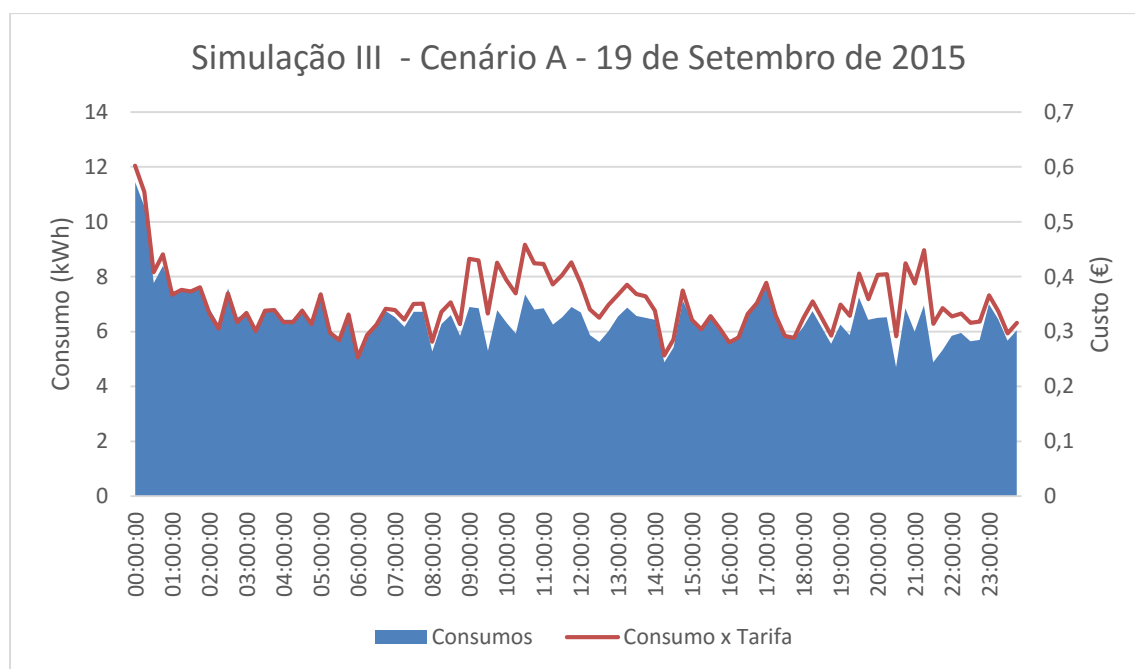


Figura H.2 - Consumos médios do sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 2, para o Cenário A.

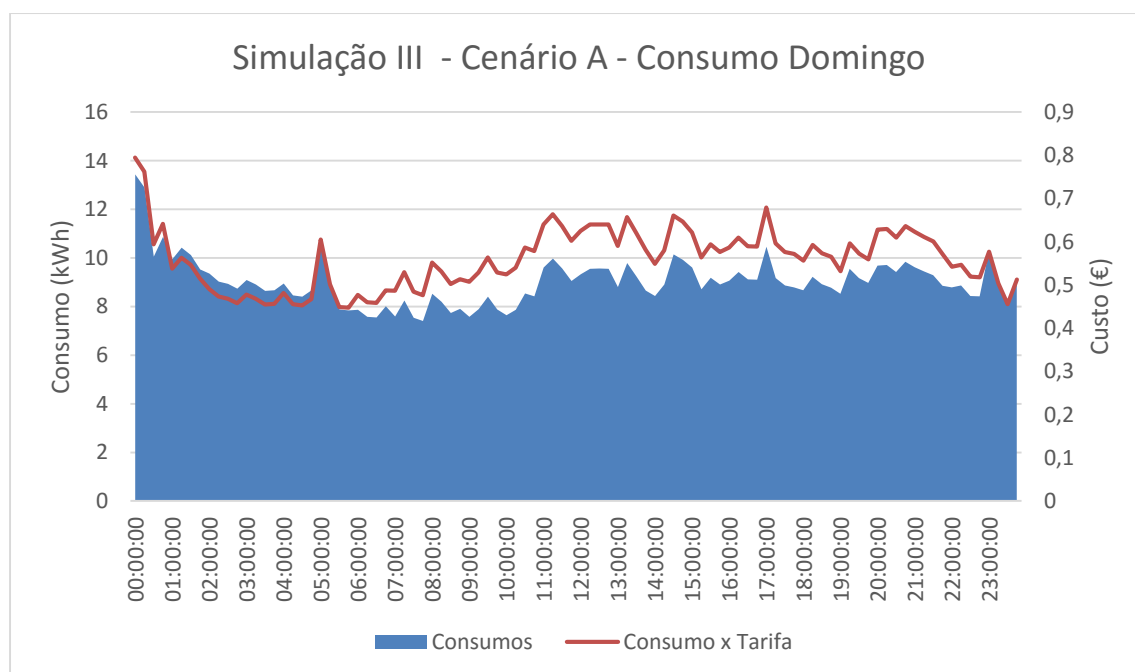


Figura H.3 - Consumos médios do domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo Custo de acordo com a Tarifa Dinâmica 2, para o Cenário A.

H.1.2 - Simulação III - Cenário B

No Cenário B da Simulação III é calculada a Tarifa Dinâmica 2, e otimizados os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelo de otimização referentes ao Cenário B.

Os gráficos das Figuras H.4, H.5, H.6, H.7, H.8 e H.9 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário B da Simulação III. Uma vez que é utilizada a tarifa dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo.

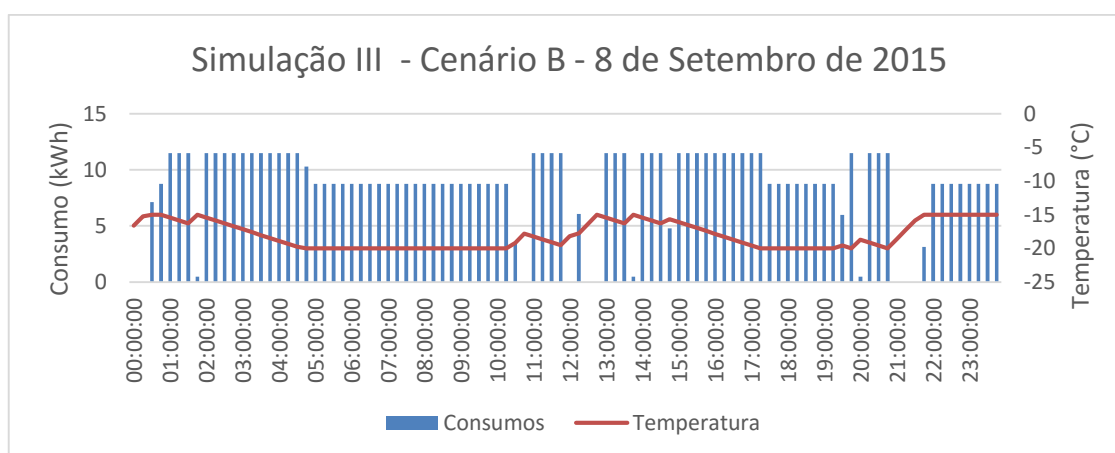


Figura H.4 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

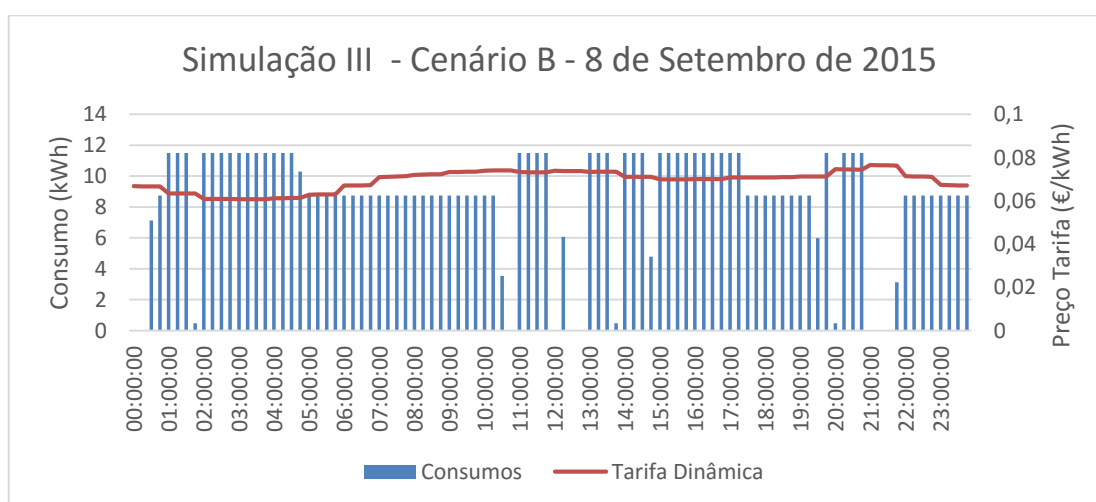


Figura H.5 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

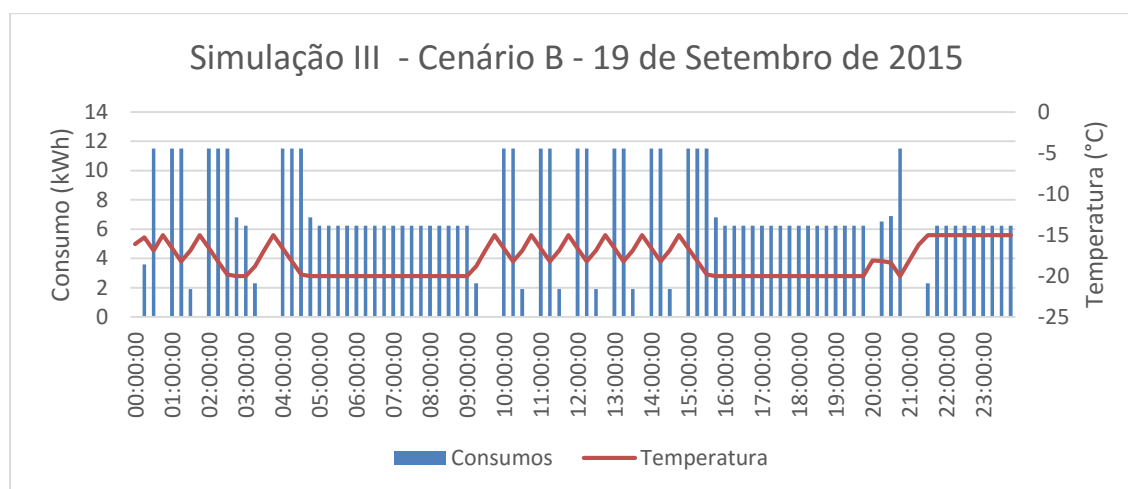


Figura H.6 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

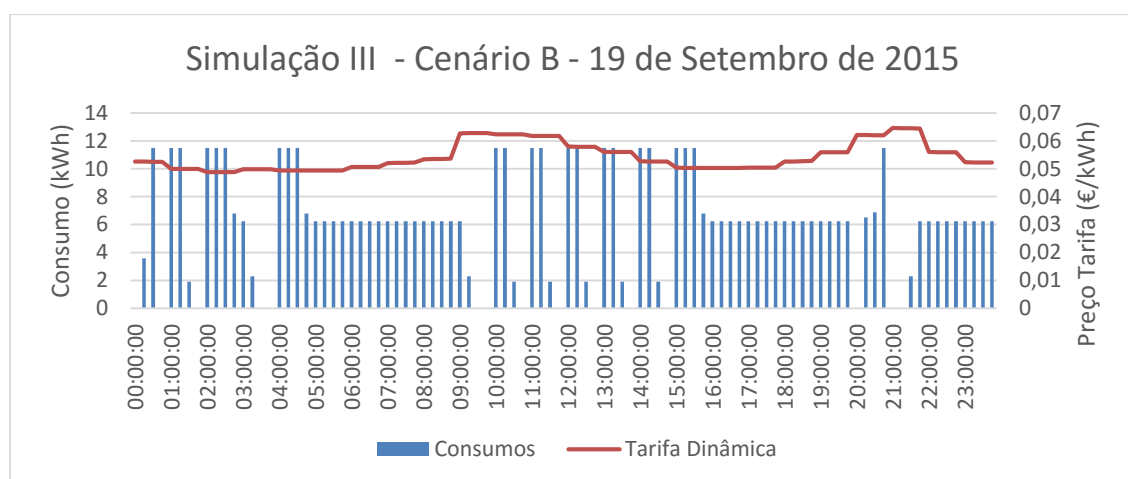


Figura H.7 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

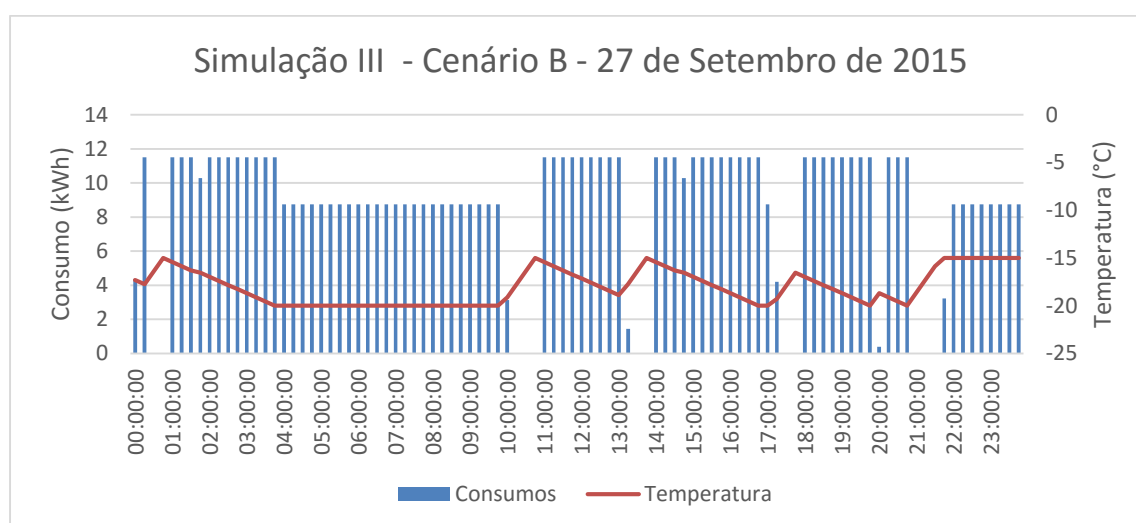


Figura H.8 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

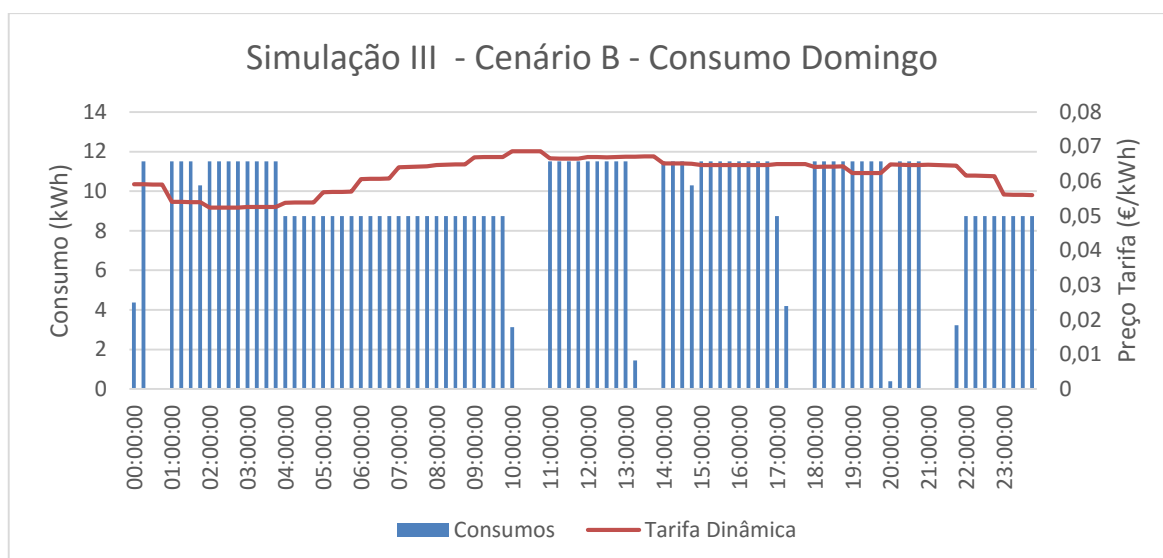


Figura H.9 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário B, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetivo preço tarifário.

H.1.3 - Simulação III - Cenário C

No Cenário C da Simulação III é calculado o valor da Tarifa Dinâmica 2, e otimizados os consumos em função da tarifa, usando a aplicação *Analytic Solver Platform* no *Excel* e o modelo de otimização referentes ao Cenário C.

Os gráficos da Figuras H.10, H.11, H.12, H.13, H.14 e H.15 representam um dia útil, um sábado e um domingo referentes ao Cenário C da Simulação III. Uma vez que é utilizada a tarifa dinâmica, foi definido o dia 8 de setembro de 2015 como representativo de um dia útil, o dia 19 de setembro de 2015 como representativo de um sábado e o dia 27 de setembro de 2015 como representativo de um domingo.

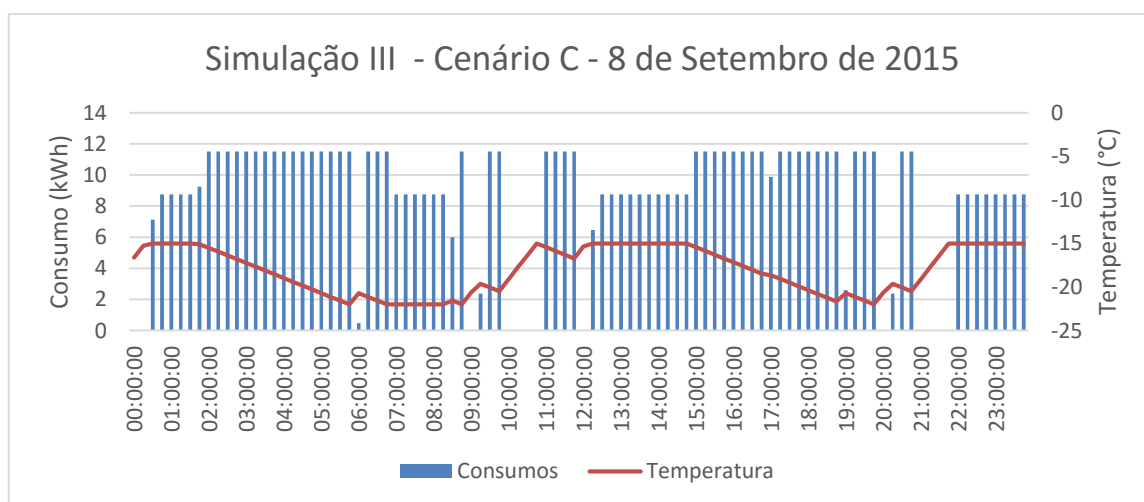


Figura H.10 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respetiva Temperatura.

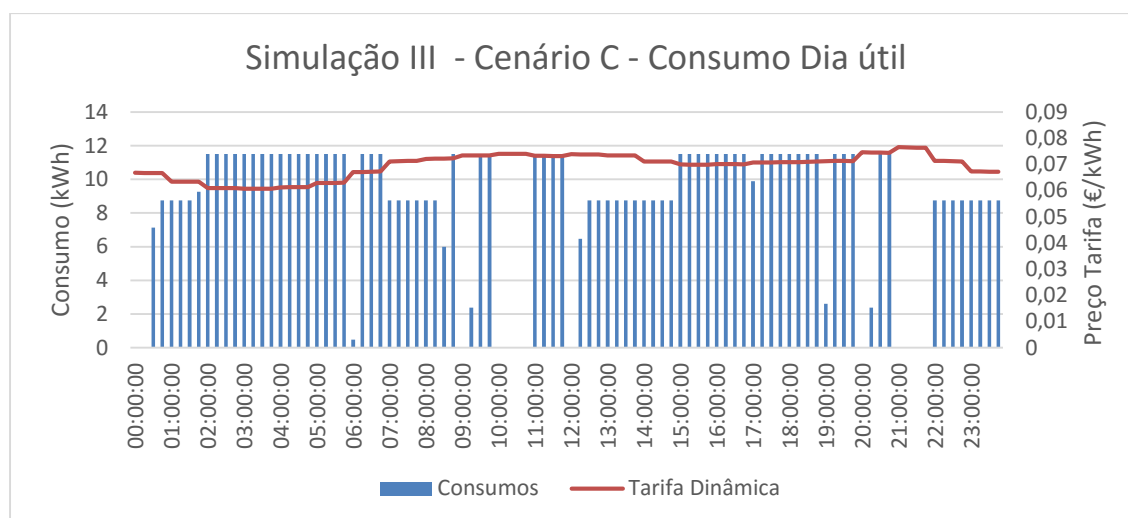


Figura H.11 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o dia útil de 8 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário.

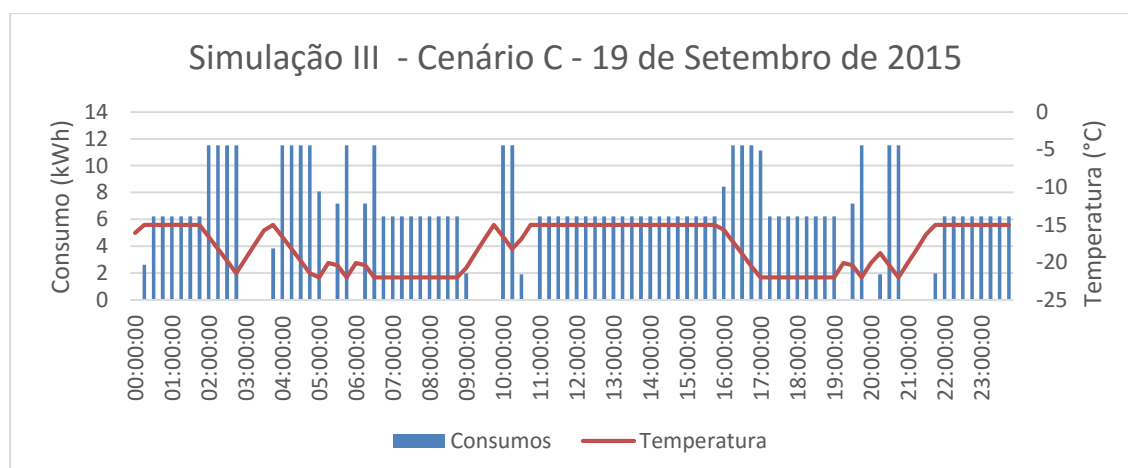


Figura H.12 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura.

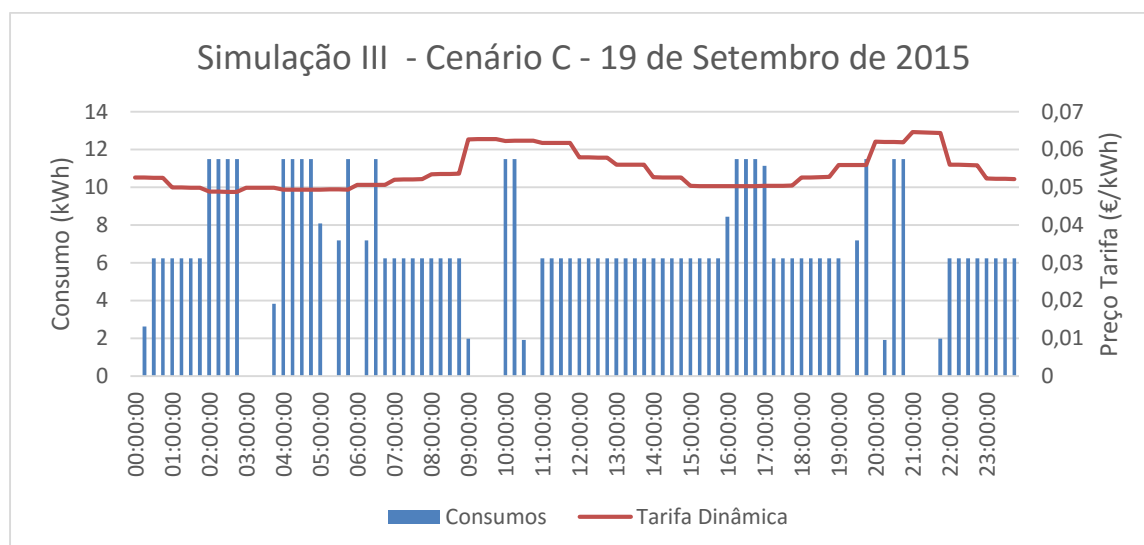


Figura H.13 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o sábado de 19 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário.

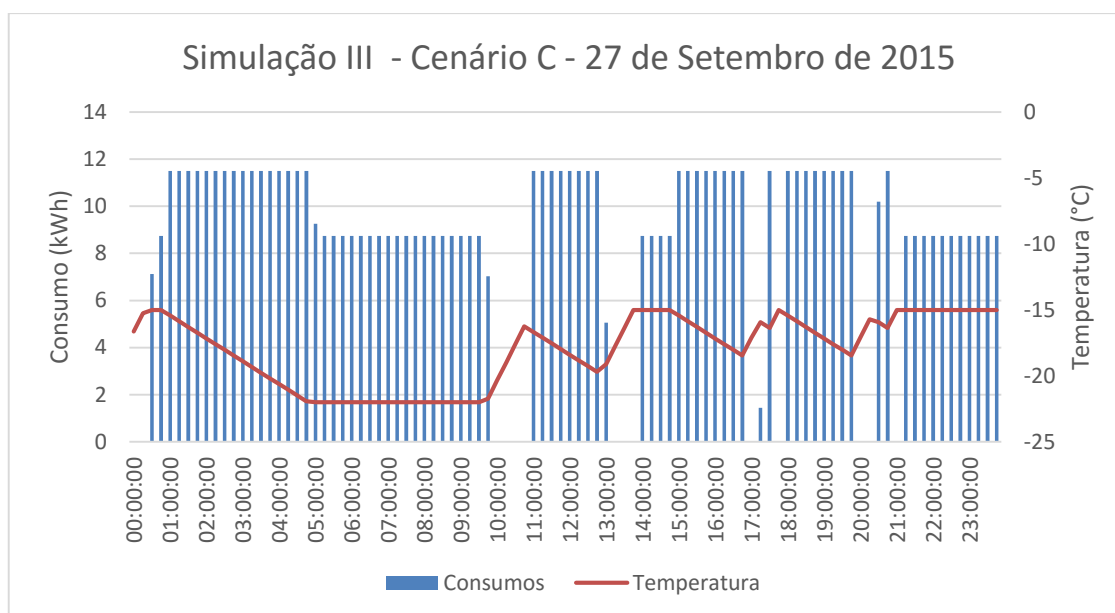


Figura H.14 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectiva Temperatura.

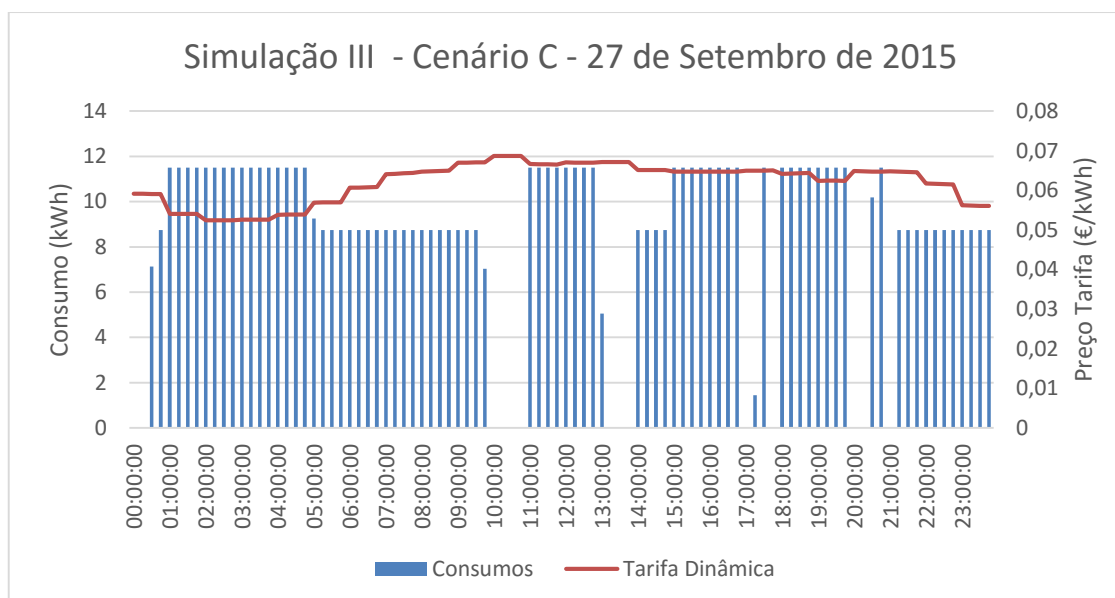


Figura H.15 - Consumos otimizado de acordo com a Tarifa Dinâmica 2 - Cenário C, para o domingo de 27 de setembro de 2015, 15 em 15 minutos, e respectivo preço tarifário.

H.1.4 - Análise Comparativa da Simulação III

Através da análise da Tabela H.1 e Tabela H.2, verifica-se um impacto positivo a nível de redução de custos, uma vez que os consumos são alocados para as horas com preços OMIE mais baixos.

Tabela H.1 - Resultados referentes aos diferentes cenários da Simulação III.

Cenário		Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
A	Consumo (kWh)	2430,976	11841,634	5744,504	3889,110	23906,225
	Custo (€)	151,945	761,505	318,657	198,312	1430,419
B	Consumo (kWh)	2844,925	10072,626	4948,983	4581,302	22447,836
	Custo (€)	177,072	642,398	267,458	232,906	1319,834
C	Consumo (kWh)	2773,847	9649,423	5011,007	5013,559	22447,836
	Custo (€)	172,635	613,898	270,113	254,826	1311,471

Tabela H.2 - Variação de Consumo (%) e Variação de Custo (€) relativamente ao Cenário A.

Cenário	Variação	Ponta	Cheia	Vazio Normal	Super Vazio	Total
B	Consumo	17,03%	-14,94%	-13,85%	17,80%	-6,10%
	Custo (€)	25,13	-119,11	-51,20	34,59	-110,59
C	Consumo	14,10%	-18,51%	-12,77%	28,91%	-6,10%
	Custo (€)	20,69	-147,61	-48,54	56,51	-118,95

Anexo I

Conceitos chave:

O ODP, *ozone depletion potential*, ou potencial de destruição da camada de ozono, de uma substância mostra qual é o dano que ela pode causar à camada de ozono, em relação ao CFC-11 (R-11). Esse índice varia de 0 a 1. Quanto mais próximo de zero, menor o impacto na camada de ozono.

O GWP, *global warming potential*, ou potencial de aquecimento global, é a medida que mostra quanto uma determinada massa de um gás de efeito de estufa contribui para o aquecimento global (ou qual a sua capacidade de reter calor na atmosfera), em relação à mesma massa de gás equivalente de CO_2 . O valor do GWP é sempre calculado para um determinado período de tempo (como 20, 50 ou 100 anos). O CO_2 é o gás de referência para o cálculo, sendo que o seu GWP é 1 por padrão. Quanto maior o GWP, maior o impacto sobre o aquecimento global [7].

I.1 - Primeira Geração (1830-1930)

No início do século XIX, os refrigeradores consistiam essencialmente de uma caixa, construída de madeira e isolada termicamente, onde eram colocados blocos de gelo (Figura I.1). A liquefação do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da caixa [8].

Tal sistema apresentava as seguintes desvantagens [7]:

- Necessidade de reposição do gelo;
- Necessidade de drenagem;
- Taxa de resfriamento variável.

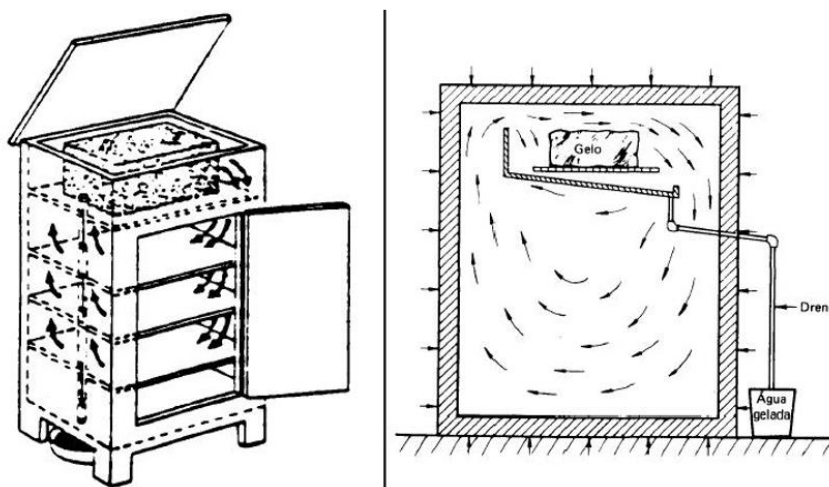


Figura I.1 - Primeiros frigoríficos, século XIX [9]

Em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido a eletricidade, e que foi fabricado pela *Kelvinator Company*, dos Estados Unidos. A partir de 1920, a evolução foi tremenda, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos [8].

Entretanto, todos os frigorigêneos conhecidos, por volta de 1928, eram tóxicos, inflamáveis ou ambos. Devido ao elevado número de acidentes, alguns até fatais, jornais como o *The New York Times*, faziam campanha para eliminar os refrigeradores domésticos que até então utilizavam o dióxido de enxofre (SO_2) como fluido frigorigéneo [7].

I.2 - Segunda Geração (1930-1990)

Em 1928, a *Frigidaire*¹¹ encarregou um grupo de cientistas, liderados por Thomas Midgley, de identificar um frigorigéneo que não fosse tóxico nem inflamável. Em menos de duas semanas, a família dos hidrocarbonetos halogenados, ou Cloro Flúor Carbonos (CFC's), forneceu a solução para o problema. Tais substâncias já eram conhecidas como compostos químicos desde o século XIX, mas o seu uso como fluido frigorigéneo foi explorado primeiramente por Thomas Midgley. A descoberta não foi anunciada ao público devido à histeria contra refrigeradores existente na época. Após dois anos de testes, os CFC's foram apresentados ao público num encontro da Sociedade Americana de Química (Midgley and Henne, 1930). A produção comercial de CFC-12 (CCl_2F_2) iniciou-se em 1931 e a do CFC-11 (CCl_3F) em 1932. A introdução dos CFC's permitiu a disseminação dos refrigeradores domésticos, os quais deixaram de ser um luxo e passaram a ser uma necessidade [7].

Durante aproximadamente 70 anos, o CFC-12, como frigorigéneo, e o CFC-11, como agente expensor de espuma, predominaram absolutos nos segmentos de refrigeração doméstica e comercial leve. O reinado desses fluidos começou a declinar em 1974, quando o Prof. Sherwood Rowland e o Dr. Mario Molina, associaram os CFC's à redução da camada do ozono da estratosfera (Molina and Rowland, 1974). A teoria de Rowland e Molina foi comprovada em 1985, com a descoberta de um buraco na camada do ozono sobre a Antártida (Figura 3.7) e contemplada com o prémio Nobel de química em 1995 [7].

11 Frigidaire: marca reconhecida em muitos países do mundo, comercializa refrigeradores e frigoríficos.

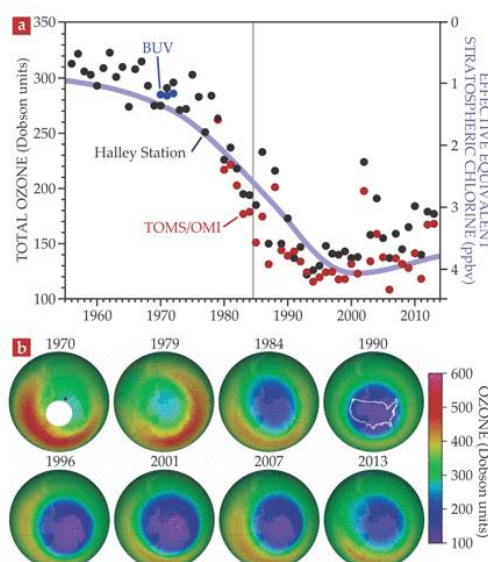


Figura I.2 - O buraco do ozono [25]

Na Figura I.2, que representa a buraco do ozono, transmite as seguintes informações:

- a) Medições terrestres do ozono: (pontos a preto) em outubro por cima da *British Antarctic Survey's Halley Research Station* em 76° S, 27° W; verifica-se uma diminuição de ozono desde a década de 1970 até à década de 1990. Analisando os dados até 1985 (linha vertical) foi descoberto pela primeira vez o buraco de ozono. As colunas de ozono são medidas em Dobson: a quantidade de ozono numa coluna vertical que forma uma camada de 1mm de espessura, à temperatura e pressão padrão, é equivalente a 100 DU. A diminuição do ozono total está relacionada com o aumento do uso dos clorofluorcarbonetos (CFC's), como verificado pela concentração de cloro na estratosfera (linha roxa). Também são representados os mínimos ozono de outubro na Antártida, medidos através de instrumentos de satélite: o espectrómetro Backscatter UV (BUV, pontos azuis), o Total Ozone Mapping Spectrometer e o Ozone Monitoring Instrument (TOMS e OMI, pontos vermelhos).
- b) Médias de ozono total registadas pelo BUV (1970, o ciclo branco significa que não há dados), TOMS (Nimbus-7 1979, 1984, 1990; Earth Probe 1996, 2001), e OMI (2007, 2013). O buraco do ozono cresceu rapidamente entre 1979 e 1990. Para referência escalar, o contorno dos EUA está sobreposto na imagem de 1990. Porque os CFC's e compostos de bromo são de longa duração, os níveis de ozono recentes permanecem inferiores aos valores antes de 1970. [25]

I.3 - Terceira Geração (1990-2010)

Em setembro de 1987, foi elaborado na cidade de Montreal, no Canadá, o Protocolo de Montreal que incluiu 197 países, com o objetivo de reduzir a produção e o consumo de substâncias que empobrecem a camada de ozono (com o Potencial de Destruição da Camada de Ozono - ODP), na sequência da descoberta de que o uso de CFC's e de outros produtos químicos sintéticos provocam a destruição da camada de ozono [10].

Como consequência do Protocolo de Montreal, a maioria das aplicações domésticas e comerciais leves (*MBP - Medium Back Pressure*) passou a adotar o HFC-134a como refrigerante e o HCFC-141b como agente expander de espuma. As aplicações comerciais leves (*LBP - Low Back Pressure*), que até então utilizavam o HCFC22 ou o R502, passaram a fazer uso do R404a, uma mistura zeotrópica dos seguintes refrigerantes: (44% HCFC-125 + 52% HCFC-143a + 4% HFC-134a).

Além de boas propriedades químicas e termodinâmicas, os HFCs não são tóxicos ou inflamáveis. Mas estas substâncias são, contudo, pouco compatíveis com os materiais do sistema, especialmente com óleos minerais, o que exige a utilização de óleos ésteres (*POE - Poliolester* e *PAG - Polialquilen Glicol*), e suscetíveis à presença de contaminantes no sistema. Mesmo com tais limitações o HFC-134a recebeu uma grande aceitação do mercado.

O reinado absoluto do HFC-134a/HFC-141b foi relativamente curto, pois logo se percebeu que tais substâncias, apesar de terem um efeito mínimo sobre a camada de ozono, possuem um efeito marcante sobre o efeito estufa. A pressão pela utilização de fluidos refrigerantes naturais foi imediata [10].

Os hidrocarbonetos são compatíveis com a maioria dos materiais de construção do sistema, como ligas metálicas e polímeros. São também compatíveis com óleos minerais e sintéticos e não exigem modificações substanciais no sistema ou no projeto dos componentes. O desempenho obtido é também bastante similar ao obtido com CFC's, HCFC's ou HFC's. A baixa pressão de vapor do HC-600a origina menores níveis de ruído, o que o torna atraente para refrigeradores domésticos. Além disso, devido ao seu baixo efeito refrigerante volumétrico (capacidade volumétrica), o HC-600a exige compressores de maior deslocamento volumétrico para uma mesma capacidade de refrigeração, os quais são geralmente mais eficientes. A desvantagem do uso de HC's é hoje a mesma de há 80 anos, pois, embora sejam pouco tóxicos, tais fluidos são inflamáveis e explosivos. É essencial, portanto, que a carga de refrigerante seja reduzida para minimizar os riscos envolvidos (Palm, 2008) [10].

Na Figura I.3 apresenta-se o cronograma com prazos específicos de eliminação dos HCFC's, referentes aos Estados Unidos [2].

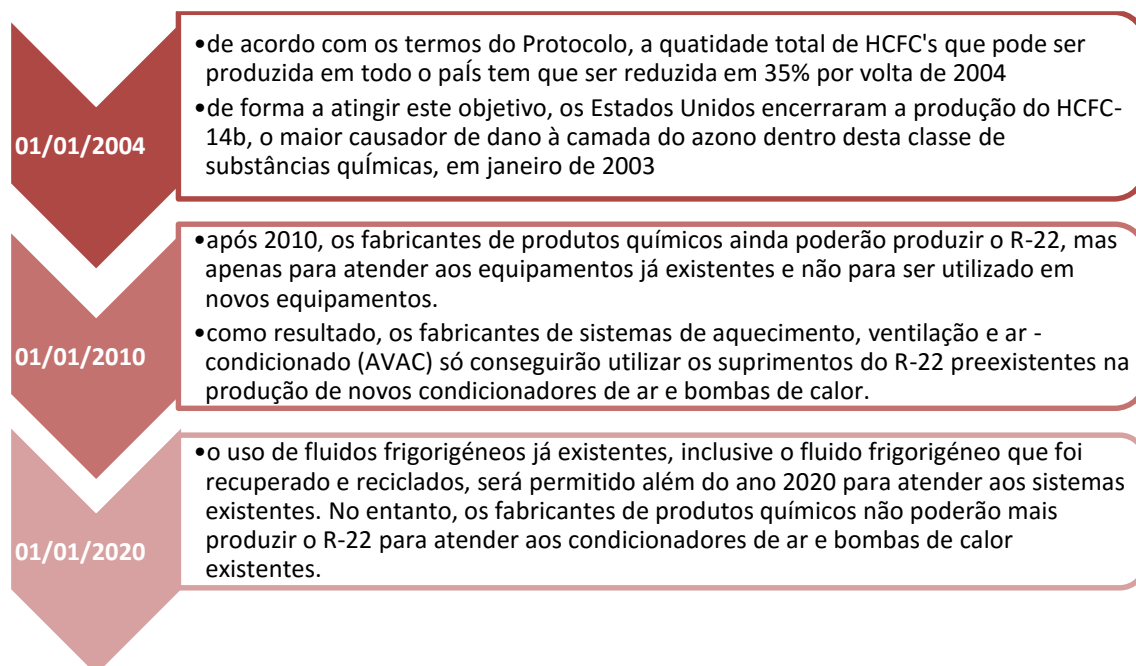


Figura I.3 - Cronograma dos prazos específicos de eliminação dos HCFC's referente aos Estados Unidos

Em algumas situações pode-se considerar o uso de misturas de frigorigêneos, denominada de HC's. As misturas são desenvolvidas para gerar as condições características do fluido que ela se propõe substituir. Podem ser azeotrópicas, com comportamento similar ao de uma substância simples ou zeotrópicas, com variação de temperatura (glide) durante o processo de mudança de fase a pressão constante. As misturas zeotrópicas permitem a redução das irreversibilidades termodinâmicas nos trocadores de calor de sistemas de refrigeração de expansão direta. No entanto, os coeficientes de transferência de calor no interior dos trocadores diminuem e isso inibe as vantagens termodinâmicas associadas com o glide de temperatura.

O dióxido de carbono (CO₂/R744) possui uma boa compatibilidade química com os materiais de construção do sistema e com um grande número de óleos lubrificantes. Não é inflamável e é tóxico em concentrações moderadas (acima de 5% em volume de mistura com o ar). Não apresenta problemas ambientais, tanto em relação à camada de ozônio quanto ao efeito estufa. Tal substância possui um baixo ponto de ebulição e uma baixa temperatura crítica, o que significa que as pressões envolvidas são relativamente altas e que os ciclos são geralmente transcíticos. O ciclo transcítico é menos eficiente do que o ciclo convencional porque as perdas termodinâmicas são maiores. Por outro lado as excelentes propriedades termofísicas do dióxido de carbono maximizam o desempenho dos trocadores de calor e do compressor, apesar que não sejam geralmente suficientes para compensar as perdas com a operação transcítica (Pearson, 2005) [5].

I.4 - Quarta Geração (2010-)

Os países desenvolvidos eliminaram os CFC's em 1996, enquanto os países em desenvolvimento (consumo <300g/ano/pessoa) devem eliminá-los até 2010. A eliminação dos HCFC's está em andamento, com um *phase-out* gradual até 2020 e 2040, respectivamente para os países desenvolvidos e em desenvolvimento. Alguns países criaram legislações próprias para acelerar o phase-out dos HCFC's. Na união europeia, por exemplo, os HCFC's estão proibidos em todos os novos sistemas desde o início de 2004, e os compostos químicos à base de flúor (F-Gases), entre os quais os HFC's, com GWPs100 superiores a 150, estão proibidos para uso em sistemas de ar-condicionado automotivos desde de 2011 (Calm, 2008) [5].

Atendendo às restrições impostas pelo Protocolo de Quioto (1997), o Japão comprometeu-se a reduzir a emissão dos *Greenhouse Gases* (GHG's) em 25% até 2020, com base nos valores de 1990. Na união europeia a proposta é de uma redução de 20% a 30% até 2020, também com base nos valores de 1990. A Noruega propõe-se a reduzir as suas emissões em 30% até 2020, também em relação a 1990. A Nova Zelândia e a Rússia propõem-se, respectivamente, a reduzir as suas emissões entre 10% a 20% e 10% a 15%, também em relação a 1990. No Canadá a proposta é de uma redução de 20%, mas em relação ao ano de 2006. Nos Estados Unidos um projeto aprovado pela Câmara dos deputados, e que aguarda aprovação pelo Senado, propõe uma redução de 27% até 2020, com base nos valores de 2005.

Como os HFC's fazem parte das substâncias controladas pelo Protocolo de Quioto é de se esperar que tais frigorigêneos desapareçam gradualmente do mercado, abrindo oportunidades para outros fluidos [5].

Anexo J

J.1 - Componentes

J.1.1 - Compressor

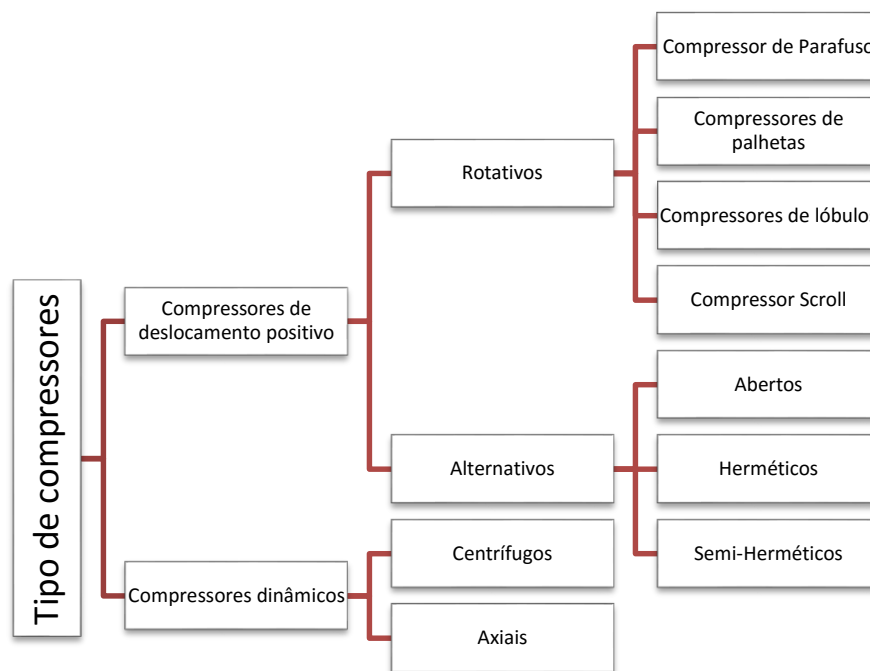


Figura J.1 - Classificação de compressores de refrigeração

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração, a sua função é aumentar a pressão do fluido frigorigéneo e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll [1].

A refrigeração industrial, em instalações de capacidade até 1.000 kW, os tipos de compressores mais comuns são os alternativos e os rotativos parafuso, ou simplesmente parafuso. Os compressores centrífugos encontram aplicação na indústria química e de processos, uma vez que tanto podem ser acionados por turbina a gás como por motores elétricos. Os compressores rotativos de palhetas encontram aplicação como *booster* em sistemas de duplo estágio de compressão [11].

De acordo com as características do processo de compressão, os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados como máquinas de deslocamento positivo ou máquinas

de fluxo (compressores dinâmicos). O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido frigorígeno pela redução do volume interno de uma câmara de compressão através de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e Scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como máquina de fluxo em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor, o aumento de pressão deve-se, principalmente, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática [1].

J.1.1.1 - Alternativo

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração, encontram-se em estágio de desenvolvimento bastante avançado e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade. São fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700kW). Os frigorígenos HCFC-22, HFC-134a, HFC404A, HFC-407A e HFC-407C são frequentemente utilizados com esses compressores em sistemas de ar condicionado para conforto e processos, enquanto o frigorígeno R-717 (amoníaco) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial [1].

Os compressores alternativos podem ser:

- De simples ou duplo efeito;
- De um ou mais cilindros;
- Abertos, herméticos ou semi-herméticos;
- Horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

O princípio de funcionamento do compressor alternativo, representado na Figura J.2, consiste na aspiração do gás frigorígeno pela válvula de admissão, durante a expansão do êmbolo ou cabeçote, e durante a compressão, o êmbolo comprime o frigorígeno, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro.

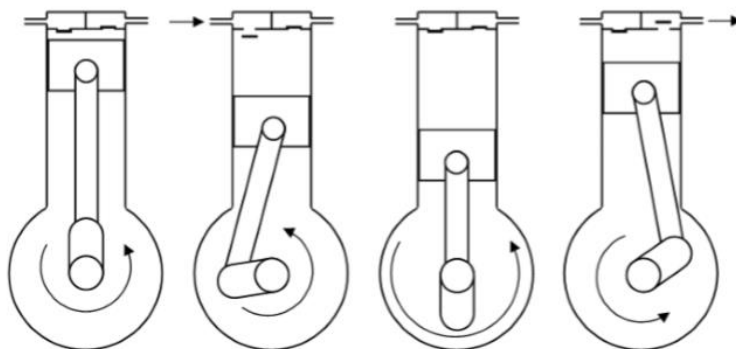


Figura J.2 - Esquema de funcionamento de um compressor alternativo [1].

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos abertos, semi-herméticos e herméticos. No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa a carcaça, de modo a ser acionado por um motor exterior, Figura J.3 c), é o tipo adequado para o uso de amoníaco como fluido frigorígeno, podendo também operar com frigorígenos halogenados. No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento, Figura J.3 b) Neste tipo, que opera exclusivamente com frigorígenos halogenados, o vapor de refrigeração entra em contacto com o enrolamento de motor, arrefecendo-o. Esse compressor deve a sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornado acessível as válvulas e os pistões. Os compressores herméticos, utilizados em refrigeradores domésticos e ar condicionado até potências da ordem de 30kW, Figura J.3 a), são semelhantes aos semi-herméticos, deferindo no fato da carcaça só apresentar os acessos de entrada e saída do frigorígeno e para as conexões elétricas do motor. Tanto os compressores herméticos quanto os seus similares semi-herméticos eliminam a necessidade de um selo de vedação para o eixo, como acontece nos compressores abertos. Entretanto, podem perder um pouco da sua eficiência em virtude do aquecimento do frigorígeno promovido pelo enrolamento [11].

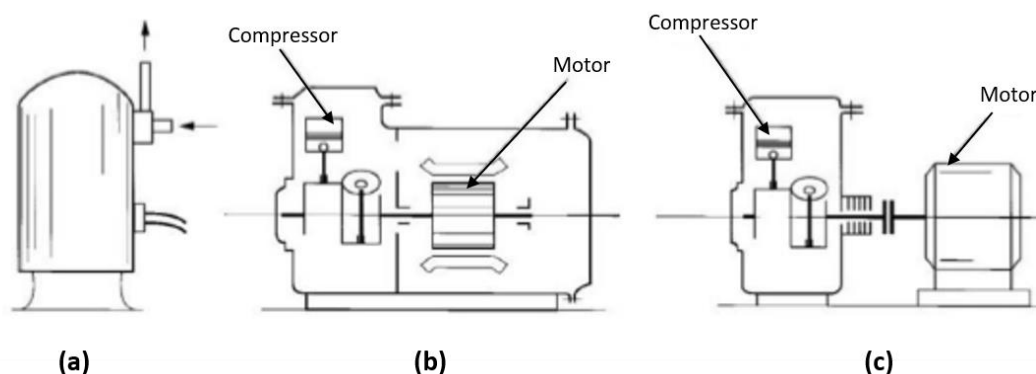


Figura J.3 - a) Compressor hermético; b) Compressor semi-hermético; c) Compressor aberto [12].

J.1.1.2 - Rotativos

J.1.1.2.1 - Parafuso

O início da utilização dos compressores rotativos parafuso data da década de 30, tendo sido popularizados na Europa, para aplicações frigoríficas, nas décadas de 50 e 60 [11].

Os compressores parafuso podem ser classificados como de parafuso simples e duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais amplamente utilizados que os simples, devido à sua eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4% [1].

A Figura J.4 apresenta as secções transversais dos rotores de um compressor de parafuso duplo. O rotor macho apresenta quatro lóbulos, que aciona o rotor fêmea, que apresenta seis gargantas (reentrâncias). Regra geral, o motor de acionamento atua sobre o rotor macho, nos casos em que o motor atua diretamente sobre o rotor fêmea a rotação do rotor macho é de 50% superior [11].

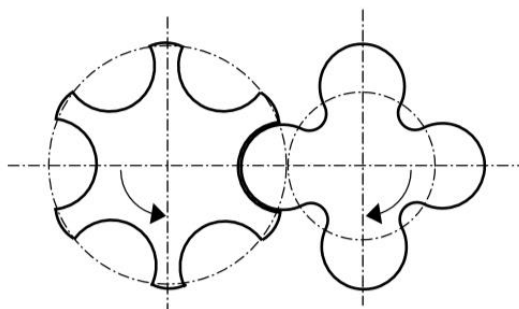


Figura J.4 - Rotores de um compressor parafuso duplo, corte transversal [1].

O princípio de funcionamento do compressor parafuso é representado na Figura J.5. O gás entra pela parte superior e deixa o compressor pela parte inferior. Na Figura J.5 a), o refrigerante já ocupou os espaços vazios entre dois lóbulos adjacentes. À medida que os rotores giram, o gás deixa a região de entrada, começando a ser comprimido pelo encaixe do lóbulo do rotor macho na reentrância do rotor fêmea, Figura J.5 b). O processo de compressão é finalizado com o gás atingindo a região de saída e é descarregado, Figura J.5 c) [11].

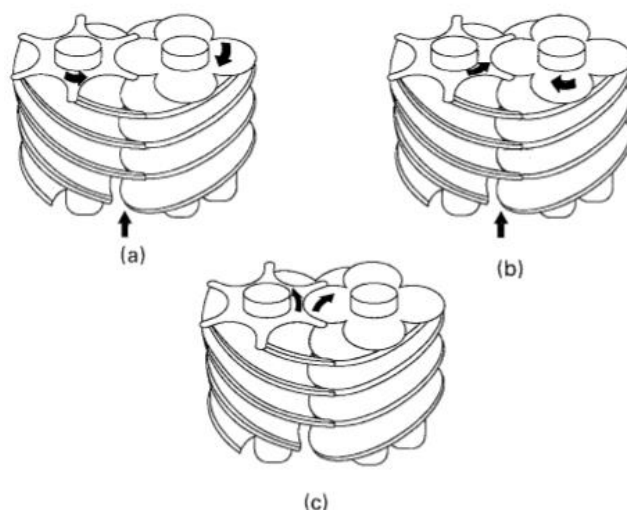


Figura J.5 - a) O gás penetra no espaço entre lóbulos; b) O gás já ultrapassou a região de entrada e começa a ser comprimido; c) descarga do gás na região de saída [11].

A capacidade de arrefecimento dos compressores de parafuso duplo está na faixa de 20 a 1300TR (70 a 4570kW). Capacidades de resfriamento entre 50 e 350TR (176 a 1230kW) são normalmente utilizadas. A relação de pressão em compressores parafuso pode ser da ordem de 20:1 em simples estágio. Os frigorigéneos HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C são normalmente empregues em compressores parafuso para condicionamento de ar para conforto e o amoníaco (R717) é utilizado para aplicações industriais [1].

O compressor parafuso simples consiste num elemento cilíndrico com ranhuras helicoidais, constituindo o fuso propriamente dito, Figura J.6. Acompanhando o parafuso existem duas rodas dispostas transversalmente, que giram em sentidos opostos, denominadas de “satélites”. O plano de rotação dessas rodas contém o eixo do parafuso. A carcaça envolve o parafuso e os dois satélites. O parafuso gira com uma certa folga no interior da carcaça composta de uma cavidade cilíndrica e por duas cavidades laterais onde se alojam as rodas satélite. O acionamento é feito pelo eixo do fuso, que aciona as rodas “satélite” [1].

O processo de compressão ocorre tanto na parte superior quanto na inferior do compressor. Essa ação combinada alivia a carga radial sobre os mancais, de modo que a única carga que atua sobre os mesmos, além da resultante do próprio peso, é a que atua sobre os eixos dos “satélites”, resultante da pressão do gás nos seus dentes durante o engrenamento. Este tipo, comparativamente com o compressor parafuso duplo, apresenta poucas partes móveis [11].

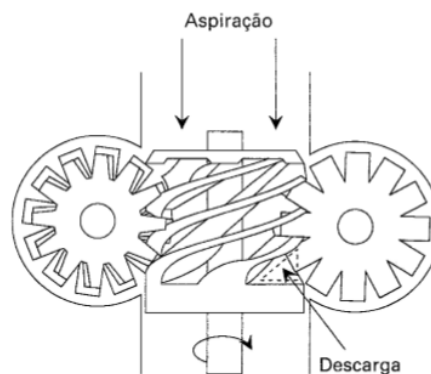


Figura J.6 - O fuso do compressor parafuso simples no centro, com as rodas “satélite” laterais. [11]

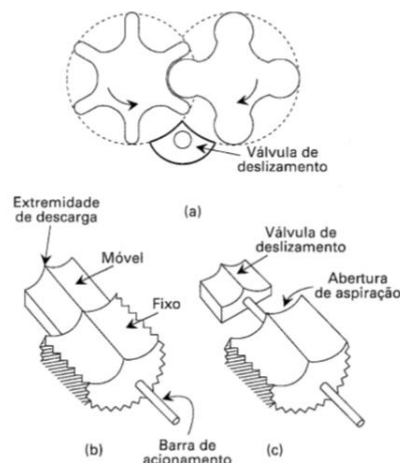


Figura J.7 - Válvula de deslizamento para o controlo da capacidade de um compressor parafuso. a) Relativa aos rotores; b) a plena carga; c) a carga parcial.

Quando o compressor funciona em plena carga, a válvula é um elemento contínuo da carcaça, Figura J.7 b). Em cargas parciais, o eixo de acionamento empurra a parte móvel, afastando-a da parte fixa, com o que o efetivo da câmara de engrenamento é reduzido até 10% do máximo, conseguindo-se um controlo correspondente da capacidade. O controlo da capacidade dos compressores parafusos simples faz-se pela região de início de compressão, esquema parecido ao do compressor parafuso duplo.

J.1.1.2.2 - Compressores de palhetas

Os compressores de palhetas podem ser divididos em dois tipos básicos [1]:

- Compressor de palheta simples;
- Compressor de múltiplas palhetas.

A Figura J.8 apresenta um compressor de palheta simples. Neste tipo de compressor, a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contato à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por uma mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

O HCFC-22 é o frigorigéneo mais utilizado nesse tipo de compressor. Os frigorigéneos HFC-407C e HFC-410A são seus substitutos. A eficiência mecânica típica de um compressor de palhetas operando com uma relação de pressão de 3,5 é de 0,87 [1].

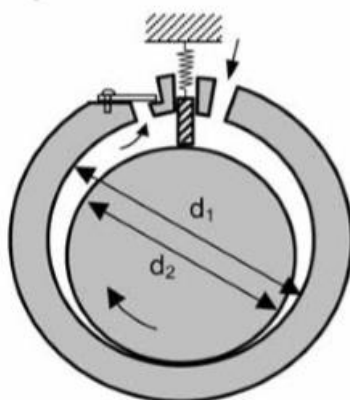


Figura J.8 - Compressor de palheta simples.

A Figura J.9 apresenta compressores de múltiplas palhetas. Nesses compressores o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou

mais palhetas, que permanecem em contato com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga [1].

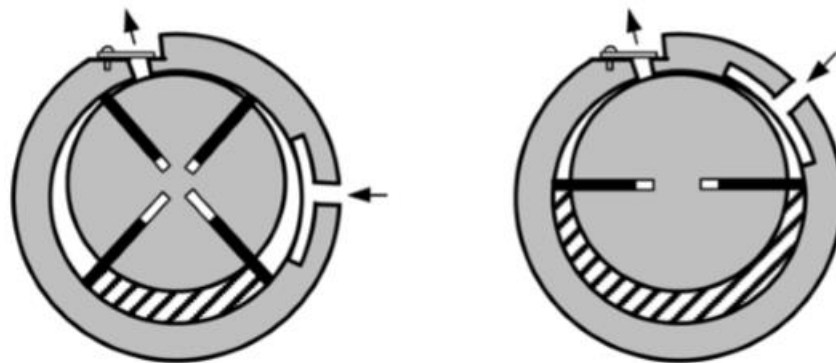


Figura J.9 - Compressores de múltiplas palhetas.

O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa os espaços definidos entre as palhetas. Devido a excentricidade do rotor as posições das aberturas de sucção e descarga, os espaços constituídos entre as palhetas vão se reduzindo de modo a provocar a compressão progressiva do gás. A variação do volume contido entre duas palhetas vizinhas, desde o fim da admissão até o início da descarga, define uma relação de compressão interna fixa para a máquina. Assim, a pressão do gás no momento em que é aberta a comunicação com a descarga poderá ser diferente da pressão dominante nessa região. O equilíbrio é, no entanto, quase instantaneamente atingido e o gás descarregado [13].

Devido ao movimento rotativo, os compressores de palhetas apresentam menor ruído em relação aos alternativos [1].

J.1.1.2.3 - Compressores de lóbulos

Os compressores de lóbulos possuem dois rotores que giram em sentido contrário, mantendo uma folga muito pequena no ponto de tangência entre si e com relação à carcaça. O gás penetra pela abertura de admissão e ocupa a câmara de compressão, sendo conduzido até a abertura de descarga pelos rotores. Os rotores deslocam o gás de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão. Raramente utilizado com fins industriais, no entanto, é um equipamento de baixo custo e que pode suportar longa duração de funcionamento sem cuidados de manutenção [13].

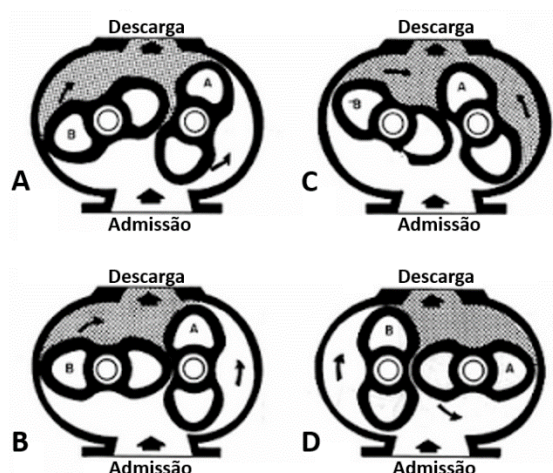


Figura J.10 - Compressor de lóbulos [14].

J.1.1.2.4 - Compressores Scroll

O compressor Scroll foi inventado em 1905 pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era avançada o suficiente para permitir a fabricação de um protótipo, devido a, principalmente, problemas de vedação. Para um funcionamento efetivo, o compressor Scroll requer tolerâncias de fabricação muito pequenas, que foram resolvidas apenas a partir da segunda metade do século XX, com o desenvolvimento de novas tecnologias e processos de manufatura [1].

O princípio de funcionamento do compressor Scroll baseia-se no movimento orbital, e apresenta diversas vantagens comparativamente ao compressor alternativo, tais como [1]:

- Eficiência de 5 a 10 % maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- Ausência de válvulas;
- Menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- Operação suave e silenciosa;
- Baixa variação de torque com consequente aumento da vida útil e redução de vibração.



Figura J.11 - Processo de Compressão de um compressor Scroll.

Como representado na Figura J.11, o processo de compressão scroll, em que o refrigerante é comprimido pela interação entre uma espiral móvel e uma fixa, ocorre da seguinte forma [1]:

1. Durante a fase de admissão, o refrigerante entra através de uma das aberturas externas;
2. Na continuação da rotação da espiral móvel a abertura externa é fechada;
3. Na fase de compressão, o refrigerante é comprimido através da redução de seu volume e encaminhado para o centro das espirais.
4. O volume do refrigerante é reduzido ainda mais e encaminhado para o centro;
5. Na fase de descarga, o volume na parte central das espirais é reduzido a zero, forçando o refrigerante a sair pela abertura de descarga.

Durante a operação, todos os volumes encontram-se em diferentes estágios de compressão, resultando num processo de sucção e descarga praticamente contínuo.

J.1.1.3 - Compressores dinâmicos

Os compressores dinâmicos ou turbocompressores possuem dois órgãos principais: impelidor e difusor.

O impelidor é um órgão rotativo munido de pás que transfere ao gás a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia faz-se em parte na forma cinética e em outra parte na forma de entalpia. Posteriormente, o escoamento estabelecido no impelidor é recebido por um órgão fixo denominado difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com o consequente ganho de pressão.

Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua [13].

J.1.1.3.1 - Compressores Centrífugos

Os compressores centrífugos foram introduzidos em instalações frigoríficas por Willis Carrier, em 1920, e são amplamente utilizados em sistemas de grande porte [1].

O princípio de funcionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor ou a voluta parte da sua energia cinética é transformada em pressão [1].

Operando em fluxo contínuo, os compressores centrífugos aspiram e descarregam o gás exatamente nas pressões externas, ou seja, há uma permanente coincidência entre a relação de compressão interna e a relação de compressão externa. Esta máquina é incapaz de

proporcionar grandes elevações de pressão, de modo que os compressores dessa espécie normalmente utilizados em processos industriais são de múltiplos estágios [13].

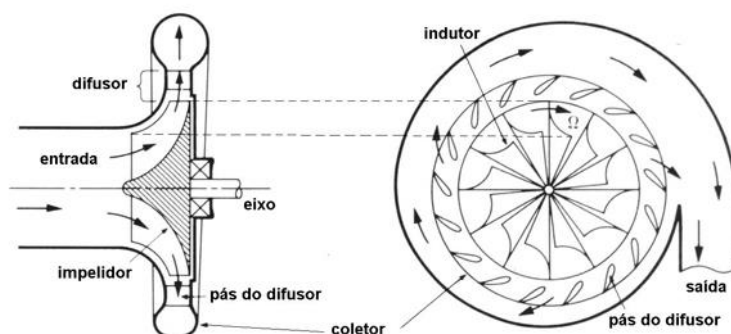


Figura J.12 - Compressor Centrífugo [15].

J.1.1.3.2 - Compressores Axiais

O compressor axial é um tipo de turbocompressor de projeto, construção e operação dos mais sofisticados. Os compressores axiais são dotados de um rotor em que na periferia são dispostas séries de palhetas em arranjos circulares igualmente espaçados. Quando o rotor é posicionado na máquina, essas rodas de palhetas ficam intercaladas por arranjos semelhantes fixados ao longo do estator.

Cada par formado por um conjunto de palhetas móveis e outro de palhetas fixas constitui-se um estágio de compressão. As palhetas móveis possuem uma conformação capaz de transmitir ao gás a energia proveniente do acionador, conduzindo a ganhos de velocidade e entalpia do escoamento. As palhetas fixas, por sua vez, são projetadas de modo a produzir uma deflexão no escoamento que forçará a ocorrência de um processo de difusão.

Com a elevação de pressão obtida num estágio axial é bastante pequena, os compressores dessa espécie são sempre dotados de vários estágios. O escoamento desenvolve-se através dos estágios segundo uma trajetória hélico-axial envolvendo o tambor [13].

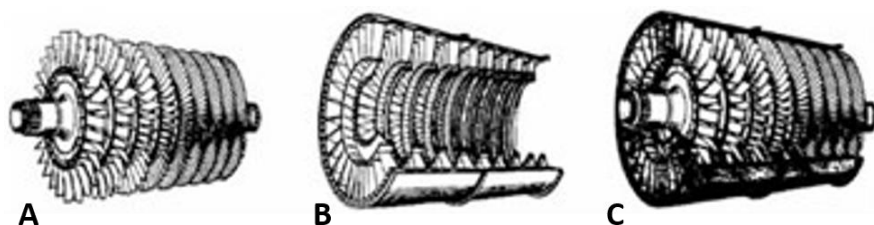


Figura J.13 - Compressor Axial. A) Rotor com palhetas; B) Estator com palhetas; C) Compressor montado (Courtesy of Pratt & Whitney) [17].

J.1.2 - Evaporador

O evaporador é um dos componentes principais de um sistema de refrigeração e tem como finalidade extrair calor do meio a ser arrefecido, isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias.

É a parte do sistema de refrigeração onde o fluido frigorígeno sofre uma mudança de estado, saindo da fase líquida para a fase gasosa. Qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e operado com o único fim de retirar calor de alguma substância e, como esse calor tem que ser absorvido pelo evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e da operação adequada do mesmo.

A eficiência do evaporador de um sistema de refrigeração depende de três requisitos principais, que devem ser considerados no projeto e na seleção do mesmo:

- Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o frigorígeno e a substância a arrefecer.
- Deve apresentar espaço suficiente para o frigorígeno líquido e também espaço adequado para que o vapor do frigorígeno se separe do líquido.
- Ter espaço suficiente para a circulação do frigorígeno sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

Quanto ao sistema de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em [13]:

- **Evaporadores de expansão direta (seco):** o frigorígeno entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor durante o escoamento pelo interior dos tubos. Assim, numa parte do evaporador existe fluido frigorífico saturado (líquido + vapor) e na outra parte fluido superaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluídos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas. A principal desvantagem deste tipo de evaporador está relacionada com o seu, relativamente baixo, coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de manter a superfície dos tubos molhadas com frigorígeno e da superfície necessária para promover o superaquecimento. [13]
- **Evaporadores de expansão indireta (imundado):** o líquido, após ser admitido por uma válvula de expansão, escoar através dos tubos da serpentina, removendo calor do meio a ser arrefecido. Ao receber calor no evaporador, uma parte do frigorígeno evapora, formando uma mistura de líquido e vapor, a qual, ao sair do evaporador, é conduzida até um separador de líquido. Este separador, como o próprio nome diz, tem a função de separar a fase vapor da fase líquida. O frigorígeno no estado de vapor saturado é

aspirado pelo compressor, enquanto o líquido retorna para o evaporador, sempre que for necessário. Como existe líquido em contato com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor. [13] Estes evaporadores são muito usados em sistemas frigoríficos que utilizam amoníaco como refrigerante, porém a sua utilização é limitada em sistemas com refrigerantes halogenados devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exigem grandes quantidades de refrigerante e também possuem um maior custo inicial.

Os evaporadores de expansão indireta, podem ser classificados de consoante a sua alimentação:

- a) Alimentação por gravidade: nestes sistemas os separadores de líquido, podem ser individuais, parciais ou único, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação.
- b) Recirculação de líquido: nestes sistemas os evaporadores são alimentados com fluido refrigerante líquido, geralmente por meio de uma bomba, numa vazão maior que a taxa de vaporização, portanto o interior destes evaporadores também sempre contém fluido refrigerante líquido.

A relação entre a quantidade de refrigerante que entra no evaporador e a quantidade de refrigerante que se evaporaria devido à carga aplicada é conhecida com taxa de recirculação (n).

De acordo com a substância ou meio a ser arrefecido, os evaporadores podem ser classificados em [3]:

- **Evaporador para ar:** Neste tipo de evaporador, o fluido refrigerante, ao vaporizar no interior de tubos, alhetados ou não, resfria diretamente o ar que escoa pela superfície externa do trocador de calor. O ar frio é então utilizado para arrefecer os produtos contidos numa câmara, balcão refrigerante, sala climatizada, etc. Quanto à circulação do ar, estes evaporadores podem ainda ser classificados em: evaporador com circulação natural e evaporador com circulação forçada.
- **Evaporador para líquidos:** O líquido é arrefecido até uma determinada temperatura e, então, é bombeado para equipamentos remotos, tais como serpentinas de câmaras frigoríficas e serpentinas de fan-coils, onde será utilizado para o arrefecimento de uma outra substância ou meio. Os principais tipos de evaporadores para líquidos são: carcaça e tubo (*Shell and tube*), carcaça e serpentina e (*Shell and coil*), cascata ou *Baudelot*, e evaporadores de placas.

- **Evaporador de contato:** sendo muito utilizado para o congelamento de produtos sólidos, pastosos ou líquidos. Atualmente é construído em chapas de alumínio (liga especial), no passado foram utilizados principalmente o cobre e o aço. A sua alimentação pode ser por gravidade, recirculação por bomba ou expansão direta. É mais comumente utilizado como serpentinas de prateleiras em congeladores. O frigorigéneo circula através dos canais, e o produto a congelar é colocado entre as placas.

J.1.3 - Condensador

Os três tipos de condensadores aplicados na refrigeração industrial, Figura J.14, são [11]:

Arrefecidos a ar: São utilizados como parte de instalações de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar são por vezes, usados quando não é possível a utilização de sistemas arrefecidos a água;

Arrefecidos a água: Mais eficientes que os arrefecidos a ar, particularmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Podem ser de imersão, duplo tubo e multitubulares, utilizam água proveniente de uma torre de arrefecimento

Evaporativo: Combina funcionalidades do condensador de ar e a torre de arrefecimento do condensador a água. No topo destes condensadores estão instalados injetores que pulverizam água sobre os tubos onde o frigorigéneo circula. A água em contacto com os tubos por onde circula o frigorigéneo combina funcionalidades do condensador de ar e a torre de arrefecimento do condensador a água. No topo destes condensadores estão instalados injetores que pulverizam água sobre os tubos onde o frigorigéneo circula. A água em contacto com os tubos por onde circula o frigorigéneo provocará a sua condensação e regressará ao "circuito" após ser recolhida na bandeja inferior e bombeada.

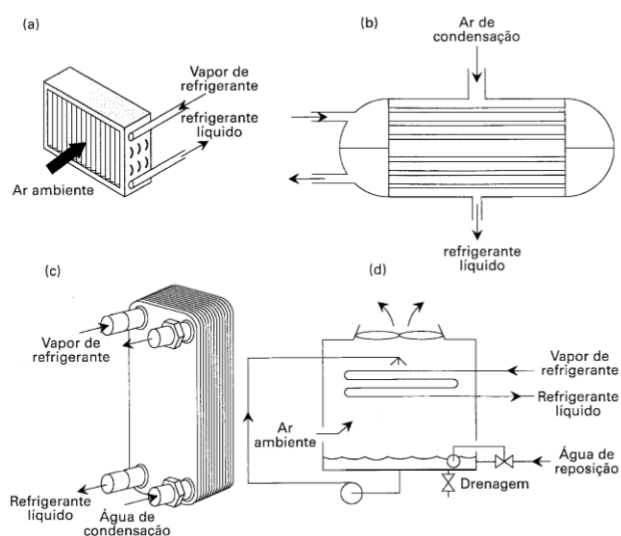


Figura J.14 - Tipos de condensadores: a) arrefecido a ar; b) arrefecido a água tipo de carcaça-tubos; c) arrefecido a água tipo placas; d) evaporativo.

Ao contrário do que acontece na refrigeração comercial e no ar condicionado, em que a maioria dos condensadores é arrefecido a ar, na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo. Na refrigeração industrial também é muito comum a instalação em paralelo com condensadores [11].

J.1.4 - Dispositivos de Expansão

Num sistema de refrigeração, o dispositivo de expansão têm a função de reduzir a pressão do frigorigéneo desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Ao mesmo tempo, este dispositivo deve regular o caudal de frigorigéneo que chega ao evaporador, de modo a satisfazer a carga térmica aplicada ao mesmo. Deve funcionar em equilíbrio com o compressor, evitando desperdício energético e sobreaquecimento, que poderia levar à admissão de líquido pelo compressor, com resultados muito graves [1].

De seguida serão descritos alguns dos princípios de tipos de dispositivos de expansão, nomeadamente [2]:

- Válvula de Expansão Manual;
- Válvulas de expansão Automática;
- Válvula de expansão Termostática (VET);
- Tubo Capilar;
- Válvulas de boia.

J.1.5 - Acessórios do circuito de refrigeração

- **Tubagem:** A tubagem ou linhas de refrigeração são comuns a todas as instalações frigoríficas, tendo como função básica transportar o frigorigéneo entre os distintos componentes da instalação. Uma preocupação bastante generalizada no dimensionamento de linhas é a de que o seu tamanho seja suficientemente elevado, uma vez que a redução do tamanho, embora seja atraente sob o ponto de vista económico e de espaço, pode comprometer a eficiência da instalação [11].
- **Pressostatos:** Os pressostatos são interruptores elétricos comandados pela pressão. O ajuste da pressão se faz por meio de um parafuso. Em alguns modelos o diferencial de pressão, diferença entre pressão de desarme e rearme, é regulável. O rearme pode ser automático ou manual [1].

- **Termostatos:** Os termostatos indicam variações de temperatura e fecham ou abrem os contatos elétricos. Os termostatos podem ser classificados de acordo com o elemento de medição de temperatura como bimetálico, de bulbo sensor de temperatura e de resistência elétrica [1].
- **Filtros e Secadores:** Os filtros são utilizados para eliminar partículas estranhas nas tubulações de sistemas refrigeração. Os filtros secadores são dispositivos destinados a eliminar a humidade que, apesar dos cuidados tomados antes e durante a carga, está sempre presente nas instalações de refrigeração, ocasionando diversos problemas. São constituídos por um corpo com elementos filtrantes, cheio de material altamente higroscópico (sílica gel) [1].
- **Separadores de óleo:** O separador de óleo tem como objetivo reduzir a quantidade de óleo em circulação no sistema e deste modo aumentar a sua eficiência [13]. Esse óleo, circulando ao longo do sistema frigorífico, não provoca danos, porém em quantidade excessiva no condensador, nos dispositivos de controlo do fluxo de frigorígeno, no evaporador e nos filtro interferirá no funcionamento destes componentes.
- **Válvulas solenoide:** A válvula solenoide é comandada eletricamente por meio de solenoides. Pode ser classificada em: normalmente abertas e normalmente fechadas. Algumas vezes, são usadas para controlar estágios de capacidade de compressores ou para atuar sobre válvulas de expansão com a finalidade de promover o recolhimento de frigorígeno. Durante a execução de vácuo inicial ou o recolhimento do frigorígeno do sistema para reparos, a válvula solenoide deve ser mantida aberta, manual ou eletricamente [3].
- **Visores de líquido:** Visor de líquido é uma peça que contém dispositivos que permite verificar a passagem de líquido e a presença de humidade. É colocada na saída do reservatório de líquido ou na entrada do evaporador, permitindo verificar se a carga de refrigeração está completa e se existe humidade no sistema [3].

