

# **Auditoria aos Consumos de Ar Comprimido e Vapor com vista à Identificação de Medidas de Eficiência Energética**

**Pedro Consiglieri Pedroso Mendes Dias**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

**Engenharia Mecânica**

Orientador: Prof. António Luís Nobre Moreira

**Júri**

Presidente: Prof. Edgar Caetano Fernandes

Orientador: Prof. António Luís Nobre Moreira

Vogal: Prof. Viriato Sérgio de Almeida Semião

**Novembro 2017**



## **Agradecimentos**

A realização desta dissertação e estágio apenas foi possível devido à entrega, empenho e disponibilidade das várias partes envolvidas no projecto Galp 21, o qual tive o privilégio de participar.

Gostaria de agradecer ao Instituto Superior Técnico, à Galp Energia e à Tabaqueira pela possibilidade de integrar o programa que me permitiu desenvolver o trabalho de dissertação de mestrado com o estágio em simultâneo.

Em primeiro lugar, agradeço ao Professor António Moreira pelo apoio e orientação constantes que me foram dados ao longo do semestre e que foram essenciais para a realização deste trabalho com sucesso.

Um agradecimento muito especial aos colegas da Tabaqueira, com quem aprendi muito ao longo dos meses em que lá estive a trabalhar, nomeadamente ao meu mentor, o Eng.º Pedro Pereira e também aos colegas da equipa de Engenharia, os engenheiros: Pedro Gonçalves, Ana Rita Alves, António Mendes e Nuno Lages.

Agradeço ainda à Dr.ª Mónica Fernandes da Galp pela disponibilidade e interesse que dedicou a este projecto.

Por último, gostaria de agradecer a toda a minha família, em especial os meus pais, e a todos os meus amigos que de forma mais ou menos directa contribuíram com o seu apoio e que levaram a que a conclusão deste trabalho fosse possível.

## Resumo

Ao longo dos últimos anos tem havido uma crescente preocupação associada ao uso das energias e a sua sustentabilidade. A presente dissertação teve como objectivo o estudo da situação actual do consumo de energia da unidade industrial da empresa Tabaqueira, tendo em vista a implementação de medidas de eficiência energética.

Foram realizadas auditorias aos sistemas de ar comprimido e vapor, uma vez que estes são responsáveis por 40% do consumo de energia primária da fábrica. Foi também feito um estudo para a viabilidade de instalação de uma unidade de cogeração, dada a grande procura de energia térmica e eléctrica.

Os resultados mostram que no Sistema de Ar Comprimido, com as medidas propostas, um investimento de 190 000 €, levaria a poupanças anuais de 70 000 € e 165 toneladas equivalentes de petróleo (tep) por ano. Tal investimento teria um período de retorno de 3,7 anos e representaria uma melhoria de 13 % na eficiência energética deste sistema.

A auditoria realizada ao sistema de vapor revelou que este está bastante otimizado, no entanto pode-se enquadrar a opção de cogeração como uma proposta de melhoria uma vez que estão diretamente relacionadas. Concluiu-se que a configuração ideal é uma Turbina a Gás e a potência térmica coberta pela cogeração é total. Isto daria lugar a poupanças anuais de 365 000 € e 1005 tep. Com um investimento de 1 370 000 €, este projecto teria um payback de 3,6 anos, oferecendo uma redução de 14 % do consumo energético total da fábrica.

**Palavras-chave:** Eficiência Energética, Ar Comprimido, Cogeração, Poupança de Energia Primária

## **Abstract**

In the last years there has been a rising concern about the use of energies and their sustainability, being of great importance that the systems used in the different industries have their energetic efficiency maximized in order to avoid unnecessary wastes and emissions. The goal of the present dissertation is to evaluate the energy situation of the industrial unit of Philip Morris International: Tabaqueira, having in sight the implementation of measures that allow savings, both at economic and environmental level.

Audits were performed on the compressed air and steam production systems since these systems are responsible for more than 40 % of the consumption of the primary energy of the factory. A study was also conducted to analyze the viability of installing a combined heat and power unit (cogeneration), since there is a great demand for both heat and electricity for the processes.

Results show that the compressed air system was not being efficient and an investment of 190 000 € can lead to annual savings of 70 000 € and 165 tons of oil equivalent (toe) per year. Such investment would have a payback period of 3.7 years and represents a 13 % improve in the energetic efficiency.

The audit performed on the steam system revealed that this is a really optimized area and does not require intervention. However, due to the relation between the fields, cogeneration can be considered as an improvement measure for this kind of systems. The conducted study showed that the covered thermal power should be 100 %. This would give place to savings of 365 000 € and 1005 toe per year. With an investment of 1 370 000 €, gives a payback period of 3.6 years. This solution offers an overall energetic efficiency improvement of 14%.

**Key Words:** Energetic Efficiency, Compressed Air, Cogeneration, Primary Energy Savings

## Índice

<b>Agradecimentos</b> .....	<b>i</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>ii</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Índice</b> .....	<b>iv</b>
<b>Índice de Tabelas</b> .....	<b>viii</b>
<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 Motivação e Enquadramento .....	1
1.2 Objectivo.....	4
1.3 Tabaqueira: Situação Actual .....	4
1.3.1 Fluxo Energético .....	6
1.4 Estrutura do Documento .....	7
<b>2. Estado da Arte</b> .....	<b>8</b>
2.1 Sistemas de Ar comprimido .....	8
2.1.1 Introdução .....	8
2.1.2 Componentes dos SAC .....	9
2.1.3 Auditorias Energéticas .....	12
2.1.4 Oportunidades de Melhoria Frequentes.....	12
2.2 Sistemas de Vapor.....	15
2.2.1 Tipos de Caldeiras.....	15
2.2.2 Eficiência de Caldeiras .....	15
2.3 Sistemas de Cogeração.....	17
2.3.1 Tecnologias Existentes.....	17
2.3.2 Metodologia de Dimensionamento .....	20
2.3.3 Indicadores Energéticos .....	21
2.3.4 Modalidades de Cogeração .....	23
2.3.5 Parâmetros Económicos .....	25

<b>3. Caso de estudo: Tabaqueira.....</b>	<b>30</b>
3.1 Sistema de Ar Comprimido.....	30
3.1.1 Descrição do Sistema .....	30
3.1.2 Funcionamento dos Compressores.....	32
3.1.3 Perfis de Produção e Consumo Gerais.....	33
3.1.4 Desempenho Actual do SAC .....	34
3.1.5 Sistema de Controlo.....	36
3.1.6 Análise Individual dos Compressores .....	38
3.1.7 Quantificação das fugas e perdas de pressão.....	41
3.2 Cogeração.....	44
3.2.1 Perfil das Necessidades Térmicas e Eléctricas .....	45
3.2.2 Dimensionamento de Cogeração.....	47
<b>4. Resultados e Discussão .....</b>	<b>50</b>
4.1 Ar Comprimido .....	50
4.1.1 Mudança de Compressor Parado .....	50
4.1.2 Optimização de Sistema de Controlo .....	50
4.1.3 Substituição de Compressores.....	51
4.1.4 Instalação de Unidade de Recuperação de Calor.....	57
4.2 Cogeração .....	60
4.2.1 Ciclo de Rankine – Turbina a Vapor.....	60
4.2.2 Ciclo Brayton – Turbina a Gás.....	64
4.2.3 Ciclo Combinado.....	67
4.2.4 Prémios relativos à atividade de cogeração.....	68
<b>5. Conclusões.....</b>	<b>69</b>
<b>6. Referências.....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>I</b>

## Índice de Figuras

Figura 1 - Distribuição Energia Primária em Portugal [1] .....	1
Figura 2 - Dependência Energética de Portugal [1].....	1
Figura 3 - Produção de Electricidade por Fonte em 2017 [2].....	2
Figura 4 - Centrais de Cogeração por Sector [7].....	3
Figura 5 - Esquema do Processo de Produção de Cigarros .....	4
Figura 6 - Produção de Cigarros em Abril de 2017 .....	5
Figura 7 - Distribuição de Consumos de Energia Primária .....	6
Figura 8 - Diagrama Sankey - Tabaqueira.....	7
Figura 9 - Principais Indicadores de Energia e Produção .....	7
Figura 10 - Exemplo de um SAC [9] .....	8
Figura 11 - Custos de um ciclo de vida de um compressor [10].....	8
Figura 12 - Tipos de Compressores [9] .....	9
Figura 13 - Processo de Secagem por líquido dessecante [13] .....	11
Figura 14 - Perda de Potência em função do diâmetro da fuga a 600 kPa [15].....	13
Figura 15 - Eficiência da Caldeira a diferentes rácios de excesso de ar [21].....	16
Figura 16 - Energia num Sistema de Cogeração [24].....	17
Figura 17 – Turbina a Gás - Ciclo Brayton [26] .....	18
Figura 18 – Turbina a Vapor - Ciclo Rankine [26] .....	19
Figura 19 - Ciclo Combinado [26] .....	19
Figura 20 - Curva das necessidades Térmicas, "Método da área máxima" [28] .....	20
Figura 21 - Rendimento e Potência Eléctrica em função da carga [29] .....	21
Figura 22 - Poupança de Energia em função da Razão Calor Trabalho [29] .....	22
Figura 23 - Cogeração de Elevada Eficiência VS Eficiente .....	24
Figura 24 - Central de Ar Comprimido.....	30
Figura 25 - Diagrama Sankey AC.....	32
Figura 26 -Vista do Compressor em Corte .....	32
Figura 27 - Perfil de Caudal da Central de AC.....	33
Figura 28 - Potência Consumida pela Central de Ar Comprimido.....	34
Figura 29 - Perfil de Pressão do Ar Comprimido .....	34
Figura 30 - Indicador de Performance do Compressor .....	35
Figura 31 - Indicador de desempenho no mês de Abril de 2017 .....	35
Figura 32 - Arranque do Compressor com Soft Starter [32] .....	36
Figura 33 - Controlo Atlas ES 360 - Compressor Velocidade Fixa .....	37



Figura 34 - Consumo de Energia Eléctrica - Acumulado dos 5 Compressores .....	38
Figura 35 – Comprimento para Perda de Carga Equivalente de Válvulas e Curvas .....	42
Figura 36 - Planta de Ar Comprimido .....	42
Figura 37 - Diagrama para dimensionamento de tubagens .....	43
Figura 38 – Vista do sistema de controlo da Caldeira (MicroProcessador) .....	44
Figura 39 - Utilização de Caldeiras em 2016 .....	45
Figura 40 - Perfil das Necessidades Térmicas e Eléctricas.....	46
Figura 41 - Gás Natural consumido em 2016 pelas Caldeiras .....	48
Figura 42 - Curva de Duração da Carga Térmica .....	48
Figura 43 - Produção de Ar Comprimido em 2016 (Nm3).....	52
Figura 44 - Produção de AC em dias de Semana .....	54
Figura 45 - Esquema Recuperação de Calor .....	57
Figura 46 - Perfil de Temperaturas do ar de exaustão Compressor 3.....	58
Figura 47 - Perfil de Temperaturas Ar Sala de Caldeiras e Ar de Admissão .....	58
Figura 48 - Curva de Eficiência de Combustão [35].....	59
Figura 49 - Ciclo de Rankine com aproveitamento de Trabalho e Calor em separado .....	61
Figura 50 – Cogeração – Ciclo de Rankine.....	61
Figura 51 – Rendimento Global do Ciclo de Rankine .....	64
Figura 52 – Cogeração – Ciclo Brayton.....	64
Figura 53 - Rendimento Global do Ciclo de Brayton .....	67
Figura 54 - Cogeração - Ciclo Combinado .....	68
Figura 55 - Resumo das Propostas de Melhoria.....	71
Figura 56 - Ensaio Compressores 1, 2 e 4.....	II
Figura 57 - Ensaio Compressor 3 .....	II
Figura 58 - Ensaio Compressor 5 .....	III
Figura 59 – Controlo Domingo 25/06.....	III
Figura 60 – Controlo Domingo 28/05.....	III

## Índice de Tabelas

Tabela 1 - Factores de Conversão para Energia Primária [8] .....	6
Tabela 2 - Consumo de Energia Primária .....	6
Tabela 3 - Razão Calor Trabalho por Tecnologia [30].....	22
Tabela 4 - Remuneração nas Modalidades de Cogeração .....	27
Tabela 5 - Dados Ensaio Compressores, 14/06/2017 .....	39
Tabela 6 - Dados Ensaio Compressores, 11/08/2017 .....	40
Tabela 7 – Produção de Ar Comprimido 2016 .....	52
Tabela 8 - Produção AC em 2016 e 2017 .....	53
Tabela 9 - Características Compressor Centrífugo ZH350+ .....	54
Tabela 10 - Comparação de Cenários 1 .....	54
Tabela 11 - Características do Compressor ZT 250 VSD FF .....	55
Tabela 12 - Comparação de Cenários 2 .....	56
Tabela 13 - Aproximações para os sistemas de Cogeração.....	60
Tabela 14 - Custo de Produção de Vapor .....	63
Tabela 15 - Prémios de Eficiência e Energias Renováveis - Cogeração .....	68
Tabela 16 - Resumo Medidas de Melhoria no Sistema de Ar Comprimido .....	69
Tabela 17 - Resumo Projectos para Cogeração .....	70

## Lista de acrónimos

<b>CIEG</b> – Custos de Interesse Económico Geral	<b>PEP</b> – Poupança de Energia Primária
<b>CUR</b> – Comercializador de Último Recurso	<b>PFE</b> – Poupança na Factura Energética
<b>DGEG</b> – Direcção Geral de Energia e Geologia	<b>PRI</b> – Período de Retorno do Investimento
<b>DL</b> – Decreto de Lei	<b>RAC</b> – Recipientes de Ar Comprimido
<b>EEGO</b> – Entidade Emissora de Garantias de Origem	<b>REE</b> – Rendimento Eléctrico Equivalente
<b>ENE</b> – Estratégia Nacional para a Energia	<b>SAC</b> – Sistemas de Ar Comprimido
<b>FAD</b> – Free Air Delivery	<b>VAL</b> – Valor Actual Líquido
<b>GEE</b> – Gases de Efeito de Estufa	<b>VEV</b> – Variadores Electrónicos de Velocidade
<b>PCI</b> – Poder Calorífico Inferior	<b>tep</b> – Tonelada Equivalente de Petróleo
<b>PDP</b> – Ponto de Orvalho sob Pressão	<b>TIR</b> – Taxa Interna de Retorno



# 1. Introdução

## 1.1 Motivação e Enquadramento

Com o aumento do consumo de energia primária ao longo dos últimos anos, tem-se vindo a observar – quer em Portugal, quer a nível mundial – uma crescente preocupação relacionada com a sustentabilidade económica e ambiental, nomeadamente no que diz respeito às emissões dos gases de efeito de estufa (GEE) como o  $CO_2$ ,  $NO_x$  e  $CFC$  provenientes do uso de combustíveis fósseis, que levam a um aumento da temperatura do planeta e a alterações climáticas.

Com o objectivo de reduzir esse impacto, têm sido implementadas novas formas de energia, nomeadamente as energias renováveis e o uso de gás natural que conduziram a um decréscimo do peso do petróleo no consumo de energia primária a nível nacional.

A nível de eficiência energética o sector da indústria, que representa 31% do consumo de energia em Portugal [1], apresenta ainda muitas oportunidades de melhoria.



Figura 1 - Distribuição Energia Primária em Portugal [1]

Na Figura 1 pode-se verificar o cenário comparativo dos dados consolidados do consumo de energia primária dos anos de 2006 e 2015, que mostra um crescimento de 6% do peso das energias renováveis em apenas 9 anos. Esta tendência, que se prevê que continue nos próximos anos, deve-se ao investimento em energias renováveis na produção de electricidade, o que levou também a uma diminuição da dependência energética exterior (Figura 2).

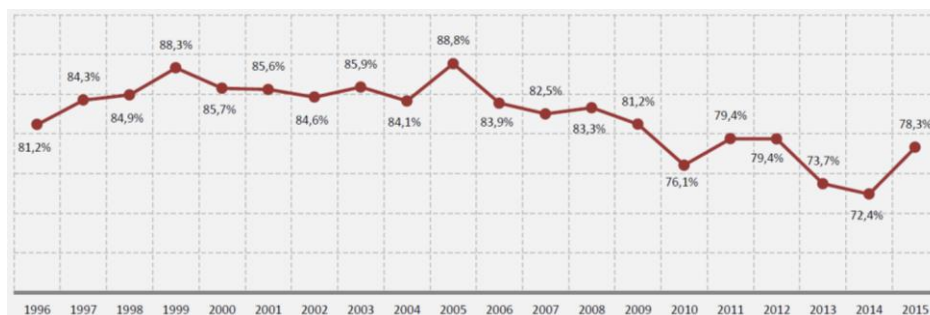


Figura 2 - Dependência Energética de Portugal [1]

É importante que esta aposta nas energias renováveis se mantenha uma vez que Portugal é um país com escassos recursos fósseis, o que o torna bastante dependente do mercado exterior e o coloca numa posição muito frágil devido às constantes flutuações de preços destes combustíveis.

Como se pode constatar na Figura 3, neste momento em Portugal já mais de metade da electricidade produzida é proveniente de fontes renováveis, que se traduz numa potência instalada de 13 334 MW.

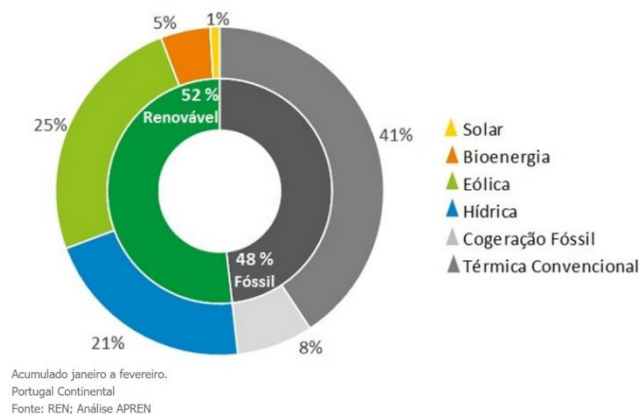


Figura 3 - Produção de Electricidade por Fonte em 2017 [2]

“Portugal foi, em 2015, o quarto país da União Europeia com maior incorporação de energias renováveis na produção de energia eléctrica.” (Estatísticas Rápidas - Renováveis, Dezembro 2016, DGEG, p.21) [3]

A citação anterior demonstra que Portugal vai no bom caminho no que toca ao uso de energias verdes e reflete a importância que tem sido atribuída ao sector energético e à implementação de medidas de racionalização e de eficiência energética.

Esta preocupação surgiu no final do século passado num contexto internacional, nomeadamente com o aparecimento do primeiro tratado jurídico para limitar as emissões dos GEE, o famoso protocolo de Kyoto. Este acordo foi assinado por mais de 100 países em Dezembro de 1997 e consistia num compromisso de redução de pelo menos 5% das emissões de  $CO_2$  equivalente num primeiro período de compromisso entre 2008-2012 em relação ao ano de 1990 [4]. No entanto, a dependência do uso de combustíveis fósseis para o desenvolvimento da economia mundial era tal, que este objetivo não foi atingido.

Mais recentemente, em Março de 2007, surgiu por parte da Comissão Europeia a iniciativa 20-20-20 que se destina a tornar a Europa num continente energeticamente eficiente e com uma economia com baixas emissões de carbono. Esta iniciativa previu, para além dos benefícios ambientais, uma criação de perto de 1 milhão de postos de trabalho. Os três principais objectivos desta iniciativa são a redução de pelo menos 20% das emissões de GEE face às emissões de 1990, que 20% da energia consumida na Europa tenha proveniência de fontes renováveis e que se consiga um acréscimo na eficiência energética de 20% até ao ano de 2020 [5].

A nível nacional, foi definida pelo Estado Português a 15 de Abril de 2010 a Estratégia Nacional para a Energia com horizonte para 2020 (ENE 2020). Este programa, definido pelo XVIII Governo Constitucional, tem o objetivo de colocar Portugal na frente da revolução energética e assegurar a posição do país entre os cinco líderes europeus em matéria de energias renováveis e de forte capacidade exportadora. A aplicação da ENE 2020 permitirá, entre outros, reduzir a dependência energética exterior do país para 74%, garantir o cumprimento do programa europeu 20-20-20, reduzir o saldo importador energético, criar riqueza e consolidar um *Cluster* energético. Esta estratégia assenta sobre cinco eixos principais, dos quais faz sentido, no âmbito desta dissertação, destacar os eixos 2 e 3 que estão relacionados com a aposta nas energias renováveis e na promoção da eficiência energética, respectivamente [6]. Em particular, no eixo 3 é referida a implementação de sistemas de cogeração de elevada eficiência como um dos modos de reduzir o consumo primário de energia.

“A Comissão Europeia, ao abrigo do Artigo 14.º da Directiva 2012/27/EU, relativa à Eficiência Energética, determinou que cada Estado Membro realizasse um estudo de identificação do potencial de cogeração de elevada eficiência e de sistemas de aquecimento e arrefecimento energeticamente eficientes” [7].

Neste estudo, realizado pela Direcção Geral de Energia e Geologia (DGEG), refere-se que a cogeração foi utilizada pela primeira vez em Portugal nos anos 40 no sector industrial, mas que apenas em 1990 começou a ser encarada como uma alternativa a considerar. Hoje em dia existe uma potência instalada na ordem dos 2000 MW e com eficiências de 80%, havendo centrais espalhadas por todo o país.

Como se pode ver na Figura 4, o processo da cogeração é sobretudo usado na indústria e a Tabaqueira, como uma das maiores instalações de produção de tabaco da União Europeia, poderia beneficiar da instalação de uma unidade de cogeração para autoconsumo. O estudo da viabilidade de tal instalação é um dos objectivos desta dissertação.

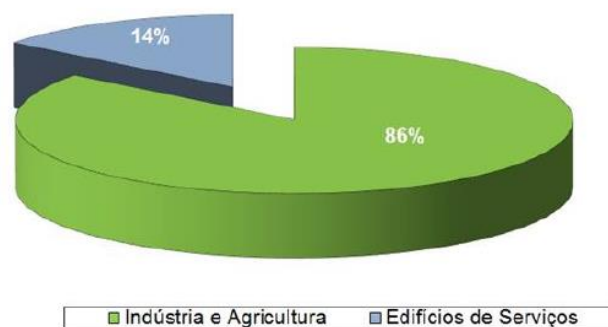


Figura 4 - Centrais de Cogeração por Sector [7]

## 1.2 Objectivo

O objectivo desta dissertação é fazer uma avaliação detalhada à situação energética existente na unidade de produção industrial da Tabaqueira, procurando apresentar soluções que contribuam para melhorar o desempenho energético com foco na eficiência e na utilização racional de energia.

Para tal, foram realizadas auditorias aos sistemas de produção de ar comprimido e de vapor e foi feito um estudo para a viabilidade de instalação de um sistema de cogeração para autoconsumo, em complemento com a instalação de fontes de energia renováveis.

## 1.3 Tabaqueira: Situação Actual

A Tabaqueira, cuja unidade industrial se situa em Albarraque, é um dos 56 centros de produção que fazem parte do grupo Philip Morris International (PMI) que se dedica à produção de tabaco de diversas marcas de tabaco como a Marlboro, Chesterfield e L&M. Sendo a única empresa em Portugal neste ramo e uma das maiores da Europa, tem uma produção diária média de cerca de 85 milhões de cigarros, tendo capacidade para ultrapassar os 120 milhões por dia. No ano de 2016 foram produzidos mais de 40 mil milhões de cigarros. O esquema do processo descrito pode ser visto na Figura que se segue:

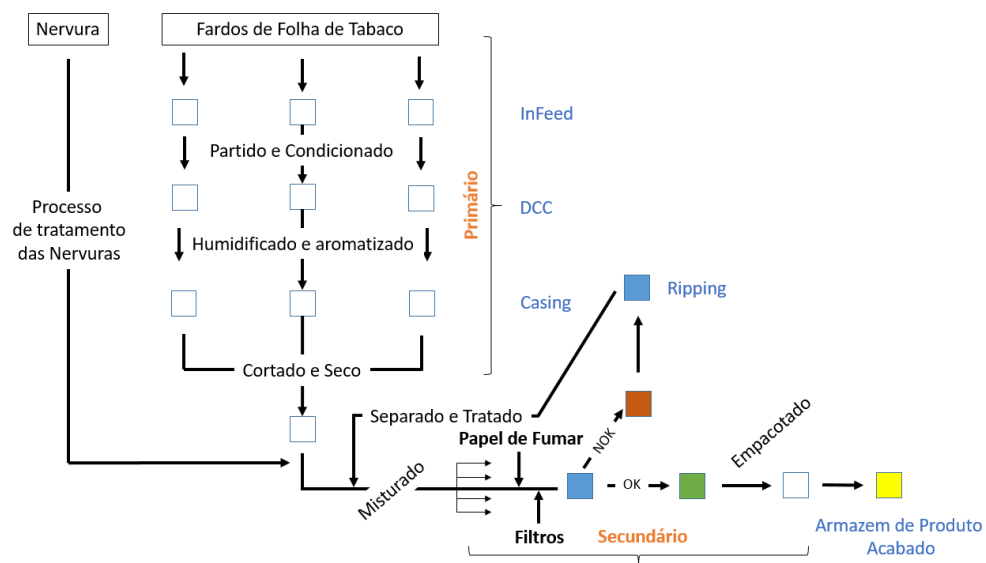


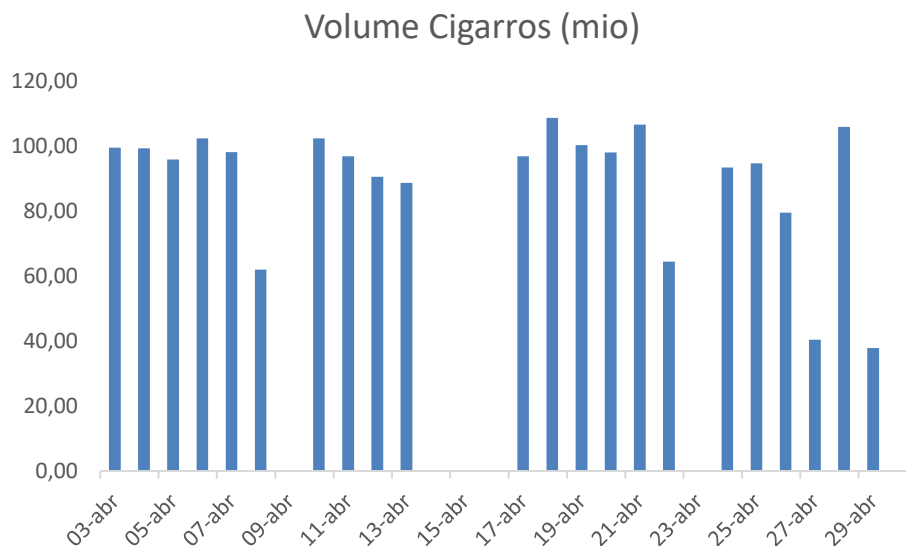
Figura 5 - Esquema do Processo de Produção de Cigarros

O processo de produção de um cigarro convencional (*Cut Filler*) passa por duas fases: primária e secundária. A fase primária é aquela onde a folha de tabaco é tratada para depois poder seguir para a secundária, onde são produzidos os cigarros propriamente ditos. No início do processo produtivo existem 4 linhas de descarga para os fardos de tabaco. Três delas recebem a folha de tabaco (cada uma de um tipo diferente) e a outra recebe as nervuras para que mais tarde, após serem tratadas, possam também ser utilizadas no processo e as restantes exportadas. As diferentes combinações entre os 3 tipos de tabaco existentes (Virginia, Burley e Oriental) são o que dá origem aos produtos das diferentes marcas.

O processo inicia-se com o tabaco a ser partido e condicionado, sendo de seguida humidificado e aromatizado, para posteriormente ser cortado e seco. Entre esta fase e a seguinte, existe uma mistura com as proporções indicadas entre cada tipo de tabaco, adicionando-se também pequenas percentagens de nervura e tabaco vindo da *Ripping*. A *Ripping* é a unidade que processa os cigarros cujas dimensões (seja comprimento ou diâmetro do cigarro) não cumprem os requisitos para serem empacotados. Nesta unidade é feita a recuperação do tabaco neles contido para reincorporar no processo.

De seguida, o tabaco segue para o secundário. Aqui, existem os chamados *Link Up's* onde o tabaco é colocado nos rolos contínuos de papel de fumar e se dá a colocação do filtro e posterior corte, para chegar à sua forma final – o cigarro – para depois ser empacotado, primeiramente em maços e de seguida em volumes (conjunto de 10 maços). Finalmente, empacotam-se os volumes em caixas de cartão que seguem depois para o Armazem de Produto Acabado, ficando assim prontos para serem expedidos. Os processos da fase primária do processo consomem sobretudo vapor enquanto os da secundária são responsáveis por grande parte do consumo de ar comprimido.

Como se pode verificar pela Figura seguinte, há determinados dias em que a fábrica não produz cigarros, como Domingos (dias 9, 16, 23 e 30 de Abril) e Feriados, e tem também um volume de produção menor ao Sábado, regra geral. Apesar de não ser linear, existe uma relação de proporcionalidade directa entre o número de cigarros produzidos e a electricidade e gás natural consumidos, bem como o volume de ar comprimido e vapor.



**Figura 6 - Produção de Cigarros em Abril de 2017**

Assim, a unidade industrial apresenta um elevado consumo energético, mesmo nos dias em que não produz cigarros, destacando-se os consumos de água ( $190 \text{ m}^3$  diários), gás natural ( $6500 \text{ Nm}^3$  diários) e electricidade (70 MWh diários).



### 1.3.1 Tránsito de Energia

Na tabela seguinte pode-se encontrar os factores de conversão de unidades de energia:

Tabela 1 - Factores de Conversão para Energia Primária [8]

	Unidade	PCI		FE
		MJ/unidade	kgep/unidade	kgCO <sub>2</sub> e/tep
Energia Eléctrica	kWh	3,6	0,215	2 186,05
Gás Natural*	kg	45,1	1,077	2 683,70

Fonte: Directiva 2006/32/CE; Despacho nº 17313/2008

\*Peso específico do Gás Natural: 0,8404 kg/m<sup>3</sup>N

A nível energético, a Tabaqueira inclui-se nas unidades industriais de grande consumo uma vez que apresenta um consumo anual superior a 500 toneladas equivalentes de petróleo (tep). Como se pode ver na tabela seguinte, o consumo anual dos últimos 3 anos foi na entre as 8 e 9 mil tep.

Tabela 2 - Consumo de Energia Primária

CONSUMO DE ENERGIA PRIMÁRIA (tep)	2014	2015	2016
	8.416,63	9.300,59	8.004,30

O consumo de energia primária nesta unidade industrial, que no ano passado atingiu as 8000 tep, distribuiu-se entre Energia Eléctrica (71%), com 26,4 GWh consumidos, e com 2150 toneladas de Gás Natural (29%).

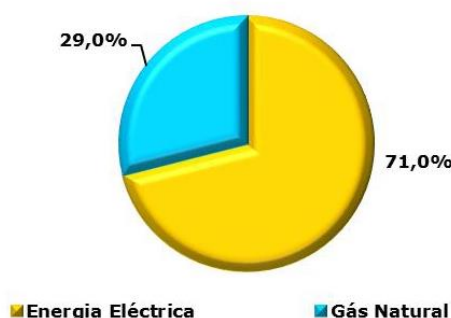


Figura 7 - Distribuição de Consumos de Energia Primária

Em 2016, o valor da fatura anual de electricidade foi cerca de 3 milhões de € enquanto a de gás natural rondou os 1,5 milhões de €. Neste período, as emissões equivalentes de CO<sub>2</sub> resultantes dos consumos energéticos foram de 18 651 toneladas.

Os Sistemas de Ar Comprimido representam uma porção considerável do gasto total de energia eléctrica (17,4%) em 2015, o que corresponde a cerca de 520 mil €, e o Sistema de Vapor consome praticamente 90% da totalidade do Gás Natural utilizado, que corresponde a 1,26 milhões de € anuais. Assim, estes vão ser dois dos temas abordados nesta dissertação.

As Figuras seguintes mostram a distribuição da energia primária nos vários componentes da fábrica e os principais indicadores de produção e energia.

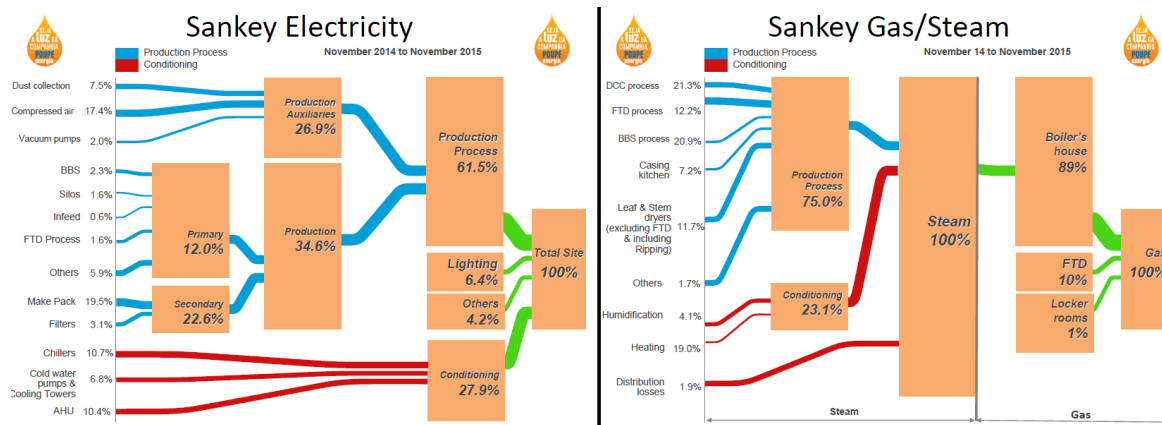


Figura 8 - Diagrama Sankey - Tabaqueira

Ano	2014	2015	2016
Energia Primária (tep)	8 416	9 300	8 004
Emissões de CO2 (ton)	19 857	21 704	18 651
Electricidade (MWh)	25 520	30 429	26 444
Gás Natural (ton)	2 720	2 561	2 153
Produção de Cigarros Equivalentes (mio)	45 508	49 787	41 121
<b>Cigarros por Energia Primária (mio/tep)</b>	<b>5,41</b>	<b>5,35</b>	<b>5,14</b>

Figura 9 - Principais Indicadores de Energia e Produção

## 1.4 Estrutura do Documento

A dissertação está dividida em 5 capítulos. Para além da caracterização do problema em estudo, no presente capítulo é feito um enquadramento da situação energética em Portugal, bem como um resumo sobre as legislações e medidas de eficiência energética já existentes e uma breve introdução à actividade de cogeração em Portugal. No segundo capítulo apresenta-se um estudo teórico sobre os Sistemas de Ar Comprimido, Vapor e Cogeração sob o ponto de vista das tecnologias já existentes e quais as oportunidades de melhoria já identificadas, baseando-se nas referências mais importantes desta área. No terceiro capítulo analisa-se quais são as oportunidades de melhoria no caso de estudo da Tabaqueira, fazendo um paralelo com os conceitos apresentados no capítulo 2. Este capítulo está subdividido em dois subcapítulos, um primeiro que visa estudar e melhorar a eficiência energética do Sistema de Ar Comprimido existente e um segundo que consiste num estudo da viabilidade de implementação de uma unidade de cogeração. No quarto capítulo são apresentados os resultados e discussão dos mesmos, apoiados nas propostas de melhoria sugeridas para o problema em estudo. No quinto capítulo apresentam-se as principais conclusões tiradas com a realização desta dissertação bem como sugestões para dar continuação a este trabalho.

## 2. Estado da Arte

Neste capítulo é feita uma revisão bibliográfica e são referenciados alguns trabalhos já desenvolvidos por outros autores, nas áreas de eficiência energética e sistemas de ar comprimido, vapor e cogeração.

### 2.1 Sistemas de Ar comprimido

Para além dos compressores, consideram-se parte dos Sistemas de Ar Comprimido (SAC):

- Motor Eléctrico – Responsável por imprimir um movimento rotativo a um veio ligado ao compressor que utiliza a energia mecânica para comprimir o ar
- Sistemas Auxiliares de Tratamento de Ar – Garantem a qualidade necessária do ar
- Rede de Tubagens – Interliga os sistemas de produção, tratamento e utilização
- Equipamento de Controlo – Regula a produção do sistema em função das necessidades do utilizador

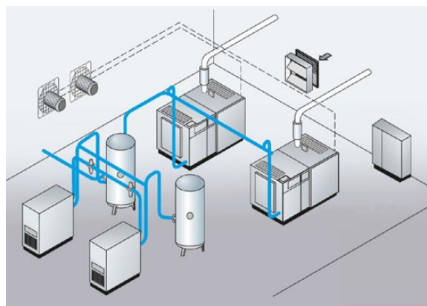


Figura 10 - Exemplo de um SAC [9]

#### 2.1.1 Introdução

Segundo Saidur et al. [10], os SAC são responsáveis por cerca de 10% do uso total de energia no sector industrial nos países da União Europeia. Estes sistemas têm os equipamentos mais caros numa unidade industrial uma vez que apenas 19% da potência consumida é usada para produzir ar. Em Portugal, os SAC representam um consumo de 2,8 TWh por ano, sendo por isso de grande importância que estes sejam o mais eficientes possível. Melhorias ao nível destes sistemas podem levar a poupanças energéticas entre os 20 e os 50%.

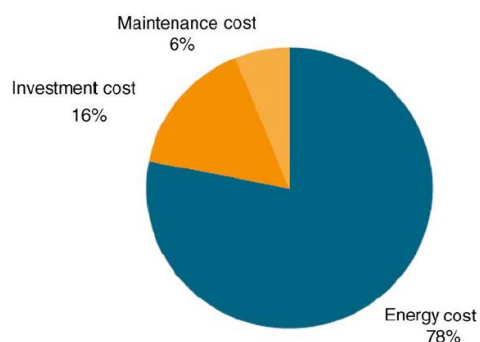


Figura 11 - Custos de um ciclo de vida de um compressor [10]

Como se pode ver na Figura anterior, os custos de operação de um compressor são bastante superiores ao seu custo de aquisição e manutenção.

Deste modo, faz sentido que no momento da compra de um compressor se olhe para a eficiência do mesmo e não apenas para o valor do investimento inicial, uma vez a diferença de preço de adquirir um compressor mais caro, mas que seja mais eficiente, será amortizada quando tida em conta na redução da factura energética.

Compressores sobredimensionados e que estejam em condições de utilização que não as ideais são os modos mais comuns do aparecimento de ineficiências e desperdícios.

## 2.1.2 Componentes dos SAC

- **Compressor**

Os compressores dividem-se em dois tipos: volumétricos e dinâmicos. Estes podem ser ou não lubrificados com óleo.

No caso dos compressores volumétricos, a compressão é obtida através da redução do volume do ar enquanto nos dinâmicos a compressão resulta da transformação da energia cinética em energia de pressão. Neste segundo caso, a massa de ar é acelerada num impulsor e subitamente desacelerada e expandida num difusor, o que transforma a energia cinética em energia de pressão. A Figura seguinte esquematiza os diferentes tipos de compressores mais comuns no mercado.

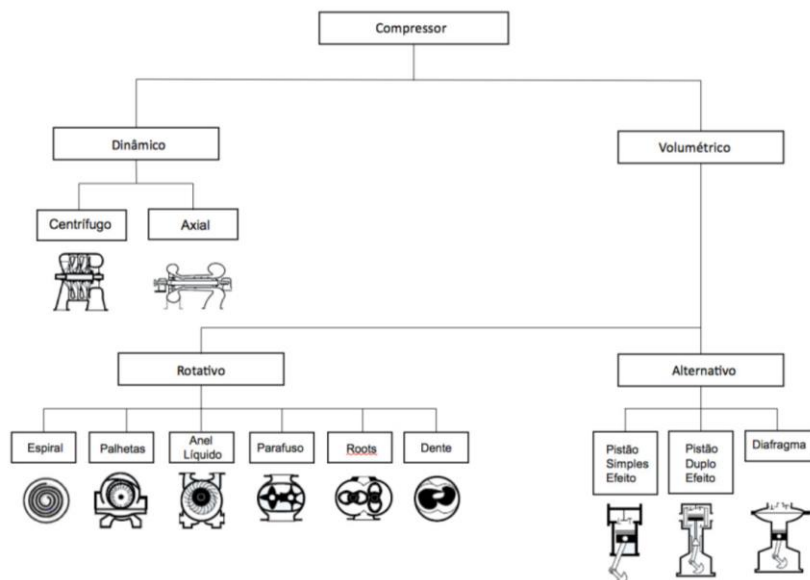


Figura 12 - Tipos de Compressores [9]

A escolha do compressor depende das necessidades do utilizador, nomeadamente da pressão de serviço, caudal e tipo de ar utilizado – isento de óleo ou lubrificado – e os consumos ( $kWh/m^3$ ). Na medição destes, deve-se ter em atenção as condições de referência a usar. Na Europa, a mais utilizada é o *Free Air Delivery* (FAD) que toma por condições de referência uma temperatura de 20°C, pressão de 1 bar e Humidade Relativa de 0%.

- **Rede de Distribuição de Ar**

O dimensionamento das tubagens de distribuição de ar tem uma grande importância e este deve ser o mais linear possível e em anel fechado, em detrimento de tubagens em aranha. A escolha de materiais das tubagens é também um factor a ter em conta, consoante a qualidade de ar pretendida. Nos pontos de alimentação devem ser instaladas válvulas de seccionamento automático e dimensionados os diâmetros de modo a reduzir as perdas de carga e adicionalmente, no caso das válvulas, aumentar a flexibilidade e permitir uma manutenção adequada. Na óptica de minimizar as perdas de carga, deve-se optar por válvulas de macho esférico ou de borboleta em detrimento de válvulas de diafragma. A geometria deve ser desenhada de modo a causar a mínima turbulência. Deste modo, devem-se evitar troços sinuosos e curvas de raio curto, bem como privilegiar as ligações em “Y” em vez das ligações em “T”.

Os materiais mais comuns para as tubagens são os Aços em Carbono para as indústrias pesadas e Aços Inoxidáveis quando a qualidade de ar exigida é maior.

No caso de utilização de diferentes pressões de serviço, deve-se ainda considerar a instalação de redes distintas para cada pressão e evitar o uso de reguladores de pressão uma vez que estes representam um aumento no consumo energético.

- **Armazenamento de Ar**

O reservatório de ar comprimido tem simultaneamente a função de armazenar o ar comprimido e a de compensar as variações de pressão na rede. O seu uso e instalação devem estar de acordo com o Despacho 1859/2003, 2.<sup>a</sup> série referente a Recipientes de Ar Comprimido (RAC) publicado em Diário da República [11]. No documento, os RAC são subdivididos em três classes de perigo – A, B e C - consoante a sua energia potencial.

Independentemente da classe do RAC, o seu volume mínimo deve ser calculado através da seguinte equação:

$$V = \frac{0,25 \times Q_c \times p_1 \times T_0}{f_{max} \times (p_u - p_L) \times T_1} [m^3] \quad (1)$$

Em que  $(p_u - p_L)$  representa o diferencial de pressão entre carga e vazio,  $T_1$  e  $p_1$  a temperatura e pressões máxima de entrada no compressor,  $T_0$  a temperatura do ar comprimido no reservatório,  $f_{max}$  a frequência máxima do compressor e  $Q_c$  a capacidade do compressor em FAD.

Pode ainda ser necessária a instalação de um RAC adicional para manter a estabilidade de pressão na rede em picos de consumo.

- **Tratamento de Ar**

O ar aspirado deve ser o mais frio, limpo e seco possível. Um aumento de 3°C pode levar a um aumento de potência consumida na ordem de 1%. Já o ar húmido pode levar a corrosão das tubagens da rede de distribuição.

Os contaminantes mais comuns encontrados num SAC são assim a humidade, partículas, óleo e hidrocarbonetos pelo que se devem arranjar mecanismos para a eliminação destes contaminantes.

Wright [12] aborda o tema dos filtros de ar e afirma que estes podem representar um custo significativo uma vez que levam a um aumento do consumo de energia. Assim, é importante que a tecnologia utilizada nos filtros esteja o mais optimizada possível. Para tal é preciso ter também em consideração a localização do filtro. As últimas tecnologias são capazes de remover 99,9999% de impurezas até 0,01 micrones de qualquer partícula, sem que ocorra queda de pressão. A escolha do filtro certo pode representar uma poupança anual de 400€.

No que toca à desumidificação, existem dois métodos que são os de secagem por arrefecimento e secagem por adsorção. A escolha do método a usar depende da temperatura do Ponto de Orvalho sob Pressão (PDP) no processo em questão. Para PDP superiores a 2°C aconselha-se o uso de secadores por refrigeração. Caso a temperatura de PDP seja inferior a 2°C devem-se usar secadores por adsorção. Estes podem recorrer a partículas dessecantes sólidas ou líquidas, o princípio de funcionamento é o mesmo.

Yin et al. [13] abordam um sistema de secagem por adsorção com recurso a um líquido pressurizado. Neste tipo de secadores a desumidificação é obtida pela passagem do ar comprimido por um material dessecante, que apresenta um poder de atracção das moléculas de água. Este método apresenta uma eficiência por volta dos 90% e um consumo energético inferior às medidas de secagem por recurso a arrefecimento. O método proposto contrasta directamente com os dessecantes sólidos por não necessitar de equipamentos tão volumosos e de a regeneração não necessitar de temperaturas tão elevadas, podendo mesmo ser alimentado por painéis de energia solar ou sistemas de recuperação de calor de um compressor.

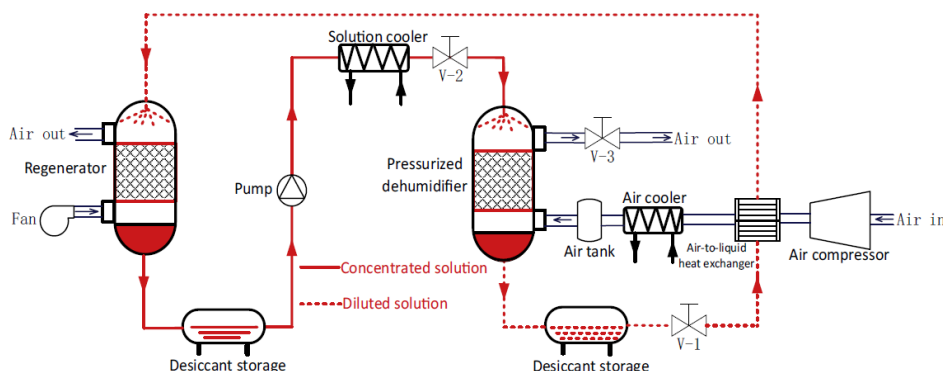


Figura 13 - Processo de Secagem por líquido dessecante [13]

Na Figura anterior pode ver-se o esquema do processo de secagem por líquido dessecante que é composto por um compressor, um tanque de ar e um refrigerador, um recipiente para uso do dessecante e outro de regeneração do mesmo. O ar comprimido vem do compressor, e passa por um permutador de calor e de seguida num refrigerador antes de entrar no desumidificador pressurizado, onde entra em contacto com a solução dessecante que remove o vapor de água existente.

Uma vez que a solução dessecante a determinado ponto fica saturada, é bombeada solução vinda do regenerador com a mesma pressão que o ar que entra, saindo simultaneamente a solução diluída.

### **2.1.3 Auditorias Energéticas**

A auditoria energética tem uma grande importância na medida em que é a ferramenta que permite analisar a utilização de energia e identificar as áreas onde o seu uso pode ser reduzido ou a eficiência aumentada. Resumindo, a auditoria energética quantifica o uso total de energia, fazendo um balanço entre a energia fornecida e os resultados da sua aplicação.

Para que uma auditoria a um SAC seja o mais completa possível, esta deve inspeccionar todo o sistema, começando pela área de produção de ar comprimido, passando de seguida pelos canais de distribuição e por fim nos seus utilizadores. Deve também ter em atenção aspectos como a localização da central de compressores, o nível da qualidade de ar, controlo de fugas e minimização da pressão de serviço. Estas inspecções devem ser feitas semanalmente, mensalmente e/ou anualmente consoante o sistema em questão.

Para realizar estas auditorias é necessário conhecer os perfis de consumo, ou seja, os regimes de utilização (horas de utilização, picos de pressão, etc.), a temperatura e pressão de trabalho, o caudal de ar e a energia eléctrica a utilizar pelo sistema de acordo com as necessidades.

### **2.1.4 Oportunidades de Melhoria Frequentes**

Existe muita pesquisa e trabalho feito na área da eficiência energética no que toca aos SAC. Dindorf [14] encontrou dezassete potenciais pontos de melhoria, referindo desde processos de limpeza – que devem ser efectuados com vácuo – até ao isolamento das válvulas ou a localização da central de compressores. Algumas das medidas com mais impacto são também discutidas por outros autores como se verá no seguimento deste sub capítulo.

Num artigo, Kaya et al. [15] destacam sobretudo três oportunidades de melhora para um SAC: fugas de ar, eficiência dos motores eléctricos e temperatura do ar que entra no compressor. Neste artigo, foram dados exemplos realistas cujo período de retorno do investimento para alcançar estas melhorias foi:

- 2 meses para a reparação de fugas de ar
- 20 meses para a instalação de motores de alta eficiência
- 12 meses para reduzir a temperatura de ar que entra, usando ar exterior

Por outro lado, Abdelaziz et al. [16], tendo também apontado a importância das duas primeiras medidas referidas, referem ainda três medidas adicionais através das quais se pode poupar energia: Recuperação de Calor, Variadores de Velocidade, Perdas de Carga.

- **Prevenção de fugas de ar**

As fugas de ar são a principal fonte de perdas de energia num SAC podendo chegar a atingir valores como 20 a 50% do valor total da potência do compressor. A detecção destas fugas faz-se através de ultra-sons e podem ser reparadas com medidas tão simples quanto apertar uma conexão ou em casos mais complexos pode envolver substituição de secções de tubo, mangueiras, juntas ou válvulas. Estas perdas para além de diminuírem a eficiência energética e levarem a um maior consumo de energia, provocam também um encurtamento da vida útil das peças em questão.

Na Figura 7 podemos ver a perda de potência em função do tamanho da fenda para uma pressão constante de 600 kPa.

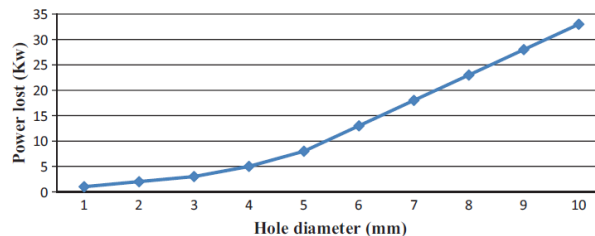


Figura 14 - Perda de Potência em função do diâmetro da fuga a 600 kPa [15]

Marshall et al. [17] afirmam que se pode estimar as fugas sabendo o volume total do sistema (incluindo tubagens, reservatórios secundários e todos os constituintes do SAC). Para tal, deve-se iniciar o sistema e colocá-lo à pressão de operação  $P_1$ . Deve-se tirar medidas durante o tempo  $T$  que o sistema leva a chegar até uma pressão  $P_2$ , que deve ser cerca de metade de  $P_1$ .

$$Fugas (ft^3/min) = 1.25 \times \frac{V \times (P_1 - P_2)}{T \times 14.7} \quad (2)$$

- **Motores de elevada eficiência**

Os motores são os grandes responsáveis pelo consumo de energia eléctrica no sector industrial e nos SAC em particular. Os motores comuns existentes no mercado já apresentam eficiências de 80% na maior parte dos regimes do seu funcionamento, podendo mesmo chegar aos 90% em carga total. No entanto, os fabricantes conseguiram subir ainda mais estes valores através de melhorias das características dos aços usados, laminas mais finas, melhorando o isolamento do rotor, estreitando o entreferro e através de um projecto mais eficiente do ventilador.

Em 2005, a Comissão Europeia dividiu os motores de acordo com a sua eficiência em três níveis –  $EFF_1$ ,  $EFF_2$  e  $EFF_3$  – sendo  $EFF_1$  o de maior eficiência. Os fornecedores devem indicar qual o nível de eficiência aquando da venda de um motor.



Para além de apresentarem menores perdas, as principais vantagens dos motores de elevada eficiência, em comparação com os outros, são que necessitam de menos manutenção, apresentam um maior tempo de vida devido à menor temperatura sentida nas bobinas e nos rolamentos e são mais fiáveis.

A nível europeu, uma mudança para este tipo de motores podia permitir uma poupança de 202 biliões kWh de uso de electricidade, o que se traduz numa poupança de cerca de 10 biliões de € e uma redução de 79 milhões de toneladas de emissões de  $CO_2$ .

- **Perdas de Pressão**

As perdas de carga, introduzidas pelas tubagens e acessórios da rede de ar, são muito frequentes e de certo modo inevitáveis em qualquer SAC. Resta ao utilizador tentar minimizá-las. Estas representam um custo significativo e a sua presença é constante durante o funcionamento do sistema. Assim, o compressor tem de produzir uma pressão superior àquela necessária para a utilização final para que, tendo em conta as perdas, a pressão mínima requerida para o processo seja assegurada. Para obter uma pressão final de 6,5 bar, é normal o compressor produzir ar a 8 bar. Um bar adicional na pressão do ar representa um acréscimo de 7% no consumo energético do SAC.

Estas perdas são consequência do aumento da velocidade do ar nos tubos da rede de distribuição e são muito dependentes da geometria dos mesmos.

Cálculo da Perda de Carga numa Tubagem:

$$\Delta P = f \times \frac{Q_v^{1.85} \times L}{d^5 \times P} \text{ [bar]} \quad (3)$$

Onde  $f$  representa o factor de atrito, que toma o valor de 280 para o Alumínio e 450 para Aço Galvanizado.  $Q_v$  é o caudal de ar em condições FAD,  $d$  o diâmetro interno do tubo em milímetros,  $L$  o comprimento total da tubagem em metros e  $P$  a pressão absoluta em bar.

- **Recuperação do Calor Perdido**

Entre 80 a 93% da energia eléctrica usada por um compressor é convertida em calor. Em muitos dos casos, uma unidade de recuperação bem desenhada pode recuperar desde 50 até 90% deste calor perdido e pô-lo em uso para aquecimento de outras aplicações que usem água ou ar.

- **Variadores Electrónicos de Velocidade (VEV)**

A instalação de VEV's é a melhor maneira de reduzir o consumo de um motor. A maior parte dos motores eléctricos foram desenvolvidos para utilizações de velocidade constante, logo, estão optimizados apenas para uma banda de rotações. A instalação de um VEV permite que o sistema tenha um arranque e paragem mais harmonioso, o que pode levar a poupanças até à ordem dos 50%, para além de aumentar a vida útil do motor e diminuir a necessidade de manutenções [18,19].

## 2.2 Sistemas de Vapor

Quando se fala em Sistemas de Vapor está-se a referir tanto às caldeiras industriais que produzem o vapor de água necessário a utilizar nos processos em questão, como às tubagens de distribuição, sistema de retorno de condensados, economizador e desgaseificador. As referidas caldeiras são equipamentos que produzem vapor através da combustão de gás natural, óleo, carvão, electricidade ou biomassa.

### 2.2.1 Tipos de Caldeiras

Nos dias que correm existem 2 tipos de caldeiras: Gás-Tubulares e Aqua-Tubulares. O segundo tipo de caldeiras apresenta vantagens em relação às primeiras pelo facto de apresentarem uma maior superfície de aquecimento (o que permite produzir vapor a pressões mais elevadas) e devido também ao reduzido do risco de explosões, uma vez que estas são controladas e se passaram a dar dentro da caldeira.

As caldeiras gás-tubulares foram sendo substituídas pelas aqua-tubulares uma vez que as primeiras apresentavam rendimentos baixos. As aqua-tubulares apresentam uma superfície de aquecimento bastante maior e necessitam de um volume de água em circulação muito menor.

### 2.2.2 Eficiência de Caldeiras

Rocco e Morabito [20] apontam que são poucas as empresas que têm um sistema de controlo informatizado para a gestão de operações na produção de vapor e afirmam que em fábricas com mais de uma caldeira os momentos de accionamento, regimes de funcionamento e o *shutdown* dos equipamentos são determinados pelo possível aumento ou redução da procura de vapor.

Neste estudo, desenvolveram um modelo cuja função matemática tem como objectivo minimizar o somatório das quatro parcelas que compõem os principais custos do sistema. São estas: os custos de aquisição de combustível (compra e transporte), custo de *stock*, custos de accionamento da caldeira e custos adicionais durante o regime de funcionamento.

Nos Estados Unidos da América, o Conselho dos Proprietários de Caldeiras Industriais (*Council of Industrial Boiler Owners – CIBO*) associa a eficiência das caldeiras a quatro principais características: 1) Tipo de combustível queimado, 2) Sistema de Combustão, 3) Design do equipamento e 4) Sistema Operacional de Controlo de Vapor.

Qu et al. [21] concluíram que quanto menores as temperaturas dos gases de escape do interior da caldeira, maiores valores de rendimentos se podem conseguir como se pode verificar pela Figura seguinte. Para uma mesma temperatura de gás, o rendimento da caldeira é tanto menor quanto maior for o excesso de ar induzido, uma vez que quanto maior for esse excesso de ar, maior é o calor perdido para o exterior da câmara de combustão. Adicionalmente, o excesso de ar introduz em maior proporção Azoto (cerca de 78%) do que Oxigénio, pelo que a temperatura atingida é menor.

Para além disso, é notável que existem dois regimes e um ponto de inflexão para as seis curvas correspondentes aos seis valores para o rácio de excesso de ar. Este ponto de inflexão verifica-se no ponto de orvalho do gás.

Para temperaturas inferiores à do ponto de orvalho, verifica-se rendimentos da caldeira muito superiores devido à grande quantidade de energia latente produzida pelo vapor de água quando é condensado.

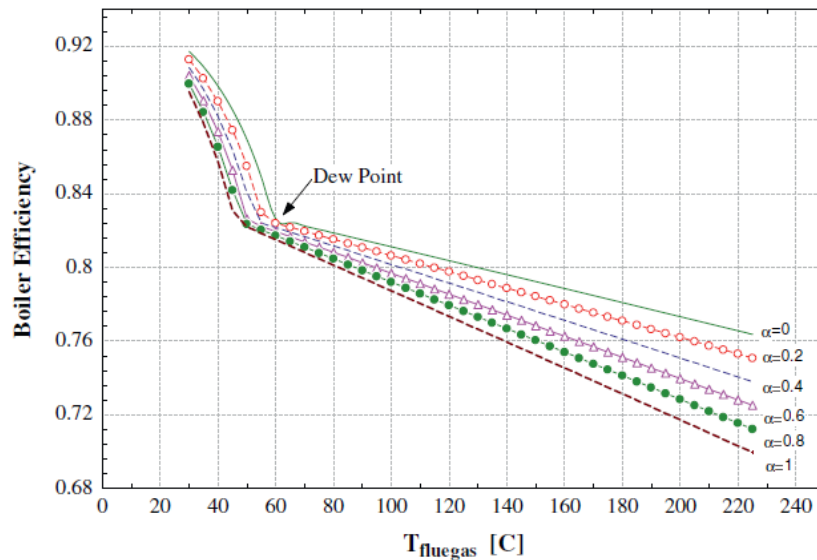


Figura 15 - Eficiência da Caldeira a diferentes rácios de excesso de ar [21]

Zhu et al. [22], num artigo sobre um sistema de recuperação de calor através de uma bomba de absorção e de contacto directo com um permutador de calor concluíram que o rendimento de uma caldeira pode ser maximizado não só através de ir ao encontro de uma fonte fria que reduza a temperatura dos gases de exaustão, mas também promover a capacidade de troca de calor para reduzir a diferença de temperaturas no permutador de calor. Neste mesmo documento definiram o rendimento da caldeira como:

$$\eta = \frac{Q_r^d + H_g + \alpha H_a - H_f}{Q_r^d} \quad (4)$$

Em que  $Q_r^d$  representa o Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural,  $H_g$  a sua entalpia,  $H_a$  a entalpia do ar para combustão completa,  $\alpha$  o rácio de excesso de ar e  $H_f$  a entalpia do gás de combustão.

## 2.3 Sistemas de Cogeração

A cogeração combina os ciclos de produção de calor e electricidade em simultâneo. Os seus produtos – electricidade e vapor de água/água quente – são provenientes de um só *input*: o combustível queimado [23].

A actividade da cogeração deve-se reger de acordo com as necessidades de calor que satisfaçam o processo em questão. Ao fazer o aproveitamento eléctrico, é possível atingir rendimentos na ordem dos 90% e uma melhoria relativa de 35% na economia de energia quando comparado com o processo de produção de calor convencional, como se pode ver na Figura que se segue.

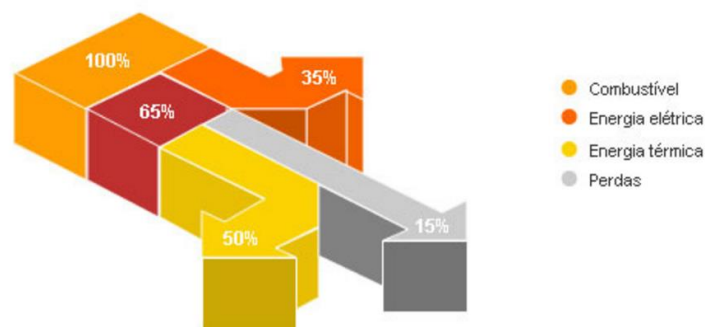


Figura 16 - Energia num Sistema de Cogeração [24]

Para além de oferecer elevada eficiência energética ao processo e poucas perdas de transmissão e distribuição, uma das principais vantagens dos sistemas de cogeração são as baixas emissões de  $CO_2$ . Segundo Shabbir e Mirzaeian [25] este é um dos processos mais efectivos neste aspecto.

Por outro lado, estes sistemas requerem grandes investimentos, custos de manutenção acrescidos e estão limitados a instalações pequenas quando comparadas com as centrais térmicas convencionais devido à maior dificuldade de transporte da energia térmica.

### 2.3.1 Tecnologias Existentes

Existem duas classificações possíveis para os sistemas de cogeração consoante a sequência do modo como é feito o aproveitamento da energia: *topping* ou *bottoming*. Apenas os sistemas *topping* serão considerados uma vez que são os mais utilizados nos dias de hoje. Neste sistema, o combustível fornecido é utilizado primeiramente para a produção de electricidade e de seguida para o aproveitamento térmico.

No Anexo A1 encontra-se uma tabela que faz o comparativo das tecnologias existentes no que toca às vantagens e desvantagens de cada uma bem como características técnicas, valores de investimento, manutenção, etc. No entanto neste capítulo apenas vão ser abordadas a Turbina a Gás – Ciclo de Brayton, a Turbina a Vapor – Ciclo de Rankine e o Ciclo Combinado uma vez que são as que mais se adequam para a situação em estudo.

## Turbina a Gás – Ciclo de Brayton

Este tipo de tecnologia é frequentemente utilizada em instalações de cogeração de larga escala devido à sua elevada fiabilidade e alargada gama de potência. A turbina a gás tem um funcionamento como um ciclo de Brayton, como se pode observar na Figura que se segue. Na câmara de combustão, o ar entra em contacto com o combustível e é queimado a pressão constante. Os gases resultantes entram numa turbina, a uma temperatura de cerca de 500°C, são expandidos e produzem trabalho. A instalação de um recuperador de calor (HRSG) permite o aproveitamento destes gases para produzir vapor.

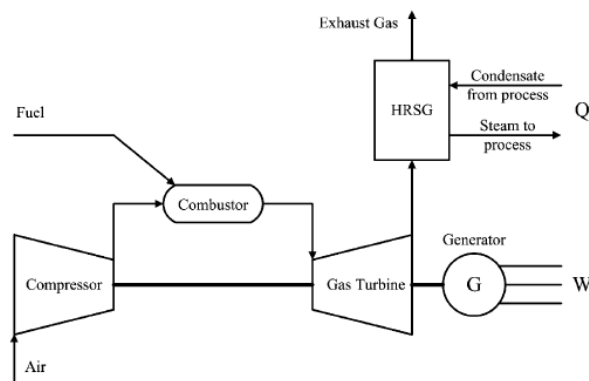


Figura 17 – Turbina a Gás - Ciclo Brayton [26]

Este tipo de ciclo é utilizado sobretudo nas grandes centrais de produção eléctrica uma vez que permite um aumento da eficiência eléctrica numa gama entre 35-45%. O rácio electricidade/calor toma valores entre 0,6 e 2,0.

## Turbina a Vapor – Ciclo de Rankine

A turbina a vapor funciona de acordo com o ciclo de Rankine e, dependendo da sua pressão de saída, pode apresentar dois tipos de configuração. Pode ser de “Contrapressão”, na qual o vapor sai da turbina a uma pressão superior à atmosférica, ou de “Extracção”, no qual o vapor é extraído da turbina a pressões inferiores à atmosférica.

Neste tipo de sistemas, o vapor sobre aquecido de alta pressão é produzido numa caldeira, e de seguida alimenta uma turbina responsável pela produção de electricidade. Esta turbina tem de estar desenhada de modo a que se consiga garantir vapor suficiente à saída para alimentar o processo industrial.

Tipicamente este tipo de sistemas produz cinco vezes mais energia térmica do que eléctrica pelo que deve ser utilizado em centrais térmicas considerando a electricidade como um subproduto. A utilização do vapor a uma pressão relativamente elevada prejudica sensivelmente o rendimento eléctrico, mas melhora o rendimento térmico.

Na Figura que se segue encontra-se um esquema do sistema de produção em questão.

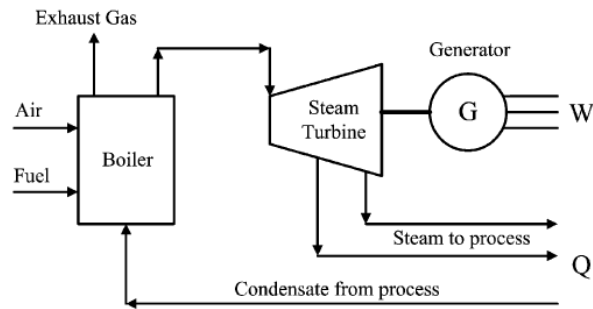


Figura 18 – Turbina a Vapor - Ciclo Rankine [26]

### Ciclo Combinado

Um sistema de cogeração que funcione com ciclo combinado consiste na agregação das duas tecnologias anteriormente referidas. Quanto ao seu princípio de funcionamento, o mesmo é baseado na combinação dos ciclos de Brayton e Rankine, tal como se pode observar na Figura seguinte. As turbinas a gás acionam os geradores eléctricos, sendo o calor dos gases de escape posteriormente aproveitado (que se encontram na ordem dos 450 °C a 550 °C) para a produção de vapor que, numa fase posterior, será expandido na respetiva turbina conseguindo-se assim uma produção adicional de energia eléctrica. O vapor que não possa ser aproveitado na turbina a vapor pode ainda ser utilizado para o fornecimento de energia térmica.

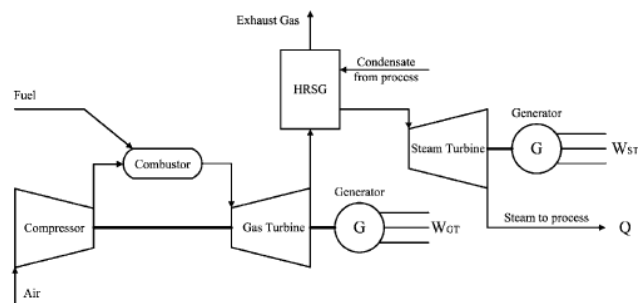


Figura 19 - Ciclo Combinado [26]

Uma das principais vantagens deste tipo de tecnologia em unidades de cogeração é o facto de o ciclo combinado permitir maximizar a produção de energia eléctrica. No entanto, quando se pretende também a produção de energia térmica, recorre-se para à utilização de extratores de vapor.

Quanto ao seu funcionamento, os sistemas de cogeração são caracterizados por deterem uma disponibilidade média anual situada entre os 77 e os 85 % e também por possuírem uma esperança de vida útil entre os 15 e os 25 anos.

Com o intuito de minimizar as perdas termodinâmicas existentes neste tipo de sistemas, e também obter uma maior amplitude de ajuste na curva do vapor, são utilizados ciclos duplos ou triplos de pressão. No entanto, uma vez que se utiliza tanto uma turbina a vapor como, pelo menos, uma turbina a gás, a instalação de um sistema deste tipo se revela-se extremamente dispendiosa.

### 2.3.2 Metodologia de Dimensionamento

Nos últimos anos foram feitos vários estudos sobre a viabilidade da instalação de uma unidade de cogeração. Neste subcapítulo descreve-se a metodologia utilizada nestes estudos.

Num estudo recente, Kazi et al. [27] afirmam que o dimensionamento da cogeração é baseado nas necessidades térmicas e eléctricas do sistema. Neste estudo os autores defendem que a optimização do processo de cogeração é dada pelo valor mínimo da fórmula dos custos anuais totais, que é dependente de custos fixos e de operação (relacionados com os combustíveis, caldeiras e turbinas), bem como de poupanças de taxas relativas a emissões ou possíveis rendimentos de electricidade ou energia térmica e electricidade excedente que possa ser vendida à rede.

Para conhecer os custos associados a esta atividade, é muito importante ter conhecimento de como é a distribuição da procura térmica e eléctrica do processo. Celador et al. [28] fizeram um estudo sobre a viabilidade de instalação de um sistema de cogeração através de um motor de combustão interna no sector residencial em Espanha. Na figura seguinte pode-se encontrar a representação da procura de potência térmica ao longo de um ano (8760 horas).

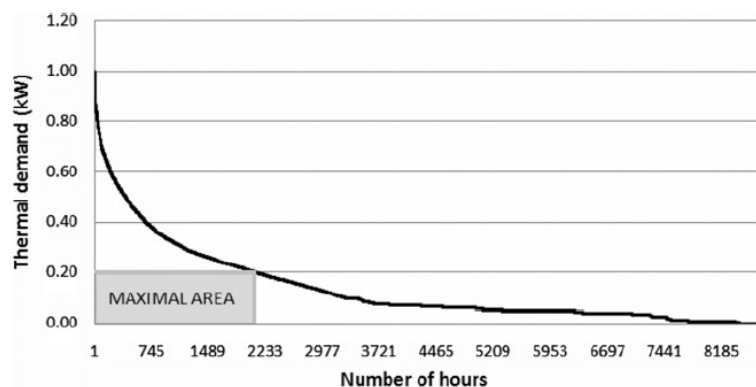


Figura 20 - Curva das necessidades Térmicas, "Método da área máxima" [28]

Um dos métodos mais utilizados hoje em dia para proceder ao dimensionamento de uma central de cogeração é o método da área máxima. Este método consiste em escolher como potência aquela que permita gerar a maior quantidade de energia térmica à carga máxima. Os autores defendem que a melhor maneira de aumentar o número de horas de funcionamento e consequentemente o rendimento e rentabilidade é através do armazenamento de energia térmica uma vez que este actua como amortecedor entre a produção de calor e a sua utilização.

Arcuri et al. [29], num estudo sobre centrais de cogeração e trigerção, desenvolveram um modelo que através dos diagramas de carga horária permite o dimensionamento óptimo da central baseando-se num método de programação não linear inteira mista. Concluíram que para as diferentes tecnologias existentes de cogeração, os seus rendimentos eléctricos estão muito influenciados pela dimensão da central, existindo uma relação de proporcionalidade entre as duas, ou seja, quanto maior a potência instalada, maior o rendimento eléctrico. A esta proporcionalidade chamaram "Efeito

de Escala” e obtiveram expressões matemáticas para a esta relação para algumas tecnologias, como para a turbina de gás simples (TG), micro turbinas (MTG), motores de combustão interna (ICE) e pilhas de combustível (FC) de média e alta temperatura. No entanto, para estas últimas, o rendimento eléctrico não se altera com o aumento da potência devido às suas propriedades modulares.

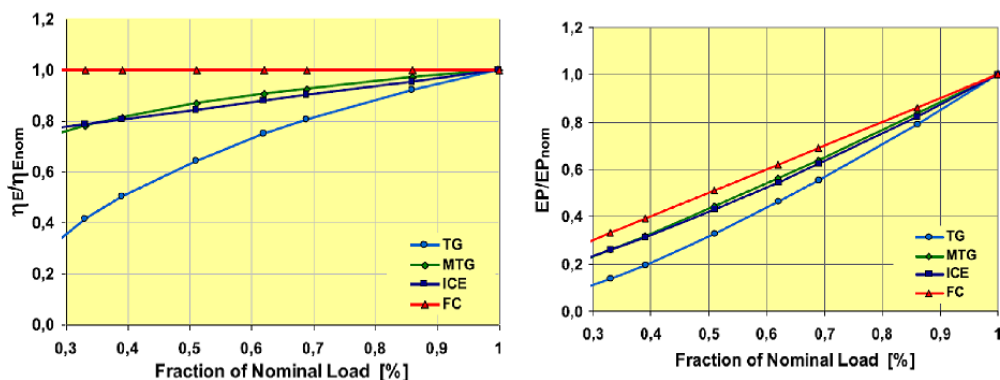


Figura 21 - Rendimento e Potência Eléctrica em função da carga [29]

Um dos aspectos mais críticos no dimensionamento de um sistema de cogeração é a deterioração do seu rendimento quando opera em carga parcial. Isto pode ser relevante quando a procura de energia não segue um padrão estável, mas sim variável em períodos tão curtos como um só dia. Na Figura anterior pode-se observar como a carga parcial pode influenciar tanto o rendimento ( $\eta_E$ ) como a potência eléctrica (EP) das diferentes tecnologias de cogeração. Verifica-se também que quanto maior a potência instalada, menor o preço por kW.

No problema em questão é feita uma análise a curto prazo, realizada para o período de um ano solar no qual o objectivo é a maximização da Poupança da Factura Energética (PFE) e uma a longo prazo cuja função objectivo é o Valor Actual Líquido (VAL), tendo sempre em consideração a vertente ambiental, ou seja, a Poupança da Energia Primária (PEP). Todas estas variáveis estão definidas nos próximos subcapítulos.

### 2.3.3 Indicadores Energéticos

Um dos parâmetros usados na caracterização de uma instalação de cogeração é a razão entre o Calor (Q) e o Trabalho (E) produzidos [29]:

$$\gamma_{CG} = \frac{Q}{E} \quad (5)$$

Na tabela seguinte apresentam-se alguns valores típicos destas razões para algumas das tecnologias faladas no capítulo anterior.



Tabela 3 - Razão Calor Trabalho por Tecnologia [30]

Turbina de contra-pressão	1- 4
Turbina de gás	0,5-1,5
Motor Diesel	0,2-0,8

Como se pode observar pela figura seguinte, o valor ideal para esta razão é próximo de 1, o que permite alcançar maiores poupanças de energia.

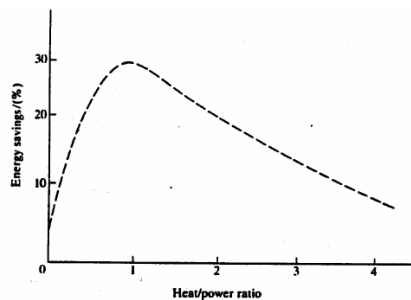


Figura 22 - Poupança de Energia em função da Razão Calor Trabalho [29]

No caso em que a produção de electricidade e calor são feitos em separado, define-se como rendimento a razão entre a energia utilizada e a energia oferecida pelo combustível, ou Poder Calorífico Inferior (PCI). Deste modo, definem-se os rendimentos eléctrico e térmico como:

$$\eta_E = \frac{E}{C} \quad (6)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{C} \quad (7)$$

Assim, o rendimento global de um processo de cogeração, que se apresenta naturalmente superior ao rendimento de cada processo em separado, pode surgir como:

$$\eta_G = \eta_E + \eta_Q = \frac{Q + E}{C} \quad (8)$$

Uma vez que num sistema de cogeração existe produção simultânea de calor e electricidade, foi necessário criar um parâmetro capaz de avaliar o rendimento efectivo da instalação. A legislação portuguesa (Decreto-Lei 313/2001) [31] definiu o **Rendimento Eléctrico Equivalente (REE)**:

$$REE = \frac{E}{C - \frac{T}{0,9 - 0,2 \times \frac{CR}{C}}} \quad (9)$$

Este é um coeficiente adimensional que é função da energia anual produzida pelo co-gerador (E), da energia térmica consumida anualmente (T), da energia primária consumida na instalação de cogeração (C) avaliada a partir do PCI do combustível e do equivalente energético dos recursos renováveis ou resíduos industriais, agrícolas ou urbanos (CR) consumidos na instalação de cogeração. Os valores de E, T, C e CR são valores aprovados no acto de licenciamento e têm as mesmas unidades de energia (kWh).

Dependendo do combustível em questão, o REE toma os valores mínimos de:

$REE \geq 0,55$  – Gás Natural ou Gases de Petróleo Liquefeitos

$REE \geq 0,50$  – Fuelóleo

$REE \geq 0,45$  – Instalações de Biomassa ou combustíveis residuais

A justificação destes valores é que para que a cogeração se tornasse vantajosa, o seu REE deveria ser igual ou superior ao melhor método de produção de energia eléctrica existente na altura.

Outro parâmetro importante, definido no Anexo III do Decreto-Lei (DL) n.º 23/2010 [31], é a **Poupança de Energia Primária (PEP)**:

$$PEP = \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} \right) + \left( \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}} \right)} \right) \times 100\% \quad (10)$$

Na equação anterior,  $CHP H_{\eta}$  e  $CHP E_{\eta}$  representam respectivamente a eficiência térmica e eléctrica do processo e  $Ref H_{\eta}$  (87 %) e  $CHP E_{\eta}$  (33 %, uma vez que se recorre apenas a energia verde) os valores de referência para as eficiência nos processo de produção separados de calor e electricidade.

Este parâmetro permite avaliar o desempenho do sistema de cogeração em comparação com o caso em que os métodos convencionais produzem a mesma quantidade de calor e electricidade.

### 2.3.4 Modalidades de Cogeração

Como se verá de seguida, o regime remuneratório em Portugal é definido no Decreto de Lei n.º 23/2010, no qual são referidas duas modalidades de cogeração que de seguida se apresentam.

Tal como definido no referido Decreto de Lei, a **modalidade geral** é acessível a todas as cogerações, não apresentando restrições de potência. No entanto, qualquer instalação de potência superior a 100 MW encontra-se automaticamente nesta modalidade.

As condições de remuneração da energia térmica e eléctrica baseiam-se sobretudo nas condições dos mercados, apesar de, à data do decreto de lei, se prever para instalações de potência inferior a 100 MW a atribuição de prémios de participação no mercado.

No entanto, no Decreto de Lei n.º 68-A/2015 esta foi subdividida em duas submodalidades: A e B.

#### Submodalidade A:

Fazem parte desta modalidade todas as unidades que apresentem uma potência igual ou inferior a 20 MW e que operem em modo de autoconsumo da electricidade produzida, sendo os excedentes eléctricos entregues ao Comercializador de Último Recurso (CUR) e remunerados de acordo com uma tarifa. O valor desta tarifa foi publicado numa data posterior numa portaria.

#### Submodalidade B:

Esta será a modalidade a ser adoptada pelo os promotores que pretendam operar em regime de venda total ou parcial da electricidade produzida em mercados organizados ou através da celebração de contractos bilaterais.

Em relação ao DL anterior, deixa de existir o prémio de participação no mercado e deixa de haver pagamento da Tarifa de Comercialização para dar lugar à Tarifa de Uso Global do Sistema aplicável.

A **modalidade especial**, tal como definida em 2010 afigurava-se acessível apenas a instalações com uma potência inferior a 100 MW. No entanto, no Decreto de Lei publicado em 2015 este valor foi reduzido e passou para os 20 MW. Nesta modalidade, a remuneração de energia térmica processa-se consoante as condições de mercado, no entanto a energia eléctrica é também entregue à rede para comercialização pelo CUR, tal como na submodalidade A. Esta modalidade dura enquanto se mantiverem as condições para atribuição dos prémios de elevada eficiência e de energia renovável por um período de 120 meses, podendo este ser prorrogado por mais 60 meses.

Convém ainda distinguir os tipos de eficiência numa unidade co-geradora.

Na Figura seguinte podemos ver os dois tipos e quais os requisitos para pertencer a cada um deles.

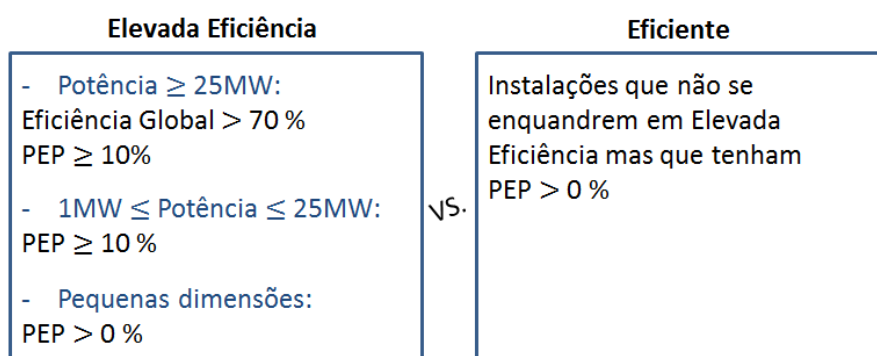


Figura 23 - Cogeração de Elevada Eficiência VS Eficiente

### 2.3.5 Parâmetros Económicos

Uma vez que é objectivo desta dissertação estudar a viabilidade da instalação de um sistema de cogeração, é necessário conhecer alguns indicadores económicos e legislação (exposto no subcapítulo anterior) desta actividade para poder fazer uma análise sobre qual a melhor opção quer a nível energético quer económico.

Neste tipo de análises, o objectivo principal é sempre quantificar a Poupança na Factura Energética (PFE), ou seja, o valor que se poupa na compra de electricidade através do autoconsumo ou venda, mas também analisar os conhecidos indicadores económicos de qualquer investimento:

Valor Actual Líquido (VAL), Taxa Interna de Retorno (TIR) e o Período de Retorno do Investimento (PRI).

#### Poupança na Factura Energética (PFE)

A PFE ao passar de uma central convencional para uma central de cogeração é dada por:

$$PFE = \text{Custo}_{\text{Convencional}} - \text{Custo}_{\text{Cogeração}} \quad (11)$$

Pode-se definir o custo convencional como:

$$\text{Custo}_{\text{Convencional}} = \text{Custo}_{\text{Caldeira}} + \text{Custo}_{f_{GN}} \quad (12)$$

Em que o custo da caldeira é aquele que diz respeito ao consumo de gás natural pela caldeira para produzir o vapor ou água quente – consoante a aplicação – e o custo  $f_{GN}$  é a parcela que diz respeito aos custos fixos do gás natural, que obedece a legislação e é dada por:

$$\text{Custo}_{f_{GN}} = d \times T_{\text{fixo}} + C_{\text{max}} \times (T_{\text{cap entr}} + T_{\text{entr}}) + C_{\text{mensal}} \times T_{\text{energia}} + \text{Taxa}_{\text{ocupação}} \quad (13)$$

Na equação anterior  $d$  representa o número de dias do mês em análise,  $T_{\text{fixo}}$  o termo fixo da fatura de gás natural,  $C_{\text{max}}$  o consumo máximo diário para o período de um ano antes da fatura,  $T_{\text{cap entr}}$  o termo de capacidade de entrada da fatura energética e  $T_{\text{entr}}$  o termo de entrada.  $C_{\text{mensal}}$  refere-se ao consumo mensal de gás natural,  $T_{\text{energia}}$  refere-se ao termo de energia e  $\text{Taxa}_{\text{ocupação}}$  referente ao subsolo do município.

O custo da central de cogeração tem associadas as mesmas parcelas de custo que o método de produção de calor convencional atrás referido, no entanto deve-lhe ser subtraído o valor da remuneração resultante da venda da energia eléctrica à rede abrangido pelo regime de bonificação em causa.

Para além dos custos contemplados na PFE, tem ainda de se ter em conta que o Decreto de Lei n.º 23/2010 contemplava a remuneração e atribuição de prémios de participação no mercado ( $PPM_m$ ), eficiência energética ( $PE_m$ ) e de uso de energias renováveis ( $PR_m$ ). No entanto, uma reformulação

deste decreto levou à extinção do prémio de participação no mercado ficando apenas em vigor os prémios de eficiência e de energias renováveis.

A remuneração associada à cogeração, bem como as **tarifas de referência** ( $T_{refm}$ ) e equações de cálculo para os referidos prémios foram posteriormente abordadas nos artigos 4º, 5º, 6º e 7º da Portaria n.º 140/2012.

$$T_{refmpc} = 1.10 \times T_{refm} \text{ [€/MWh]} \quad (14)$$

$$T_{refmvs} = 0.87 \times T_{refm} \text{ [€/MWh]} \quad (15)$$

Nas equações anteriores,  $T_{refmpc}$  corresponde à tarifa de referência nas horas de cheia e ponta no mês “m” e  $T_{refmvs}$  corresponde às horas de vazio e super vazio.

Passando agora à análise do **prémio de energia renovável**, aplicável a unidades de cogeração em modalidade especial e que é calculado em função da proporção de combustíveis renováveis utilizados, foi estipulada a seguinte equação:

$$PR_m = T_{refm} \times R \times \frac{CR}{C} \times EEPL_m \quad (16)$$

Em que  $R$  é uma constante que toma o valor de 0.1,  $\frac{CR}{C}$  representa a fracção de combustíveis renováveis consumidos na instalação de cogeração no ano civil anterior ao mês “m” em termos percentuais comparando com a energia total consumida na unidade industrial, certificada pela Entidade Emissora de Garantias de Origem (EEGO) e finalmente, o termo  $EEPL_m$  [MWh] é relativo à energia eléctrica produzida pela instalação de cogeração no mês “m”, excluindo os consumos nos sistemas auxiliares internos de produção energética.

No que diz respeito ao **prémio de elevada eficiência**, destinado a unidades de elevada eficiência inseridas na modalidade especial, pode ser calculado pela equação:

$$PE_m = PC \times \frac{PEP}{1 - PEP} \times EEPL_m \times k \times \frac{EP}{EE} \quad (17)$$

Onde  $PC$  diz respeito ao custo de referência para a valorização de energia primária e toma o valor de 28.71 €/MWh.

O termo  $PEP$ , como já foi visto, é a poupança de energia primária,  $k$  é um factor adimensional que é função da  $PEP$  e toma o valor de 0.5 para cogeração de elevada eficiência e 0.3 para cogeração eficiente.

Por fim,  $\frac{EP}{EE}$  é a relação entre a energia primária consumida na instalação de cogeração no ano civil anterior ao mês m e a energia eléctrica produzida na instalação de cogeração no mesmo período, certificada pela EEGO, utilizando-se, enquanto não houver aquela certificação, os seguintes coeficientes de acordo com o tipo de instalação:

- Motor alternativo a gás natural: 2,86
- Turbina a gás natural com potência inferior a 20 MW: 3,70
- Turbina a gás natural com potência igual ou superior a 20 MW: 3,12
- Motor alternativo a fuelóleo: 2,60
- Turbina a vapor: 5
- Ciclo combinado: 2,5
- Cogeração renovável: 5

No entanto, mais tarde em 2012, devido às dificuldades financeiras do país e com o objectivo de minimizar os encargos com a atribuição destes prémios, através da Portaria nº. 325-A/2012, o governo introduziu valores para o limite máximo dependendo do tipo de tecnologia e potência em questão.

Esses limites foram no entanto revistos no Decreto de Lei n.º 68-A/2015 e tomam o valor máximo de 7.5 €/MWh

Na tabela seguinte pode-se encontrar um resumo das remunerações para as diferentes modalidades.

**Tabela 4 - Remuneração nas Modalidades de Cogeração**

<b>Modalidade Especial</b>	<b>Modalidade Geral</b>
Fornecimentos de energia térmica a terceiros, em que o preço de venda é o que resultar dos contractos livremente celebrados entre o co-gerador e o cliente ou clientes da energia térmica produzida na instalação de cogeração	Fornecimentos de energia térmica a terceiros, em que o preço de venda é o que resultar dos contractos celebrados entre o co-gerador e o cliente ou clientes da energia térmica produzida na instalação de cogeração
Fornecimentos de energia eléctrica ao comercializador de último recurso (CUR), sendo que o preço de venda é igual a uma tarifa de referência	Fornecimentos de energia eléctrica a cliente ou clientes directamente ligados à instalação de cogeração, em que o preço de venda é o que for livremente estabelecido entre as partes, não incidindo sobre estes fornecimentos tarifas de acesso às redes, com excepção da tarifa de uso global do sistema e da tarifa de comercialização
Um prémio de elevada eficiência, calculado em função da poupança de energia primária de cada instalação de cogeração (apenas acessível a instalações de elevada eficiência)	Fornecimentos através da celebração de contractos bilaterais com clientes ou comercializadores, em que o preço de venda é o que for livremente estabelecido entre as partes
Um prémio de energia renovável, em função da proporção de combustíveis de origem renovável consumidos	Fornecimentos em mercados organizados, em que o preço é o que resultar das vendas realizadas nesses mercados

## Compensação em regime de Autoconsumo

No mais recente decreto lei, para além de terem sido reduzidos os limites dos prémios aplicáveis à modalidade especial e ter sido extinto o prémio de participação no mercado na modalidade geral, o DL 2015 definiu ainda um valor para uma compensação mensal fixa que vigora durante um período de 10 anos, a pagar pelas instalações em autoconsumo, por cada kW de potência instalada dada pela seguinte equação:

$$C_{COG_{\alpha,t}} = P_{COG} \times V_{CIEG_{\alpha,t}} \times K_t \quad (18)$$

Em que  $P_{COG}$  representa a potência,  $V_{CIEG_{\alpha,t}}$  o valor que permite recuperar os Custos de Interesse Económico Geral (CIEG),  $K_t$  o coeficiente de ponderação que toma valores entre 0 e 50 % a aplicar ao ' $V_{CIEG_{\alpha,t}}$ ' tendo em consideração a representatividade da potência total registada das instalações de cogeração com potência eléctrica instalada igual ou inferior a 20 MW no Sistema Eléctrico Nacional, no ano 't'. Finalmente,  $\alpha$  representa o nível de tensão ou tipo de fornecimento.

Por sua vez  $V_{CIEG_{\alpha,t}}$  é dado por:

$$V_{CIEG_{\alpha,t}} = \sum_{n=0}^2 CEIGI_{i(t-n)}^p \times \frac{1}{3} + \sum_{n=0}^2 CEIGI_{i,h(t-n)}^e \times \frac{1}{3} \times \frac{4500}{12} \quad (19)$$

- 'CIEG<sub>i</sub><sup>p</sup>' — Corresponde ao somatório do valor das parcelas 'i' do CIEG, mencionadas no n.º 1 do artigo 3.º da Portaria n.º 332/2012, de 22 de Outubro, designadamente na alínea c), medido em € por kW, para o nível de tensão da respectiva instalação de cogeração, constante nos documentos tarifários, publicados pela ERSE para o ano 't -n'

- 'CIEG<sub>i</sub><sup>e</sup><sub>h</sub>' — Corresponde ao somatório, da média aritmética simples do valor para os diferentes períodos horários 'h' de cada uma das parcelas 'i' dos CIEG, medido em € por kWh, para o nível de tensão da respectiva instalação de cogeração, constante nos documentos tarifários, publicados pela ERSE para o ano 't -n'

- 'i' — Refere -se a cada uma das alíneas do n.º 1 do artigo 3.º da Portaria n.º 332/2012, de 22 de outubro

- 'h' — Corresponde ao período horário de entrega de energia eléctrica aos clientes finais, tal como definido na Portaria n.º 332/2012, de 22 de Outubro

- 't' — Corresponde ao ano de emissão do certificado de exploração da respectiva instalação de cogeração.

De seguida apresentam-se os indicadores para avaliação da viabilidade financeira de projectos, período de retorno de investimento e taxa de retorno do mesmo.

### Valor Actual Líquido (VAL)

O VAL é o indicador que permite analisar e comparar diferentes projectos consoante a sua vida útil, tendo em conta o valor do investimento e dos *cash flows* – a PFE neste caso – resultantes que permitem “recuperar” o valor do investimento. Denomina-se valor actual uma vez que este dá um valor de hoje resultante de montantes a obter no futuro. Um projecto apenas é atrativo do ponto de vista económico quando o VAL é superior a zero.

$$VAL = \sum_{i=0}^n \frac{CF_i}{(1+t)^i} - I \quad (20)$$

$CF_i$  representa o *cash flow* no ano  $i$ ,  $I$  o valor do investimento inicial e  $n$  o número de anos avaliado.  $t$  representa a taxa de actualização que depende das taxas de rendimento real  $t_1$ , prémio de risco  $t_2$  e taxa de inflação  $t_3$ . Esta pode ser calculada de acordo com a seguinte equação:

$$t = [(1+t_1)(1+t_2)(1+t_3)] - 1 \quad (21)$$

### Período de Retorno do Investimento (PRI)

O PRI consiste no período de tempo decorrido até à soma dos *cash flows* igualarem o investimento, de modo a “recuperá-lo” na totalidade. Ou de outro modo:

$$I = \sum_{i=0}^{PRI} CF_i \quad (22)$$

### Taxa Interna de Retorno (TIR)

A TIR representa a taxa de retorno que determinado projecto deveria ter para que o seu investimento fosse recuperado ao fim de  $n$  anos.

$$0 = \sum_{i=0}^n \frac{CF_i}{(1+TIR)^i} - I \quad (23)$$



### 3. Caso de estudo: Tabaqueira

#### 3.1 Sistema de Ar Comprimido

##### 3.1.1 Descrição do Sistema

A central de ar comprimido em questão é composta por 5 compressores do tipo “Parafuso Isento de Óleo” fornecidos pela Atlas Copco – apesar de estes apresentarem sempre níveis de óleo residuais devido ao óleo dos parafusos. Este tipo de compressores é vantajoso em comparação com outros tipos de compressores por produzir ar seco, apresentar uma boa eficiência, necessitar de menos filtros e mudanças de óleo e ter uma vida útil longa. Por outro lado, o custo de aquisição geralmente é elevado, requer mais que um estágio de compressão e os custos de manutenção são elevados.

Na Figura seguinte pode-se ver o esquema da central de produção de ar comprimido:

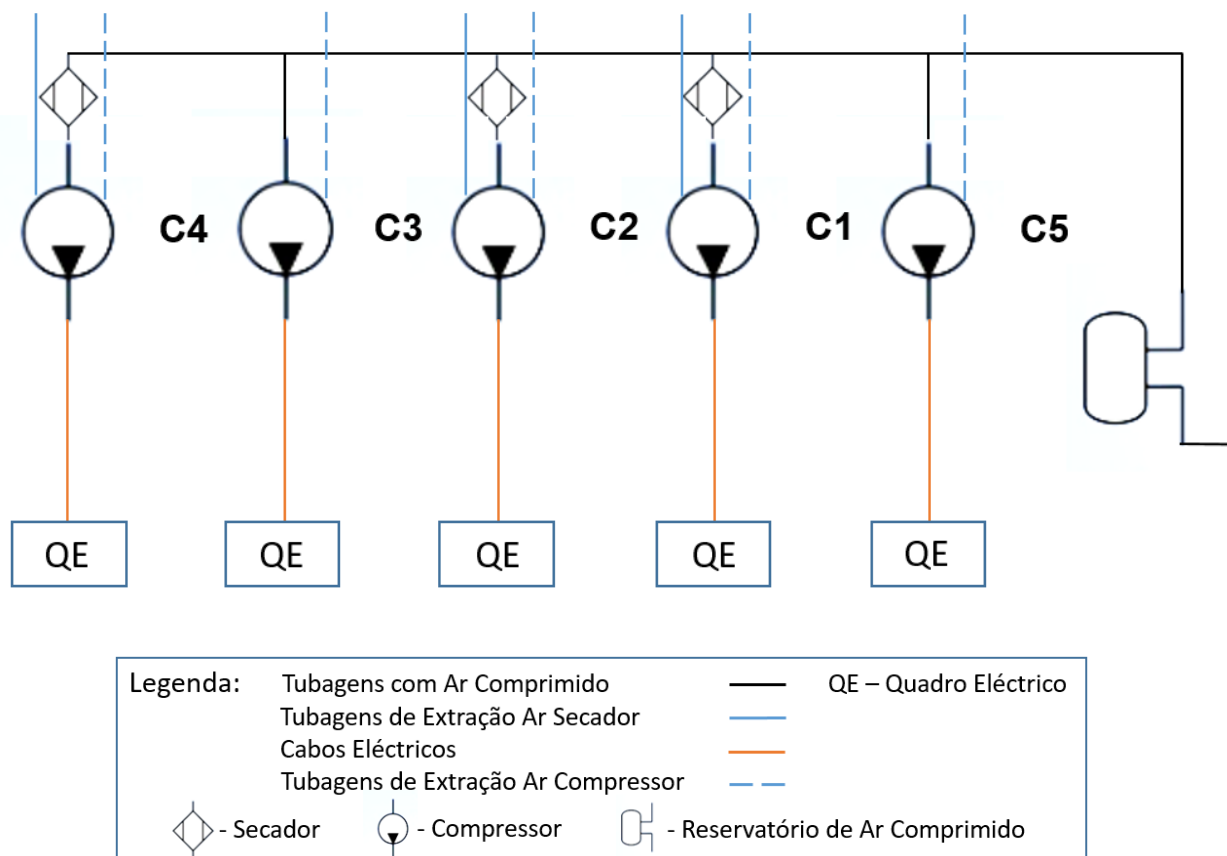


Figura 24 - Central de Ar Comprimido

Os compressores 1, 2 e 4, do modelo ZT 200 fabricados em 1999, têm uma potência eléctrica unitária de 240 kW enquanto que o compressor 3, modelo ZT 160 VSD FF fabricado em 2010, tem 144 kW e o compressor 5, modelo ZT 132 VSD FF de 2015, 135 kW. Todos os compressores são refrigerados a ar.

Ao contrário dos compressores 1, 2 e 4 (designados compressores de velocidade fixa ou nominal), os compressores 3 e 5 (compressores de velocidade variável) para além de terem o secador incorporado, têm instalado o Variador Electrónico de Velocidade. Os compressores de velocidade fixa, no entanto, estão equipados com um equipamento de *soft starter* que permite uma poupança significativa no arranque do motor, como se verá de seguida.

No seu funcionamento normal, a central de ar comprimido funciona entre 60 e 70 % da carga máxima produzindo, em média, ar comprimido a 6,5 bar para que este chegue aos processos onde é utilizado com uma pressão de 6 bar. Quanto ao volume de ar produzido, este costuma ter valores de cerca de 1500 litros por segundo. Para tal produzir este volume de ar são usados todos os compressores, com excepção do 2.

Para o processo de compressão é utilizado o ar atmosférico presente na vizinhança dos compressores. Este pode encontrar-se entre os 0 e os 40 °C. Uma vez que os compressores funcionam com ar isento de óleo, o ar produzido é ISO 8573 Classe 0, que é a melhor qualidade de ar no que toca à quantidade de impurezas, apesar de apresentar uma quantidade de óleo residual.

Quanto aos secadores dos compressores, são do tipo de adsorção e têm um volume de 350 litros e uma pressão máxima de trabalho de 10.5 bar, com o ar de entrada de regeneração até 150 °C. Uma vez que o ponto de orvalho é da ordem dos - 40 °C, a escolha do tipo de secador residiu nos secadores por adsorção em detrimento dos de refrigeração. Os compressores de velocidade fixa têm secadores exteriores como se pode verificar na figura anterior, enquanto os compressores de velocidade variável têm secadores incorporados. Para além disso, os compressores cujo secador é exterior a si, estão equipados com um equipamento que gere os condensados provenientes do processo de secagem e os encaminha directamente para o esgoto (modelo Atlas Copco EWD 300).

Todos os compressores são accionados por um motor eléctrico. Os de velocidade fixa têm uma velocidade de rotação do veio de 1485 rpm, enquanto o compressor 3 (VSD) tem uma velocidade máxima de 3700 rpm e o compressor 5 (VSD) de 3883 rpm. Quanto às pressões máximas de trabalho, os compressores de velocidade variável podem atingir 8.6 bar enquanto os de velocidade fixa produzem até 8.5 bar.

Para além dos compressores, faz também parte do SAC o reservatório de ar. Este tem uma capacidade para armazenar 6 m<sup>3</sup> e pode suportar pressões até os 8.5 bar. A função deste reservatório é a de armazenar ar comprimido, mas sobretudo a de atenuar as eventuais oscilações de pressão na rede de distribuição.

Consideram-se também parte do sistema de ar comprimido as tubagens de distribuição do ar até aos utilizadores. Estas são em aço inoxidável e apresentam uma secção transversal com diâmetros desde os 15 até aos 200 mm. A extensão total destas tubagens é superior a 1000 metros. A distância máxima percorrida entre a central de produção e o utilizador é cerca de 400 metros e a mínima de 30 metros. Como se discutirá de seguida, até chegar ao utilizador, o ar passa por muitas válvulas, reduções de diâmetro e ramificações pelo que se dá uma inevitável perda de carga.

A utilização do ar comprimido na fábrica distribui-se do seguinte modo:

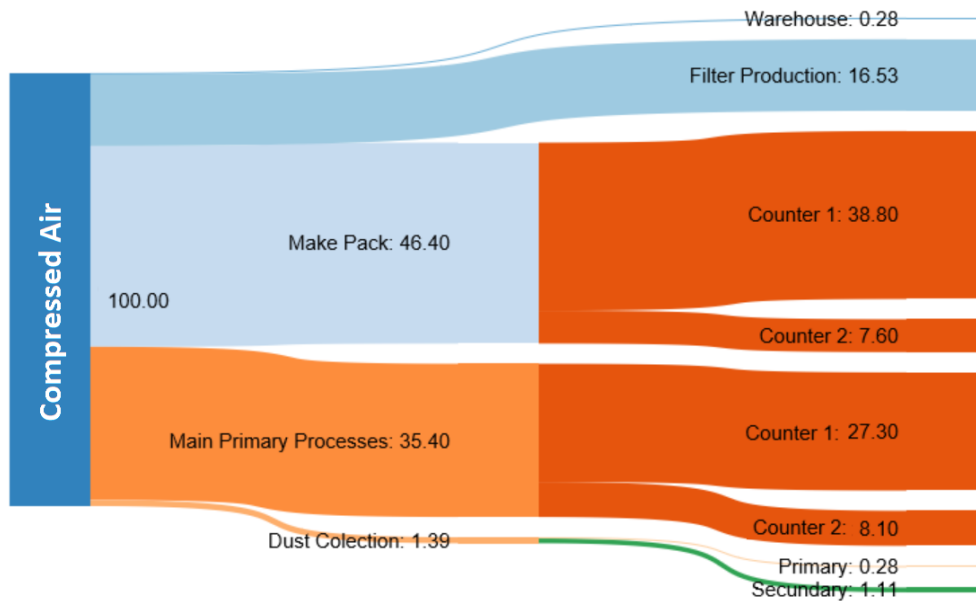


Figura 25 - Diagrama Sankey AC

### 3.1.2 Funcionamento dos Compressores

Na Figura que se segue pode-se encontrar uma esquematização em corte dos compressores utilizados na Central de Ar Comprimido.

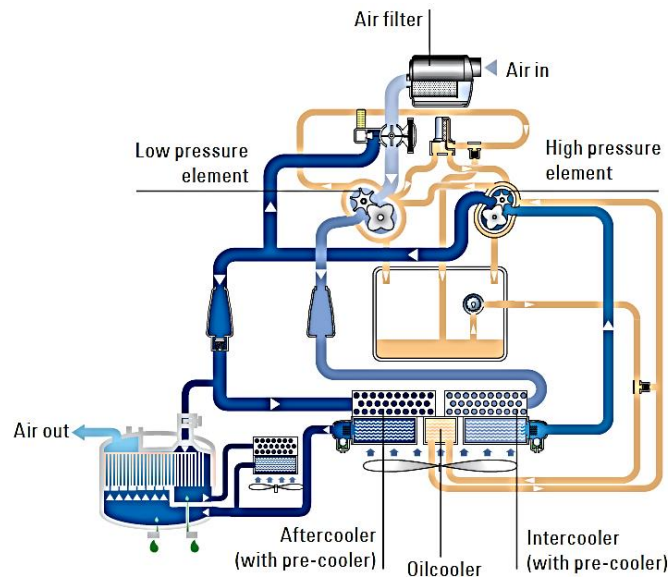


Figura 26 -Vista do Compressor em Corte

Como se pode verificar, o ar é aspirado da atmosfera e logo após a entrada passa por um filtro de partículas. De seguida passa pela primeira fase de compressão, onde a pressão do ar é elevada até cerca de 2,3 bar. Este ar já está a uma temperatura muito elevada – cerca de 200 °C – e passa depois no *intercooler*, onde é refrigerado com recurso a ar frio. De seguida, entra no segundo estágio de compressão, onde a sua pressão é elevada para cerca de 7 bar, e passa ainda num *after cooler*.

Antes de ser entregue à rede, o ar segue para o secador de adsorção de modo a remover o teor de humidade para deste modo permitir que o ar seja o mais seco possível e se consiga uma minimização das perdas de pressão. No caso dos compressores VSD, o secador está incorporado na “caixa” do compressor, enquanto que nos de velocidade nominal o secador é um elemento externo.

### 3.1.3 Perfis de Produção e Consumo Gerais

De seguida apresentam-se alguns perfis que representam um período típico de produção, referentes ao consumo de electricidade por parte da central de ar comprimido, bem como do volume de ar produzido e das pressões de serviço.

Na Figura seguinte encontra-se o perfil de uma semana típica de produção em Junho. Pode-se observar que durante os dias úteis (de 4 a 9 de Junho), os compressores 1 e 4 nunca saem de funcionamento, tendo o compressor 3 e 5 a variar a velocidade consoante a procura de ar dos processos. Como já foi referido, o compressor 2 está parado por definição.

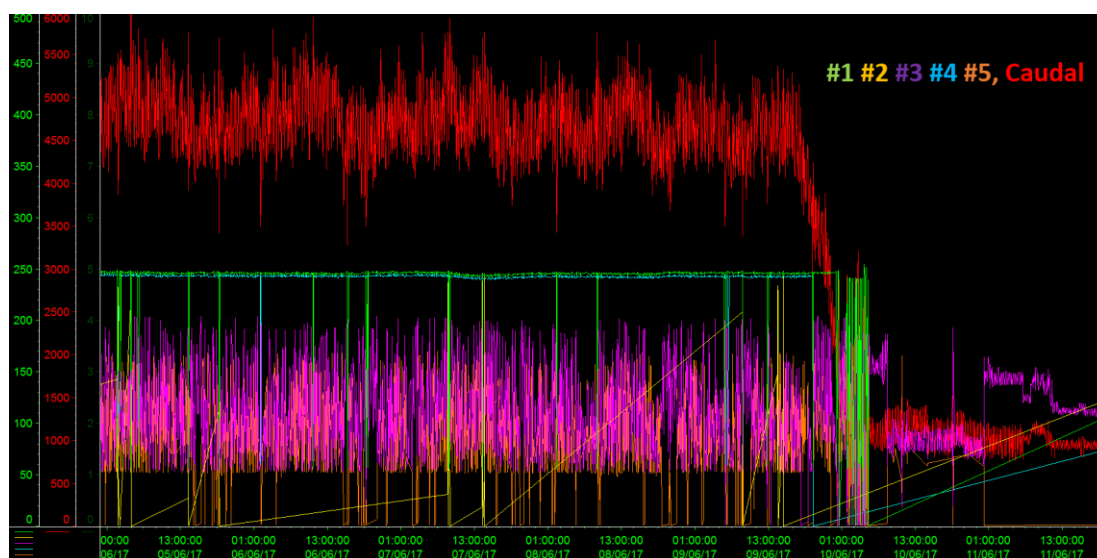


Figura 27 - Perfil de Caudal da Central de AC

A necessidade de ar para satisfazer os processos produtivos existe 24 horas por dia. O volume necessário é cerca de  $83 \text{ m}^3/\text{min}$  nos dias úteis,  $60 \text{ m}^3/\text{min}$  aos Sábados e apenas  $15 \text{ m}^3/\text{min}$  aos Domingos.

Como se pode verificar na Figura que se segue, referente a 3 semanas em Abril, o consumo de electricidade é praticamente constante ao longo dos dias úteis, cerca de 700 kWh por hora, com excepção de um pico (900 kW) que ocorreu 3ª feira dia 20, enquanto que aos Sábados o valor médio do consumo de electricidade é cerca de 500 kWh e atinge os valores mínimos aos Domingos com cerca de 190 kWh. Definindo a carga como a razão entre a potência utilizada e a potência disponível, no período analisado a central funcionou a 67% da carga durante os dias úteis, 50% aos Sábados e 18% aos Domingos.



Figura 28 - Potência Utilizada pela Central de Ar Comprimido

Quanto à pressão de trabalho, como se pode ver na figura seguinte, é aproximadamente igual a 6,5 bar. Uma vez que à data do gráfico apresentado não existia nenhum contador que fizesse o histórico dos valores medidos de pressão, o gráfico construído foi baseado em medições levadas a cabo no dia-a-dia durante o decorrer do estágio.

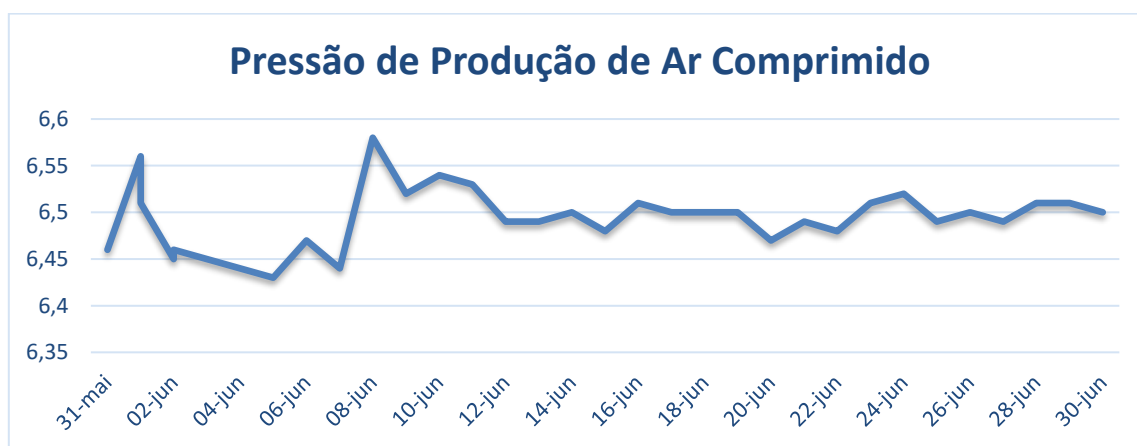


Figura 29 - Perfil de Pressão do Ar Comprimido

### 3.1.4 Desempenho Actual do SAC

O critério de desempenho de um compressor é definido através da proporção entre o volume de ar produzido e a electricidade consumida no processo, ou seja, através do seguinte quociente:

$$EFF_{oper} = \frac{EVCA(L1)}{EVe(CA, L1) - EVHE(CA, L1)} \text{ [Nm}^3\text{/kWh]} \quad (24)$$

Em que EVCA(L1) representa o volume de ar produzido, EVe(CA, L1) representa a energia eléctrica consumida pela central de ar comprimido nesse período e EVHE(CA, L1) refere-se à energia térmica recuperada através da unidade de recuperação de calor, que ainda não existe na Tabaqueira, mas sobre a qual vai ser feito um estudo de seguida.

Na Figura seguinte apresenta-se uma escala com os indicadores de desempenho de modo a que se consiga perceber se o SAC está ou não a ser eficiente.

Compressed Air System				
New Technology All Variable Speed Compressed Air Plants	High-Efficiency Optimized Compressed Air Plants	Conventional Code Based Compressed Air Plants	Less Efficient Compressed Air Plants	Compressed Air Plants With Correctable Design Or Operational Problems
Excellent		Good	Fair	Needs Improvement
Operating Efficiency (Nm <sup>3</sup> /KW)	9.09	8.33	7.69	7.14
				6.67
				6.25
				5.88

Figura 30 - Indicador de Performance do Compressor

A Figura seguinte é relativa aos indicadores de desempenho diários ao longo do mês de Abril de 2017, o valor médio do mesmo foi de 7,017. No entanto, à data das medições, havia um contador que não estava incluído no sistema informático, pelo que o rácio real – medido posteriormente – foi de 7.2. Assim, enquadra-se entre na categoria de Instalações e Plantas Convencionais. Fazendo uma análise aos 30 dias do mês, obteve-se 3 dias na gama vermelha (*Needs Improvement*), 2 dias na gama verde (*Good*) e os restantes 25 na gama amarela (*Fair*).

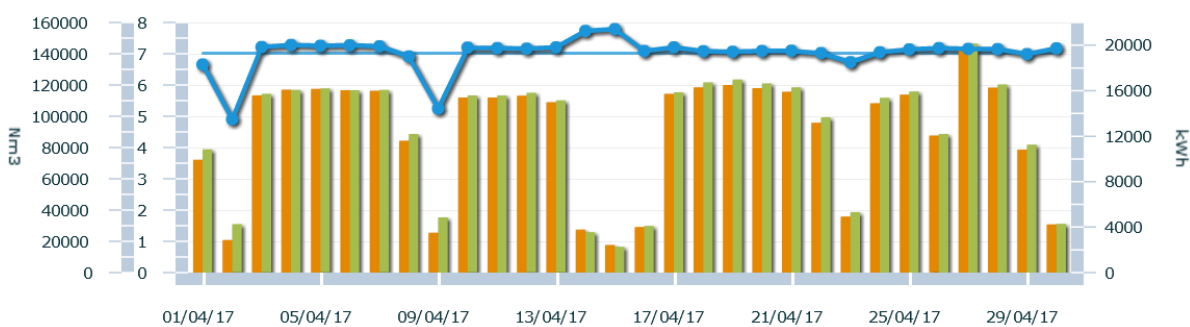


Figura 31 - Indicador de desempenho no mês de Abril de 2017

Apesar de haver um sistema instalado, *Atlas ES360*, que permite medir o valor da pressão, bem como indicar um valor calculado para o caudal e potência imediata de cada compressor, estes valores não são fiáveis uma vez que demonstram incoerência, nomeadamente nos valores de potência, que não são concordantes com os valores medidos no *Powergest* (sistema informático que permite consultar os valores de consumo e produção).

De modo a poder tirar conclusões sobre quais os compressores que estão a ser eficientes e quais não o estão foram feitas medições para cada um dos compressores individualmente. A grande dificuldade destas medições é que o ar à saída do compressor encontra quase imediatamente uma curvatura de 90° na tubagem, o que torna o escoamento de ar turbulento, logo, as medidas de caudal aí feitas através de caudalímetros, por exemplo, não seriam realistas.

Como se explicará de seguida, a opção escolhida para conseguir retirar valores da eficiência individual dos compressores foi a de os acionar um a um, usando os contadores existentes para fazer os registos necessários.

### 3.1.5 Sistema de Controlo

O sistema de controlo instalado (*Atlas ES360*) que atua nos compressores faz um controlo do tipo Carga-Vazio aos três compressores de velocidade fixa. Neste tipo de controlo, existe uma válvula de admissão de ar no compressor que, quando está aberta, conduz à produção de ar comprimido. Quando os valores atingem o pretendido, o controlador dá ordem de fecho da válvula de admissão, ficando assim o compressor a trabalhar em vazio e a consumir cerca de 60 kW. Os compressores de velocidade variável são também geridos por este sistema com um controlo modulante.

O método Carga-Vazio é o utilizado para controlar o compressor durante o seu funcionamento, no entanto os compressores são accionados e desligados pelo método “Arranque-Paragem”. Este método é altamente ineficiente quando comparado, por exemplo, com a variação de velocidade. No entanto, estes compressores têm instalado o *Soft Starter* que é um dispositivo que permite fazer um arranque suave e que representa um custo energético cerca de oito vezes inferior aquele que se teria sem o dispositivo (entre 2 a 3 MW). Na Figura seguinte pode-se ver um diagrama que faz a comparação entre os diferentes métodos de arranque.

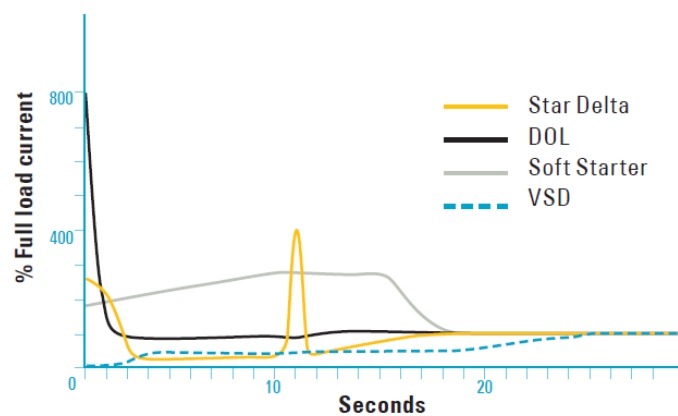


Figura 32 - Arranque do Compressor com Soft Starter [32]

Fazendo a área subtensa às duas linhas referentes às tecnologias mencionadas e apresentadas na Figura anterior, é possível obter uma comparação entre a energia eléctrica dispendida no arranque até à carga nominal entre *Soft Starter* e VSD. Os compressores com variador de velocidade gastam 3,7 vezes menos energia eléctrica desde o repouso até à velocidade nominal. Só para arrancar cada compressor de velocidade fixa são consumidos cerca de 3 kWh. Para um compressor com a mesma potência equipado com VSD, esse valor desceria para 0,8 kWh. Ainda para mais, num compressor com variador, uma vez que consegue variar a sua velocidade, tem uma necessidade de fazer “arranques” quase nula. Dito isto, nos VSD, para além de um desgaste mecânico dos componentes menor, as poupanças anuais com esta tecnologia (para um mesmo compressor), são consideráveis.

Na Figura seguinte encontra-se um *screenshot* do sistema de controlo informático que monitoriza o caudal e potência dos compressores, neste caso um de velocidade fixa, com o objectivo de se entender melhor o controlo do tipo carga-vazio.

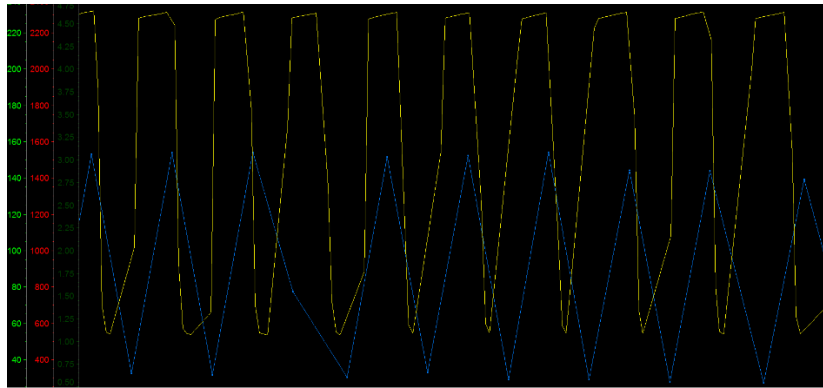


Figura 33 - Controlo Atlas ES 360 - Compressor Velocidade Fixa

Estes perfis de potência – a amarelo – e caudal – a azul – foram registados aquando da paragem das actividades da fábrica e devem-se ao facto de os *set points* para os valores de caudal e pressão necessários serem controlados pelos utilizadores de ar comprimido. Deste modo, sempre que o compressor atinge uma certa pressão, entra em vazio, voltando apenas ao modo de carga quando atinge novo valor de pressão (desta vez o limite inferior aceitável), provocando assim os picos que se observam na Figura. Tal acontece uma vez que no intervalo estudado, a procura de ar comprimido era muito baixa e o compressor não necessitava de trabalhar à sua capacidade máxima a tempo inteiro para satisfazer as necessidades. Como se explicará no capítulo seguinte, esta foi uma das dificuldades encontradas na realização dos ensaios dos compressores, cujo objectivo era saber o seu desempenho.

Em relação ao sistema de controlo, verificou-se que o consumo de energia eléctrica em cada passagem de vazio para carga nos compressores de velocidade fixa, representada por metade da área no gráfico acima entre 2 picos consecutivos, é de 0,5 kWh. Utiliza-se apenas metade da área uma vez que é a potência consumida na fase descendente da curva em que o compressor está a consumir electricidade e não está a produzir caudal.

O controlador dá prioridade à pressão, ou seja, o seu primeiro critério para escolher quais as máquinas a utilizar de entre as que tem disponíveis é se estas são capazes ou não de fornecer a pressão e caudal necessários pela procura. Só no caso em que isso está assegurado é que o sistema escolhe uns compressores em detrimento de outros com o objectivo de poupança de energia.

A pressão de produção é definida pelo *setpoint* e os limites de carga vazio são definidos pela banda de pressão a utilizar. O limite superior é o chamado limite de vazio e o inferior é o limite de carga. Ou seja, quando a pressão está a cair de tal modo que o sistema preveja que vai descer abaixo do limite inferior, o autómato coloca mais compressores em carga. No caso contrário de estar a subir demasiado rápido e ultrapassar o limite superior, o sistema coloca um compressor em vazio. Valores de banda e/ou *setpoints* mal definidos podem levar a consumos desnecessários de vazio por parte dos compressores de velocidade fixa.



### 3.1.6 Análise Individual dos Compressores

Na Figura que de seguida se apresenta pode-se ver a distribuição da Energia Eléctrica consumida, num dia típico de produção (19 de Abril), por cada um dos cinco compressores que fazem parte da Central de Ar Comprimido. A análise foi feita numa base horária de modo a obter a potência dos compressores.

Como se pode constatar, os compressores 1 e 4, de velocidade fixa, debitam continuamente uma potência de 240 kW ao longo de todo o dia, enquanto os compressores 3 e 5 variam a sua potência debitada entre 85 e 140 kW. Quanto ao compressor 2, é geralmente o compressor escolhido para ficar em *standby*, entrando apenas em funcionamento quando um dos outros necessite de algum tipo de intervenção ou manutenção.

Tendo hipótese de escolha, é sempre um dos compressores de velocidade fixa que fica parado.

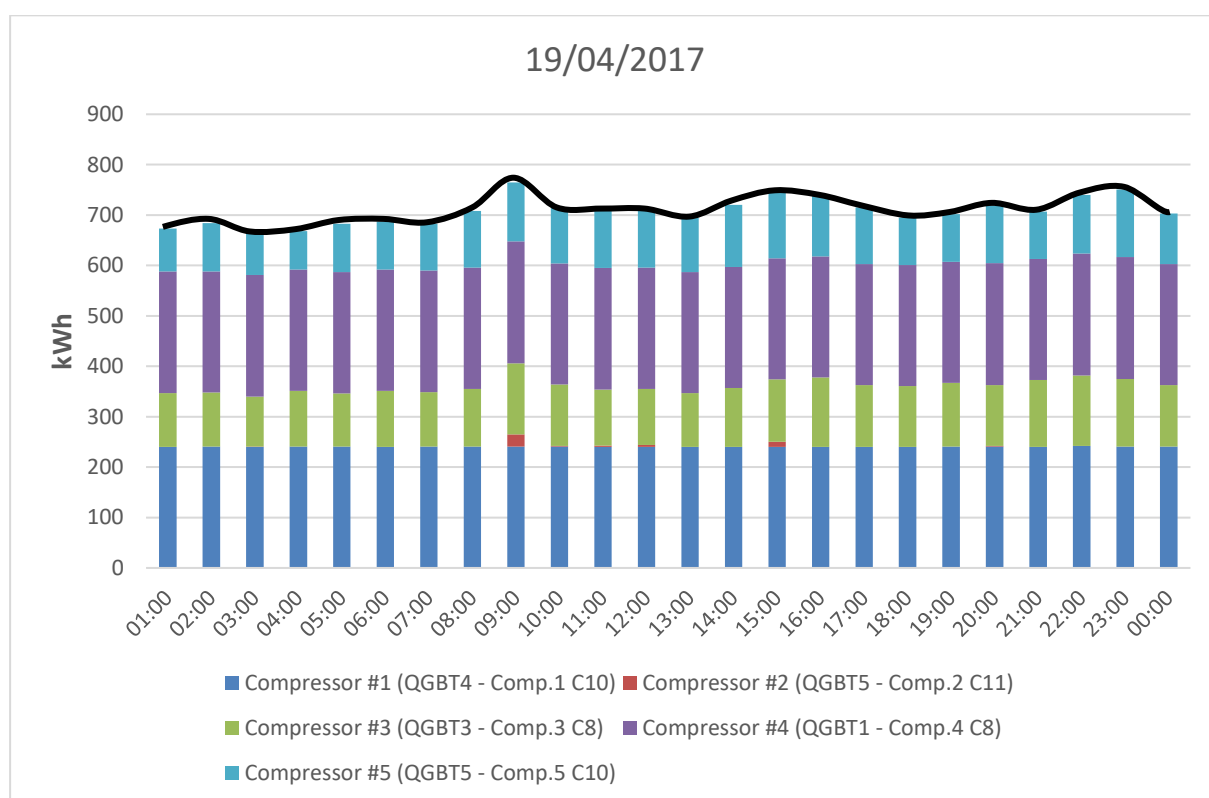


Figura 34 - Consumo de Energia Eléctrica - Acumulado dos 5 Compressores

De notar que os 240 kW relativos aos compressores de velocidade fixa que, como já foi visto, têm uma potência nominal de 225 kW apresentam este valor de potência ligeiramente superior devido aos equipamentos auxiliares, como por exemplo os responsáveis pela ventilação do ar de refrigeração.

Para além da questão de os compressores de velocidade nominal apresentarem um rácio de desempenho inferior aos equipados com VSD, outro dos pontos que foi levantado após uma análise

diária dos valores de caudal e pressão instantâneos dos compressores, foi que o compressor, de velocidade fixa 4 está a ter uma perda de carga de cerca de 0,4 bar no secador, enquanto que os compressores 1 e 2 (também de velocidade fixa) estão apenas a ter uma perda de 0,2 bar. Esta medição, ainda que aproximada, dá uma ideia do estado dos componentes dos secadores e compressor, pelo que se conclui que o compressor 4 é o que se encontra em piores condições.

Como foi dito anteriormente, um dos pontos-chave para perceber o motivo do valor actual dos desempenhos dos compressores será perceber em qual, ou quais, compressores se está a obter um rácio Nm<sup>3</sup>/kWh abaixo daquele que se pretende (pelo menos 7,7) e posteriormente determinar as razões para que tal se esteja a suceder.

#### Método 1.1:

Nota: À data dos ensaios conduzidos que agora se apresentam, um dos contadores ainda não estava incorporado no sistema informático – como referido no subcapítulo 3.1.4 – pelo que esta secção serve apenas de teste ao método e cálculo do seu erro enquanto procedimento experimental de aproximação às condições de funcionamento real da fábrica.

A solução encontrada para efectuar as medições individuais aos desempenhos dos compressores foi aproveitar a paragem de produção da fábrica durante a terceira semana de Junho de 2017 para fazer ensaios aos compressores.

Esta foi a única oportunidade de fazê-lo, uma vez que no dia-a-dia a central tem de ir ao encontro das necessidades para produção e impossibilita este tipo de testes.

Para tal, fez-se um plano de ensaios para os compressores. Uma vez que o sistema de medição existente apenas mede o caudal total da central, ao usar cada compressor individualmente, os valores que esse contador indicou foram automaticamente os valores de caudal produzido e electricidade consumida pelo compressor. Os compressores de velocidade fixa foram ensaiados na velocidade nominal. O registo dos perfis de potência e caudal que permitiram realizar os cálculos apresentados na tabela seguinte encontram-se em anexo.

Para os compressores de velocidade variável não foi possível ensaiar em diferentes gamas de velocidades de modo a entender qual a velocidade ótima de rotação, uma vez que os compressores são controlados em função dos requisitos de pressão e caudal de ar, no entanto, informações dos fornecedores revelam que estes estão optimizados entre os 30 e 80% da carga.

Assim, os dados obtidos foram os seguintes:

**Tabela 5 - Dados Ensaios Compressores, 14/06/2017**

<b>Compressor</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Desempenho</b>	6,3	6,7	8,2	6,3	8,4
<b><math>\Delta P</math> Secador</b>	0,2 bar	0,2 bar	-	0,4 bar	-

Fazendo uma análise crítica a estes valores, em primeiro lugar, deve-se referir que devido à natureza dos ensaios realizados, os valores indicados na tabela acima não representam com o máximo rigor o que se passa na realidade devido às condições de funcionamento da fábrica num dia normal comparando com o dia de ensaios, no entanto podem-se considerar valores bastante satisfatórios que permitem tirar conclusões sobre os compressores em uso.

Os valores de perda de carga no secador para os compressores VSD não se apresentam uma vez que o ponto de medida de pressão já é depois de passar no mesmo.

#### Método 1.2:

Após ter sido implementado o novo caudalímetro no sistema informático foi necessário repetir o teste anterior, para que desta vez os valores obtidos sejam os reais. O ensaio anterior foi útil para comprovar que o teste representa com um bom nível de aproximação a situação de normal funcionamento da fábrica.

Passando agora aos valores reais das eficiências dos compressores que foram utilizados para os cálculos de poupança energética nas medidas à frente propostas, as eficiências calculadas para os compressores VSD revelaram-se concordantes com aquelas que se encontram na tabela anterior. Assim, as eficiências por compressor são:

**Tabela 6 - Dados Ensaio Compressores, 11/08/2017**

<b>Compressor</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Desempenho</b>	7,1	7,0	8,2	6,3	8,4

Em primeiro lugar, do primeiro ensaio salta à vista que existe uma perda de carga muito superior no compressor 4 em relação aos compressores 1 e 2. Esperar-se-ia que fossem iguais uma vez que têm sensivelmente as mesmas horas de funcionamento e são compressores idênticos.

Este facto leva a que o compressor esteja a ser menos eficiente, uma vez que tem de estar a produzir mais 0,2 bar que o necessário, quando comparado com os seus equivalentes (compressores 1 e 2). Por outro lado, o compressor 2, que é aquele escolhido para estar parado durante o funcionamento normal da fábrica, apresenta melhores desempenhos do que o outro de velocidade fixa em funcionamento, o compressor 4. Este será um dos pontos abordados nas propostas de melhoria. Assim, conclui-se que dos compressores de velocidade nominal, aquele que se encontra em melhor estado de funcionamento é o compressor 1.

Por fim, e como seria de esperar, os compressores VSD apresentam os melhores valores de desempenho para as velocidades de teste ensaiadas e em toda a sua gama, sendo que estes têm o rendimento ótimo na banda entre 30 e 80 % da carga máxima.

Definindo o erro (em percentagem) como a razão entre o funcionamento normal e os dados retirados no ensaio dos compressores, e usando como termo de comparação a desempenho do sistema geral

no mês de Abril de 2017, que como foi se viu foi de 7,2, confirma-se que os valores calculados para as eficiencias individuais dos compressores são uma boa aproximação às desempenhos reais dos compressores.

$$e(\%) = \frac{(0,68 \times 6,7 + 0,15 \times 8,2 + 0,17 \times 8,4) - (7,2)}{7,2} \times 100 = 0,1 \% \quad (25)$$

O peso de cada compressor foi calculado através de valores medidos diariamente durante o mês de Junho – apenas dias úteis – no qual o registo foi, em média, de 1546 l/s, em que 68% do caudal se devem aos compressores 1 e 4 (repartidos igualmente), 15% ao compressor 3 e 17% ao compressor 5.

### 3.1.7 Quantificação das fugas e perdas de pressão

#### Método para Quantificação de Fugas:

De modo a entender qual o caudal de fugas existente e a sua expressão quando comparado com o volume de produção, tal como para determinar a eficiência individual dos compressores, aproveitou-se a anteriormente referida semana de *shutdown* da fábrica para fazer uma medição (ainda que aproximada) deste caudal.

Estas medições só podem ser efectuadas quando não existe necessidade de ar por parte dos processos para que toda a quantidade de ar a ser produzida, função da depressão causada, seja consumida em fugas.

Uma vez que a rede de distribuição é toda soldada, as medições efectuadas permitiram concluir que não existem fugas (com excepção de casos pontuais em algumas máquinas em específico) nem perdas de carga consideráveis – como se verá a seguir – na linha de distribuição do ar entre a central de produção e os utilizadores, pelo que este tema não será abordado em maior profundidade.

#### Quantificação de Perdas de Pressão:

Como já foi referido, um dos grandes causadores de ineficiências num SAC é a sua rede de distribuição, uma vez que é nesta que ocorrem as fugas e perdas de pressão. De seguida apresentam-se os cálculos teóricos para a perda de carga teórica e admissível, tendo em conta a planta de ar comprimido com todos os seus elementos causadores de perda de carga (válvulas, filtros, mudanças de secção e curvas). As válvulas presentes na instalação são de diafragma. O comprimento equivalente de tubagem destes elementos pode ser encontrado através da seguinte tabela adaptada de [9]:

Comprimento Equivalente (m)											
Componente	Diâmetro Interno da tubagem acessório (mm)										
	25	40	50	80	100	125	200	250	300	350	400
	1.5	2.5	3.0	4.5	6.0	8.0	10.0				
	0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4

Figura 35 – Comprimento para Perda de Carga Equivalente de Válvulas e Curvas

Uma vez que a pressão medida à saída da central de ar comprimido é de cerca de 6,5 bar e as tubagens são de aço inoxidável ( $f=450$ ), a perda de carga é dada por  $\Delta P = 450 \times \frac{Q_v^{1,85} \times L}{d^5 \times 6,5}$  [bar]. De notar que o caudal produzido (em média 1,5 Nm<sup>3</sup>/s) é distribuído pelas tubagens e não é igual em todo o lado (vai sendo cada vez menor quanto maior a distância à central).

Com recurso a esta fórmula, procedeu-se ao cálculo da perda de carga (contabilizando também as curvas, válvulas e mudanças de secção) para os dois pontos mais distantes da central de ar comprimido, onde a perda de carga é maior.

Como se pode ver na Figura seguinte, estes são no Primário 2: Nave 2 (que se vai definir como  $\Delta P_1$ ) e, por exemplo, no secundário A (definido como  $\Delta P_2$ ). Os numeros a branco na figura apresentam uma medida (em metros) dos troços. Estas medidas foram feitas através das plantas de ar comprimido e do uso do programa informático *Autodesk CAD*. Nesta mesma figura, as válvulas não estão todas representadas, bem como o layout das tubagens são apenas demonstrativos, não correspondendo extamente à realidade, mas dando uma boa aproximação.

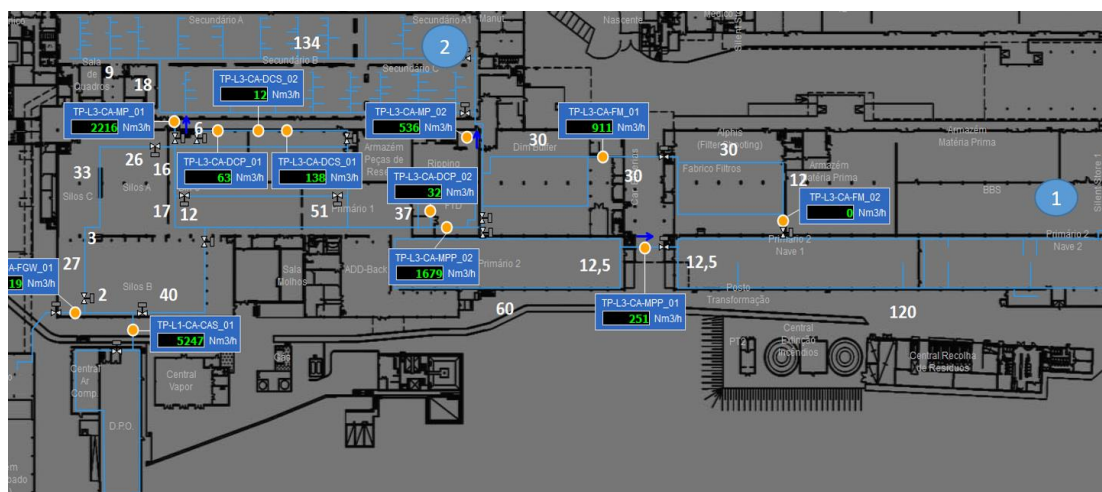


Figura 36 - Planta de Ar Comprimido

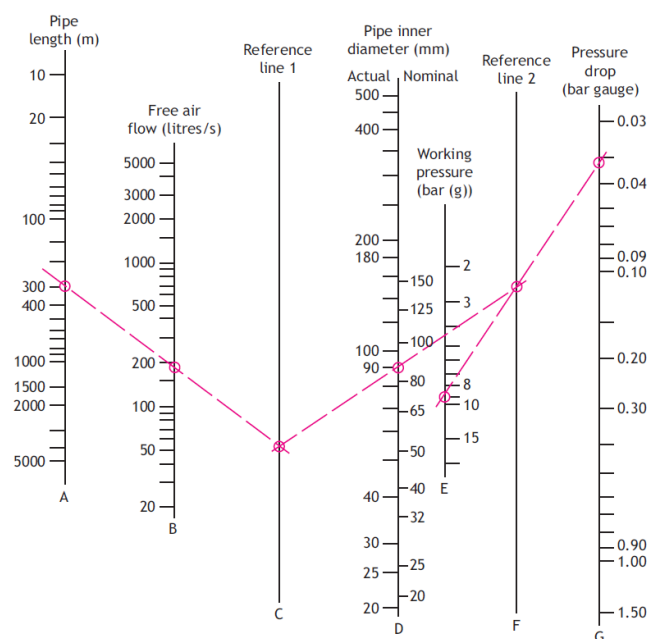
$$\Delta P_1 = 0,10 \text{ bar} ; \Delta P_2 = 0,50 \text{ bar}$$

Face à pressão de produção de 6,5 bar, estes valores representam menos de 10 %. Este valor é aceitável, pelo que a rede de distribuição não necessita de intervenções.

No entanto, e apesar de não ser na rede de distribuição mas sim nas máquinas, existem muitos filtros de partículas. Uma vez que o ar proveniente dos compressores é seco de qualidade ISO 0, uma possível sugestão seria retirar estes filtros que causam perda de carga desnecessária. No entanto, uma vez que a diferença energética é quase insignificante e estes equipamentos por definição já vêm incorporados nas máquinas de produção, não foi feita qualquer intervenção.

O valor da perda de carga no secundário é superior ao do primário visto que utiliza um maior volume de ar e está na presença de muitas curvas e válvulas, bem como uma secção de diâmetro menor na maior parte do percurso que o ar percorre.

Alternativamente à equação referida para o cálculo de perda de carga, pode-se utilizar o seguinte diagrama [33]:



**Figura 37 - Diagrama para dimensionamento de tubagens**

Para obter a perda de carga os quatro passos são:

1. Desenhar uma linha entre o comprimento de tubo (linha A) e o caudal de ar (linha B) e estender até à linha de referência C,
2. Desenhar uma linha que intersecte a C com o diâmetro da tubagem (linha D) e estender até à linha de referência F,
3. Usando a linha F como pivô, desenhar uma linha desde a linha E com a pressão de trabalho até à linha G,
4. Ler o valor da pressão na linha G.

### 3.2 Cogeração

Como foi dito anteriormente, a cogeração é o processo de produção simultânea de calor e electricidade. Deste modo, faz-se uma breve descrição da central de vapor existente e de seguida uma análise aos perfis de necessidades térmica e eléctrica, através dos quais se baseia o dimensionamento e escolha da tecnologia de cogeração a utilizar. Finalmente, é feita uma comparação entre cada alternativa apresentando os resultados energéticos, económicos e ambientais previstos com a implementação de cada uma destas tecnologias.

#### Central de Vapor

A central de Vapor é constituída por 2 caldeiras aquatubulares Bosch. Neste tipo de caldeiras, existe um queimador que assegura a combustão de uma mistura de ar com Gás Natural. Dentro da câmara de combustão, o calor da chama é transferido para a água que assim passa do estado líquido para o estado de vapor ou vapor saturado, consoante o objectivo.

A caldeira 2 tem uma capacidade de produzir 10 toneladas de vapor por hora, com uma pressão máxima admissível de 16 bar e tem uma capacidade térmica à carga máxima de 6500 kW, o que corresponde a cerca de 650 metros cúbicos de GN queimados por hora.

Para cumprir os requisitos de vapor para os processos, este sai da caldeira a cerca de 10 bar, com uma temperatura perto dos 190 °C e com um caudal que varia entre as 3 e as 6 toneladas por hora. O vapor sai da caldeira e segue pelas tubagens para ser distribuído pelos utilizadores. O controlo das caldeiras, tal como no ar comprimido, é feito remotamente e as suas condições de operação podem ser visualizadas no software interno *MicroProcessador*.

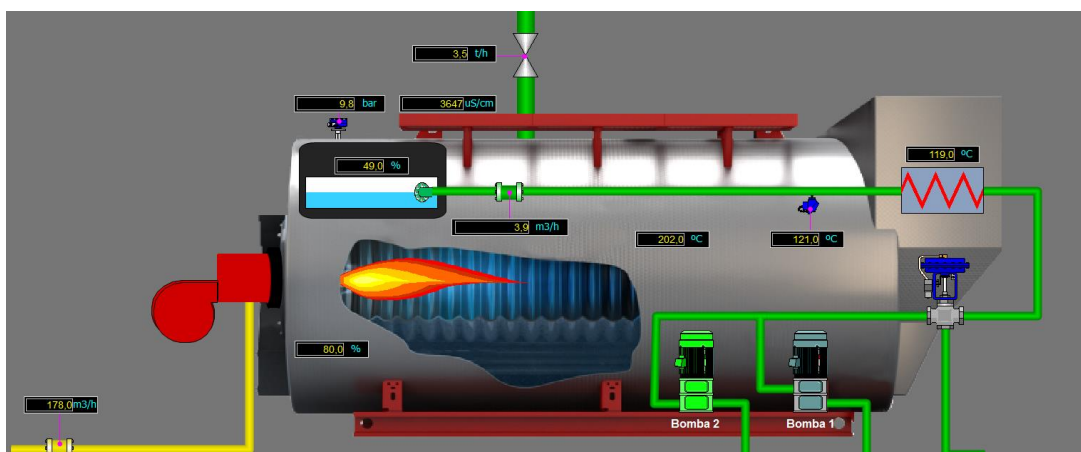


Figura 38 – Vista do sistema de controlo da Caldeira (MicroProcessador)

Apesar de existirem duas caldeiras, apenas a caldeira 2 é utilizada regularmente por ser a mais recente e, conseqüentemente a mais eficiente, utilizando-se apenas a segunda em caso de indisponibilidade da primeira, ou esporadicamente de modo a que os níveis de sais minerais não cheguem a um ponto em que comecem a corroer a estrutura interior da Caldeira.

Na Figura seguinte, a caldeira 1 está representada pela cor verde e a 2 pela cor de laranja. Apesar desta Figura demonstrar que durante longos períodos, apenas a caldeira 2 funciona, a caldeira 1 é mantida em “Stand by” para poder arrancar a qualquer momento e é por isso também uma consumidora de Gás Natural mesmo quando não está em funcionamento. A distribuição do consumo de gás natural entre as caldeiras em 2016 foi de 10 % para a caldeira 1 e 90 % para a caldeira 2.

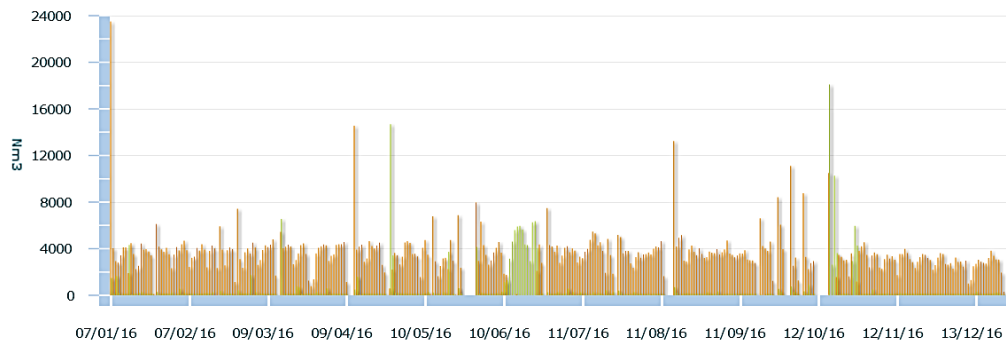


Figura 39 - Utilização de Caldeiras em 2016

A eficiência da caldeira é definida por:

$$\text{Total Steam System Efficiency} = \frac{[m(h_1 - h_2)]}{[E(\text{EL, ST, L1}) + E(\text{TH, ST, L1})]} (\%) \quad (26)$$

Em que  $m$  corresponde à massa de vapor produzido que é igual à massa de água inserida na Caldeira,  $h_1$  a entalpia do vapor,  $h_2$  a entalpia da água de alimentação,  $E(\text{EL, ST, L1})$  a energia eléctrica consumida associada à caldeira ( $kWh \times 3600$ ) e  $E(\text{TH, ST, L1})$  a energia térmica equivalente do combustível ( $Nm^3_{GN} \times PCI$ ).

Para se proceder ao cálculo da eficiência, foi analisado o mês de Abril de 2017. Nesse mês, foram consumidos 180 000 Nm<sup>3</sup> de Gás Natural para produzir um total de 2480 toneladas de vapor saturado a 10 bar. A água de alimentação, saturada, foi fornecida a cerca e 100°C e foram consumidos 16 314 kWh de electricidade. O Gás Natural que apresenta um PCI de 10,53 kWh/Nm<sup>3</sup>. Consultando as tabelas de vapor [23], chega-se aos valores de  $h_1 = 2778$  kJ/kg e  $h_2 = 419,04$  kJ/kg.

Assim, a eficiência da caldeira é de 85,5 %. Este valor é bom e é o esperado uma vez que a caldeira é de 2015.

### 3.2.1 Perfil das Necessidades Térmicas e Eléctricas

Antes de se apresentar os perfis, é importante referir que, tal como a literatura estudada indica, uma central de cogeração pode ser dimensionada tendo como princípio fundamental o de cobrir as necessidades quer dos perfis de consumo eléctrico quer dos térmicos.



No caso da Tabaqueira, uma vez que a potência eléctrica consumida é substancialmente superior à térmica, faz sentido nivelar pela procura térmica para não haver excedentes e necessidade de armazenamento. Assim, a electricidade produzida – considerada como um subproduto – não cobrirá a totalidade das necessidades, sendo necessário comprar a rebeausstante à rede.

Passando agora ao perfil das necessidades Térmicas e Eléctricas da fábrica, o gráfico que de seguida se apresenta foi construído tendo como base um período de 2 semanas no mês de Abril de 2017, que representam com um elevado nível de fiabilidade a média de produção durante as restantes semanas (de produção) no ano. Como se pode verificar na Figura seguinte, o valor médio da potência eléctrica utilizada é de 3 MW.

É também possível verificar que o consumo de electricidade é menor aos Sábados, em média 2,6 MW, e substancialmente inferior aos Domingos, 1,3 MW. Durante os dias úteis, a média da potência eléctrica é de cerca de 3,5 MW.

Quanto à procura da energia térmica, apesar de ser ligeiramente superior durante os dias de semana, esta é aproximadamente constante, com uma média de 2,3 MW. Tal deve-se ao facto de o Primário trabalhar também ao fim de semana, ao contrário dos principais consumidores de electricidade da fábrica. Como já tinha sido dito no capítulo introdutório, o Primário é o principal consumidor de vapor da instalação. Posto isto, é importante referir que a caldeira em questão está francamente sobredimensionada, uma vez que nos pontos de consumo máximo apenas atinge cerca de 30 % da sua capacidade.

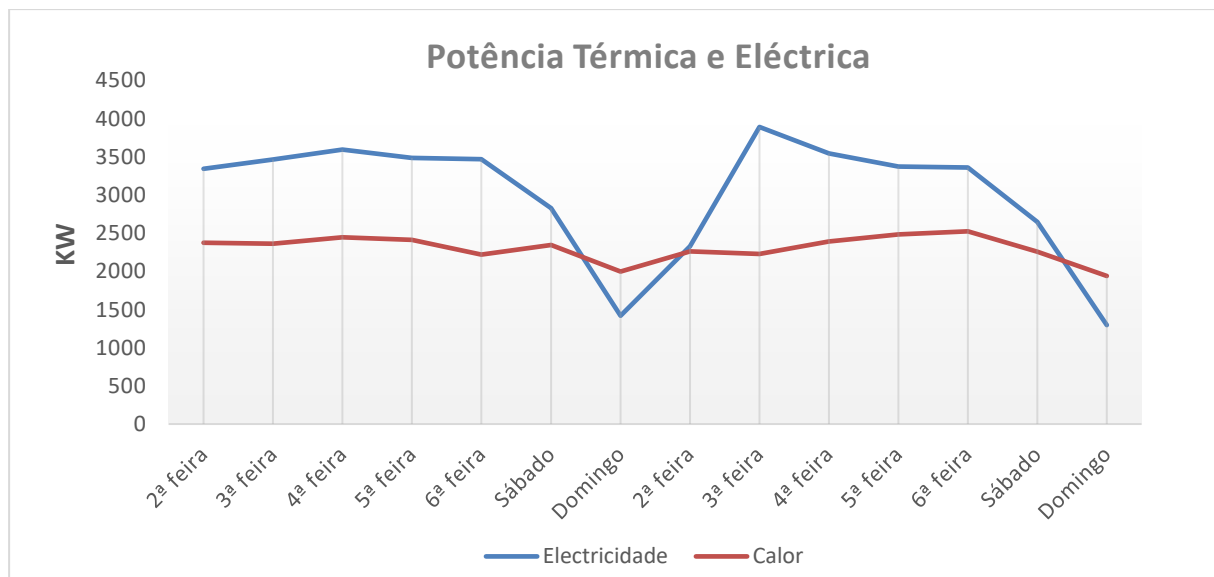


Figura 40 - Perfil das Necessidades Térmicas e Eléctricas

Apesar da representação na Figura anterior ser de um período de apenas 2 semanas, pode-se considerar como uma aproximação bastante razoável para o período normal de funcionamento da fábrica. Em 2016 os valores médios da procura de electricidade foram de aproximadamente 2,9 MW e os de calor na ordem dos 2,4 MW, indo ao encontro dos valores retirados no período das 2 semanas.

O perfil foi traçado através de dados retirados do *software* interno *Powergest* que permite visualizar, entre outros, os contadores relativos aos consumos de Electricidade e Gás Natural consumido.

A conversão de metros cúbicos de gás natural para unidades de potência foi feita através da massa volúmica do gás e do seu poder calorífico inferior. Tendo isso em consideração, chega-se a um factor de conversão de 10,53 kWh/Nm<sup>3</sup> de GN [34]. Posteriormente, para obter o perfil da potência térmica, multiplicou-se a potência fornecida pelo gás natural pelo valor do rendimento da caldeira anteriormente calculado (85,5 %).

### 3.2.2 Dimensionamento de Cogeração

Após analisar as várias tecnologias apresentadas na tabela do anexo 1, foi feita uma triagem até chegar às três tecnologias de cogeração sobre as quais incide o estudo.

As pilhas de combustível não são comercialmente competitivas, uma vez que para além de ainda se encontrarem em fase de desenvolvimento, são bastante dispendiosas. Apesar das microturbinas serem tecnologias com um custo aceitável e já ser uma tecnologia suficientemente desenvolvida, tal como nas pilhas de combustível, são utilizadas em casos cuja potência eléctrica chega no máximo até aos 350 kW. Deste modo, estas duas tecnologias foram excluídas.

Os motores de combustão interna e explosão a GN são também excluídos uma vez que, para além de apresentarem um elevado nível de emissões, o calor apenas pode ser utilizado para produzir vapor a baixa pressão (cerca de 2 bar) enquanto a necessidade dos processos é de 10 bar. Assim, as opções a analisar são as Turbinas a Gás, Turbinas a Vapor e o Ciclo Combinado.

Tal como já foi referido, o dimensionamento do equipamento de cogeração vai ser feito a partir da procura térmica dos processos. Assim, convém analisar melhor esta componente para escolher a potência calorífica da tecnologia a utilizar, seja ela qual for.

Na Figura seguinte é possível verificar que o consumo de Gás Natural pela Caldeira 2, e consequentemente a potência usada, oscilou sensivelmente entre os valores de 1000 kW e 4500 kW.

Mais uma vez, é possível reparar que o consumo é praticamente independente do dia da semana. No entanto, é superior no início do ano. Apesar de o período de maior consumo de Gás Natural ser nos meses mais frios do ano, isto trata-se apenas de uma coincidência uma vez que esta diferença de temperatura por si só não seria responsável por uma diferença tão acentuada no consumo de gás natural.

Pouco depois das 3000 horas existe um período em que as caldeiras estiveram paradas, o que corresponde à semana de paragem de produção (*shutdown*).

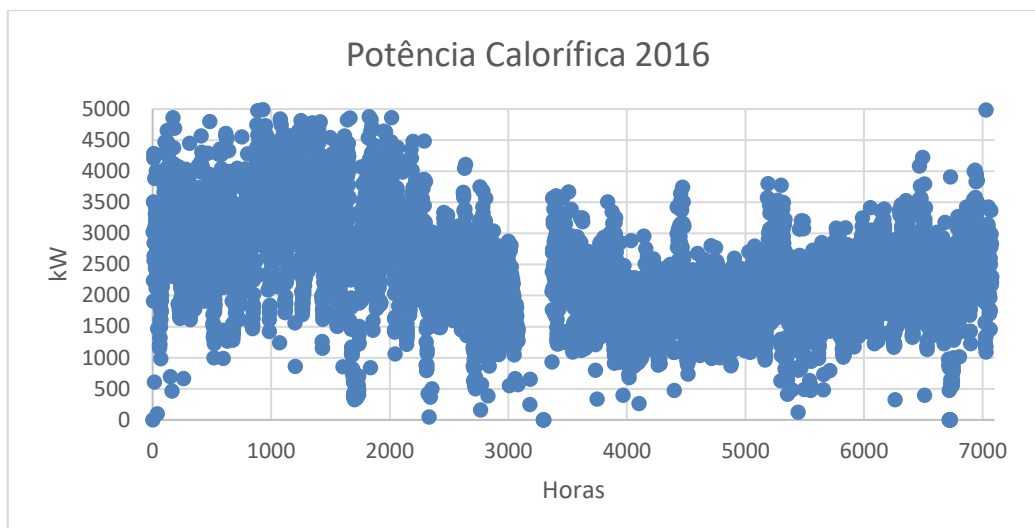


Figura 41 - Gás Natural consumido em 2016 pelas Caldeiras

Uma vez que o sistema informático apresenta alguns problemas nos valores medidos, acumulando por vezes o consumo de um período de dezenas de horas numa só, foi feita uma filtragem e apenas se puderam contabilizar 7100 das 8760 horas do ano. No entanto, esta amostra é uma boa representação da situação real para as 8760 horas.

Com isto, foi possível concluir que o sistema está parado 3 % do tempo (cerca de 11 dias), estando em produção de vapor nos restantes 97 %.

Através dos dados retirados foi possível construir a curva de duração da carga térmica que se apresenta na figura seguinte. A curva é caracterizada pelo polinómio de sexto grau de equação:

$$y = -10^{-19}x^6 + 2 \times 10^{-15}x^5 - 10^{-11}x^4 - 3 \times 10^{-8}x^3 + 0,0003x^2 - 0,8666x + 2346,9$$

A representação gráfica apresenta um valor de “R<sup>2</sup>” de 0,991 (retirado no excel) pelo que é uma excelente aproximação.

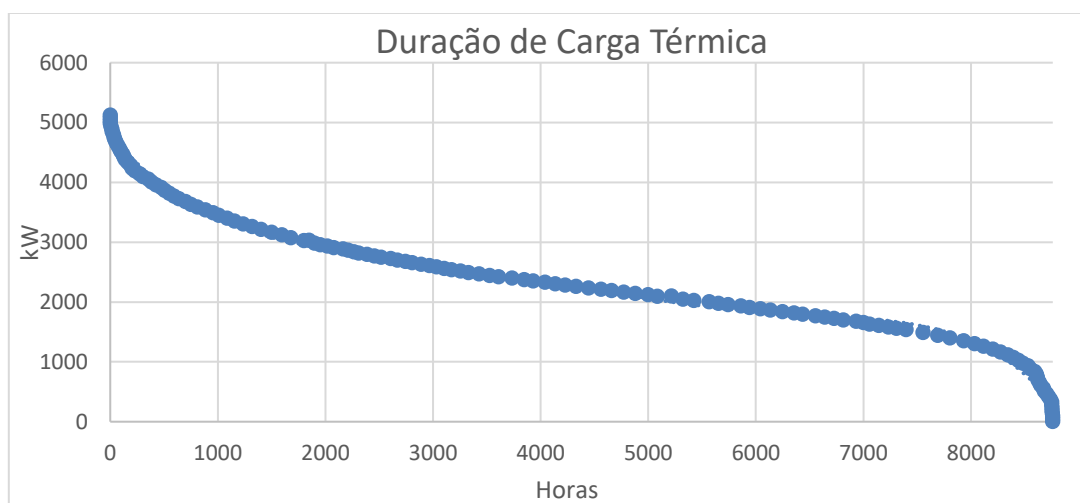


Figura 42 - Curva de Duração da Carga Térmica

A área subtensa à curva da potência térmica é dada pelo integral da sua equação. Deste modo obtém-se:

$$A = \int y dx = -\frac{5}{7} \times 10^{-20}x^7 - \frac{2}{3} \times 10^{-16}x^6 + \frac{3}{5} \times 10^{-11}x^5 - \frac{3}{4} \times 10^{-7}x^4 + 0,00033x^3 - 1,13x^2 + 4816,9x$$

Fazendo o integral no intervalo entre as 0 e as 8760 horas, obtém-se a energia, em kWh de GN, consumida em 2016. No entanto, o interesse agora não é o de saber o consumo de gás natural, mas sim de dimensionar o equipamento de cogeração.

De acordo com o método da área máxima, visto no subcapítulo 2.3.2, esta ocorre para o valor de potência térmica de 1675 kW. A área é determinada pela simples área do quadrado cujos lados são o número de horas ( $x$ ) e a potência ( $y$ ).  $A' = y \times x$

No entanto, o dimensionamento da central de cogeração foi feito, como já foi referido e se verá no próximo capítulo, de modo a cobrir 100% da procura de energia térmica, produzindo assim a electricidade em função disso.

## 4. Resultados e Discussão

Nota: Neste Capítulo sempre que se fizer referência a poupança económica é considerado um preço médio de electricidade de 0,1 €/kWh e uma conversão de electricidade para energia primária de 0,215 kgep/kWh. Do mesmo modo, é considerado um preço de aquisição de Gás Natural de 0,48 €/Nm<sup>3</sup> e uma conversão para energia primária de 1,077 kgep/kg e uma massa volúmica de GN de 0,8404 kg/Nm<sup>3</sup>. Em anexo encontram-se as tarifas para os diferentes períodos, no entanto, uma vez que a procura de electricidade é 24 horas por dia, 7 dias por semana, optou-se por utilizar a média acima referida. Para o cálculo do VAL dos projectos, optando por uma abordagem conservativa, foi considerada uma vida útil de 15 anos e uma taxa de atualização de 13%.

### 4.1 Ar Comprimido

De seguida apresentam-se algumas sugestões que, quando aplicadas, permitirão uma melhoria da eficiência energética no Sistema de Ar comprimido.

#### 4.1.1 Mudança de Compressor Parado

Como foi referido anteriormente, para cumprir as necessidades de ar dos processos, a central de ar comprimido trabalha normalmente apenas entre 60 a 70 % da sua capacidade, deixando um dos compressores parado. Após os ensaios individuais aos compressores, foi possível concluir que o compressor 2 é mais eficiente do que o compressor 4, outro dos compressores de velocidade fixa.

Assim, a solução proposta passa por fazer uma troca e deste modo passar a ficar parado o compressor 4, que para além de apresentar um desempenho inferior, apresenta uma perda de carga no secador superior aos compressores 1 e 2. Com esta troca, e para os dados retirados nos ensaios, a eficiência da central de ar como um todo, sobe 1,2 %. Comparando apenas os compressores em questão, o 2 é 11,1 % mais eficiente que o 4.

Uma vez que só o compressor 4 em 2016 consumiu cerca de 1,29 GWh de electricidade, com esta simples medida, é possível uma poupança anual de 79,06 MWh, o que se traduz numa poupança de cerca de **7900 €** e **17,1 tep** anuais. A grande vantagem desta medida é o facto de não ter qualquer tipo de investimento, logo, o *payback time* associado é imediato.

#### 4.1.2 Optimização de Sistema de Controlo

Como foi já referido, em cada passagem de carga para vazio, são desperdiçados cerca de 0,5 kWh.

À data da análise, os compressores de velocidade fixa, durante os dias úteis de produção faziam transições de carga para vazio em média 5 vezes por dia, ou seja, é desprezável para as contas em questão. Já nos fins-de-semana, os compressores transitam entre carga e vazio muito mais frequentemente, como se pode ver em anexo.

Através de dados retirados no estágio, registou-se que num intervalo de 21 dias, na soma dos compressores de velocidade fixa estiveram em vazio cerca de 24 horas. Deste modo, num ano são feitas mais de 80.000 passagens de carga a vazio, o que representa mais de 40.000 kWh.

Estas passagens e consequente gasto de energia eléctrica são evitáveis uma vez que apenas 10 segundos depois de ter entrado em vazio, o compressor volta à carga.

Em anexo encontram-se *printscreens* do sistema informático de visualização do controlo da central que mostra as falhas referidas deste controlo.

Após uma análise cuidada dos perfis de produção em volume de ar e pressão, conclui-se que a utilização dos compressores de velocidade fixa durante os fins-de-semana é desnecessária, uma vez que os dois compressores VSD são capazes de ir ao encontro das necessidades de ar.

Assim, otimizando o controlo dos compressores alterando os seus *set points* de modo a que deixem de existir estas passagens de carga/vazio ou, em alternativa se defina que aos fins-de-semana se utiliza apenas os compressores VSD, conduzem a uma poupança anual na ordem dos **12 000 €** e **26,4 tep**. Este efeito é semelhante ao que se obteria instalando VSD nos compressores de velocidade fixa.

É difícil quantificar o valor real da poupança uma vez que o contador para as horas em vazio dos compressores é recente e os valores indicados são representativos de um curto período de tempo. No entanto, acresce ao facto de se poder reduzir esse número para praticamente zero o facto de aos fins-de-semana ao utilizar apenas os compressores VSD, estes terem também uma eficiência maior. Uma vez mais, esta medida incide apenas no ponto de vista operacional da central, e também por isso não requer investimento, pelo que o *payback time* é imediato.

Nota: Esta medida foi implementada através de uma afinação dos parâmetros de programação do autómato e de uma alteração das bandas de pressão, bem como dos seus *setpoints*. Foi definida uma banda para fim-de-semana (Banda: 5,6 – 6,5 bar; *Setpoint*: 6,0 bar) e uma banda para dias úteis (Banda: 5,9 – 6,6 bar; *Setpoint*: 6,25 bar). A banda de fim-de-semana e setpoint são mais baixos comparando com os dias de semana uma vez que os equipamentos consumidores de ar comprimido não necessitam de uma pressão tão elevada como os que operam durante os dias úteis. Verificou-se não só o desaparecimento dos períodos de vazio, como também uma subida do rácio de desempenho do sistema como um todo, sobretudo aos fins-de-semana.

#### **4.1.3 Substituição de Compressores**

Através dos ensaios realizados aos compressores individualmente, foi possível perceber que os compressores de velocidade fixa são bastante ineficientes quando comparados com os de velocidade variável e com outras opções existentes no mercado.

De seguida faz-se a análise para a viabilidade de substituição destes compressores por um centrífugo, de maior capacidade e, num outro caso, por um compressor VSD de tecnologia idêntica aos já existentes na fábrica.

#### Situação Actual:

Anteriormente já foi referida a desempenho actual do sistema de ar comprimido, bem como dos compressores individualmente. Uma vez sabendo esses valores, foi feita uma análise através do sistema *powergest* às 8760 horas do ano de 2016 e foi possível contruir o gráfico e tabelas seguintes:

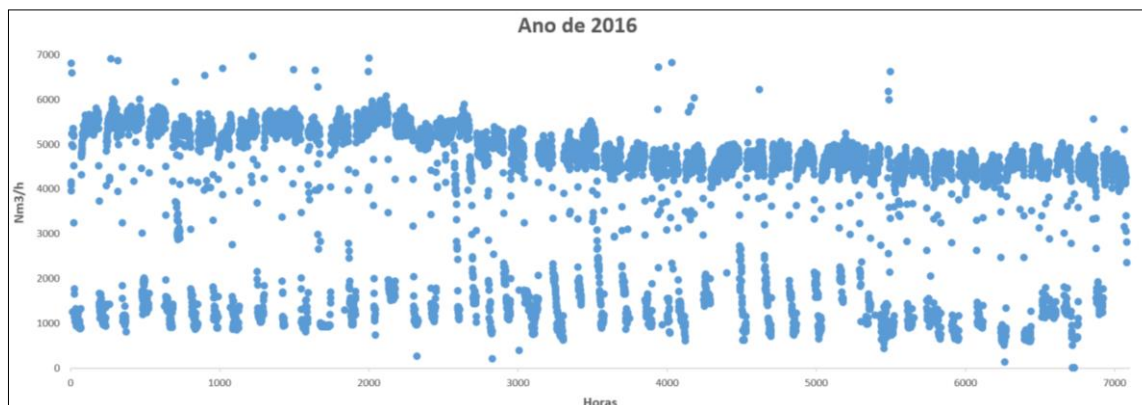


Figura 43 - Produção de Ar Comprimido em 2016 (Nm3)

A tabela seguinte foi adaptada dos dados retirados do sistema de gestão de energia. Uma vez que este sistema não regista qualquer valor quando está parado e por vezes apresenta alguns problemas nos valores medidos, não se poderam contabilizar as 8760 horas do ano.

Tabela 7 – Produção de Ar Comprimido 2016

Caudal (Nm3/h)	Horas	% Tempo	% Volume	Nm3 Produzidos
Parado	192	2,2	-	0
Dias de Semana	6240	71,2	89,5	29.105.128
Fins-de-semana	2328	26,6	10,5	3.400.448
<b>TOTAL 2016</b>	<b>8760</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>32.505.576</b>

Desse modo, foram retirados valores de 7018 das 8760 horas de 2016. Durante estas horas o Sistema de Ar Comprimido esteve sempre a produzir. Para a construção da tabela representativa do ano de 2016, os valores foram extrapolados e corroborados com os contadores gerais anuais. Fazendo uma média da produção nas 7018 horas, que é representativa da média anual, é possível descobrir o número de horas que o SAC esteve parado, fazendo a diferença entre 8760 horas e a divisão entre o volume total de ar produzido no ano e a produção média total (3812 Nm3/h). Tendo as proporções das bandas dos volumes de produção para 7018 horas, e sabendo o número de horas que o sistema esteve parado, foi possível obter a % de tempo em que o SAC produz cada banda de volumes de ar: média de 4870 Nm3/h durante os dias de semana e média de 1670 Nm3/h durante os fins-de-semana.

Na tabela seguinte faz-se um resumo dos níveis de produção de 2016 e os previstos para o ano de 2017 de acordo com os níveis de produção atuais.

**Tabela 8 - Produção AC em 2016 e 2017**

<b>Ano</b>	<b>Volume de Ar (Nm<sup>3</sup>)</b>	<b>Eletricidade (kWh)</b>	<b>Custo (€)</b>
<b>2016</b>	32 505 576	4 438 044	443 800
<b>2017 (Previsto)</b>	33 202 000	4 538 480	453 848

De modo a facilitar a análise dos números na tabela anterior, foi ainda feita uma divisão entre os dois regimes de produção de ar comprimido: fins-de-semana *versus* dias de semana. Deste modo:

Dias de Semana – Rácio de Desempenho = 7,5 Nm<sup>3</sup>/kWh

- Volume médio produzido = 4870 Nm<sup>3</sup>/h
- 89,5 % do volume de ar produzido anualmente

Fins-de-semana – Rácio de Desempenho = 7,9 Nm<sup>3</sup>/kWh

- Volume médio produzido = 1670 Nm<sup>3</sup>/h
- 10,5 % do volume de ar produzido anualmente

Nota: Como já foi explicado, os valores utilizados para as eficiências diferem dos valores inicialmente apresentados na secção 3.1.6 uma vez que numa fase posterior a esta medição houve melhoramentos a nível do sistema de controlo que fez subir estes valores, tendo sido feita a implementação de um contador de caudal que permitiu obter valores mais precisos em relação à eficiência do sistema como um todo e das eficiências individuais de cada um dos compressores de velocidade fixa, utilizando um método semelhante àquele anteriormente explicado.

#### **– Substituição por Compressor Centrífugo**

Após uma pesquisa das diferentes opções disponíveis no mercado, o modelo escolhido foi o ZH 350+, também fornecido pela AtlasCopco. A escolha neste modelo recai no facto de ser uma tecnologia que permite rácios de desempenho muito superiores quando comparado com os de parafuso. Tal deve-se ao facto da técnica de compressão ser distinta, razão pela qual estes compressores produzem um volume de ar muito superior quando comparados com os de Parafuso, de tal modo que os compressores centrífugos mais pequenos existentes no mercado têm uma capacidade de produção superior aos maiores de “Parafuso Isento de Óleo”. O fornecedor escolhido foi a AtlasCopco uma vez que esta é uma parceria da *Philip Morris International* em todas as suas subsidiárias. Os outros compressores existentes pertencem a esta mesma empresa, pelo que se tem facilitado o contacto com a empresa para questões de reparação, manutenção e incorporação do compressor no sistema de controlo (ES 360).

As características do compressor a adquirir encontram-se na tabela seguinte:



Tabela 9 - Características Compressor Centrífugo ZH350+

Compressor	Caudal (Nm <sup>3</sup> /h)	Potência (kW)	(Nm <sup>3</sup> /kWh)
ZH 350+	3000	269	11,15

Como se pode consultar através do catálogo de produtos da AtlasCopco, o compressor centrífugo em questão pode acompanhar a procura de ar dos processos até um valor de 5681 Nm<sup>3</sup>/h. No entanto, o compressor encontra a sua eficiência máxima para uma produção de caudal de Ar Comprimido para o valor de 3000 Nm<sup>3</sup>/h. Assim, o cenário ideal é aquele em que o compressor centrífugo faz a base (3000 Nm<sup>3</sup>/h) e a restante quantidade de ar necessária é acompanhada pelos dois compressores VSD já existentes na central de ar comprimido.

Dias de Semana – Rácio de Desempenho = 10,24 Nm<sup>3</sup>/kWh



Figura 44 - Produção de AC em dias de Semana

Na figura anterior pode-se ver representada a situação descrita no parágrafo anterior, ou seja, o compressor centrífugo tem um limite mínimo e máximo de caudal para o qual é eficiente, neste caso entre 1670 (valor médio de fins de semana) e 3000 Nm<sup>3</sup>/h. Durante os dias de semana o rácio de desempenho atingido seria de 10,24 uma vez que os 11,15 Nm<sup>3</sup>/kWh apresentados na tabela anterior apenas se aplicam a cerca de 65% do volume de ar produzido, tendo os restantes 35% a desempenho de 8,4 referentes aos compressores VSD existentes.

Assim, a solução proposta é que o compressor centrífugo atue apenas durante os dias de semana, mantendo-se o rácio de fim-de-semana inalterado, quando comparado com a situação existente. Na tabela seguinte faz-se uma comparação entre a situação presente e futura (no caso de fazer a instalação deste compressor)

Tabela 10 - Comparação de Cenários 1

	Fim-de-semana Nm <sup>3</sup> /kWh	Dias de Semana Nm <sup>3</sup> /kWh	Electricidade (€)	En. Primaria (tep)
Situação Atual	7,9	7,5	443 800	954,2
Situação Futura	7,9	10,2	332 225	714,3
<b>Poupança</b>	-	-	<b>111 575 €</b>	<b>239,9 tep</b>
<b>Investimento – 370 000 €</b>				

Uma vez que este compressor tem um volume de produção muito superior aos existentes, para além da aquisição do compressor, seria também necessário adquirir um secador. Os valores para o investimento destes equipamentos são respectivamente 275 000 € e 65 000 €. Para além destes valores, acresce o facto de o compressor, ao contrário dos já existentes na instalação, ter de ser refrigerado a água devido aos elevados volumes de ar que comprime. Esta característica exige que seja instalado um circuito de água de refrigeração e uma possível torre de refrigeração. Os valores de custos de instalação e engenharia do circuito de água de refrigeração serão considerados no cálculo do período de payback acrescentando um valor de 30 000 €. Este valor não é rigoroso mas sim uma aproximação. Não foi feita uma pesquisa mais em detalhe deste custo pela existência de uma solução alternativa (aquisição de um compressor VSD), que se revelou mais interessante quando comparada com esta solução. Para além de os custos de manutenção do secadore a adquirir serem superiores, outro aspecto negativo desta transição para o compressor centrífugo é o facto de este ter um volume consideravelmente superior quando comparado com os compressores existentes, pelo que levaria a que o espaço para circulação de pessoal e equipamentos de manutenção na central de ar comprimido ficasse mais reduzido.

Assim, o valor total do investimento é de sensivelmente 370 000 €, que conduz a uma poupança anual de 111 575 €. Como foi já referido, a taxa de actualização  $t$ , dependente do valor das taxas de rendimentos, risco e inflação toma o valor de 13%. Para uma vida útil de 15 anos (valor conservativo) o projecto apresenta um VAL de 351 040 € com uma TRI 29,5 % e um PRI de 3,3 anos.

#### – Substituição por Compressor “Parafuso Isento de Óleo com VSD”

A análise do ponto de vista de cálculo de poupança energética e económica é semelhante à anterior, com a diferença que este compressor viria a substituir diretamente um dos de velocidade fixa (compressor 4). A troca seria feita diretamente com o compressor 2 uma vez que este é aquele que, apesar de não ser o que apresenta pior rácio de desempenho, é o aquele cujos componentes estão em pior estado de degradação e a carecer de maiores intervenções, para além de que não tem, presentemente, os contratos de manutenção em vigor.

O modelo de compressor escolhido, uma vez mais da AtlasCopco, foi o ZT 250 VSD FF. Deste modo, a capacidade de produção de ar da central de comprimido fica acrescida em 200 litros por segundo. Esta diferença não é relevante uma vez que a central continuaria a operar nas condições atuais (entre 60 a 70% da carga), no entanto, numa óptica de uma reestruturação futura da fábrica, este acréscimo de capacidade pode-se revelar interessante. Neste ponto em específico, por contraste, a opção do compressor centrífugo seria vantajosa uma vez que viria quase a duplicar a capacidade da central uma vez que também seria feita uma troca directa.

As características do compressor a adquirir encontram-se na tabela seguinte:

**Tabela 11 - Características do Compressor ZT 250 VSD FF**

<b>Compressor</b>	<b>Caudal (Nm<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>(Nm<sup>3</sup>/kWh)</b>
ZT 250 VSD FF	1734	170,6	10,1

Como foi dito anteriormente, os compressores VSD estão otimizados para trabalhar numa gama entre 30 a 80 % da carga máxima. Assim, nesta nova configuração, e tendo o novo compressor a cerca de 75% da carga é possível que este forneça um caudal de ar de aproximadamente 500 l/s que, equivale ao valor normal de produção dos compressores de velocidade fixa existentes (nos dias de produção).

Uma vez que o rácio de desempenho do compressor a adquirir para o volume de ar referido é de 10,17 Nm<sup>3</sup>/kWh, a eficiência da central passa de 7,5 para 8,37 nos dias úteis. Uma vez mais, o valor deste novo rácio foi calculado fazendo a ponderação do volume de ar produzido por cada compressor, tal como no numerador da equação 25. Na tabela seguinte apresenta-se um resumo dos principais valores resultantes desta troca.

**Tabela 12 - Comparação de Cenários 2**

	Fim-de-semana <i>Nm<sup>3</sup>/kWh</i>	Dias de Semana <i>Nm<sup>3</sup>/kWh</i>	Electricidade (€)	En. Primaria (tep)
Situação Atual	7,9	7,5	443 800	954,2
Situação Futura	10,1	8,4	392 003	842,8
<b>Poupança</b>	-		<b>51 797 €</b>	<b>111,4 tep</b>
<b>Investimento - 190 000 €</b>				

O elevado rácio de desempenho aos fins-de-semana deve-se ao facto de este compressor, sozinho, ser capaz de ir ao encontro de todas as necessidades de ar comprimido.

Apesar de ser um valor elevado, quando comparado com o valor de investimento do compressor centrífugo (275 000 €) que oferece um rácio substancialmente melhor e para um volume de produção bastante maior (daí que as poupanças na fatura energética sejam bastante superiores, ainda que no outro caso o compressor só funcionasse durante os dias de semana), a este valor não é necessário acrescer o valor de aquisição de um secador, uma vez que o compressor VSD FF já vem incorporado com um secador interno, tal como os dois já existentes na central. Uma das vantagens deste compressor em relação ao centrífugo é o facto de ser mais compatível e facilmente integrado no sistema de controlo ES 360. Por outro lado, não necessita de circuito de água de refrigeração. Finalmente, é importante referir que foi ainda estudada a opção de adquirir um compressor idêntico, mas sem secador incorporado, em que a ideia seria utilizar o secador MD 600 existente que está hoje em dia a servir o compressor 2 (que iria para sucata), no entanto após uma conversa com especialistas da parte da AtlasCopco, esta medida foi desencorajada pelo facto de se por algum motivo o compressor sentir a necessidade de ultrapassar os 600 litros por segundo, corre-se o risco de danificar o secador e, claro, de o ar não sair tão seco como é desejado para os processos.

Pelas razões enumeradas no parágrafo anterior, neste caso o valor do investimento é o custo de aquisição do compressor que é de 190 000 €.

Deste modo, o VAL, TIR e PRI do projecto são respectivamente 144 740 €, 26,4 % e 3,7 anos.

#### 4.1.4 Instalação de Unidade de Recuperação de Calor

Como já foi referido, até 90 % da energia num compressor é dissipada através da forma de calor.

Presentemente no Sistema de Ar Comprimido da Tabaqueira existe uma tubagem cujo objectivo é proceder a uma recuperação de calor do ar de escape do secador do compressor 1. Esta tubagem une a saída do ar de arrefecimento do compressor à pré-câmara de combustão da caldeira 1, onde os gases de combustão são pré-aquecidos. No entanto, uma vez que a caldeira 1 raramente é utilizada, esta medida acaba por não ter efeito na prática. Mesmo com esta recuperação de calor, a diferença inculca no rendimento da caldeira 1 não é suficiente para que a torne mais atrativa do ponto de vista energético, quando comparada com a caldeira 2.

Assim, a ação proposta seria fazer com que esta tubagem tivesse como destino a caldeira 2 e, em segundo lugar, tentar que o ar de escape seja obtido do compressor 3 em detrimento do compressor 1 que, como se verá, conduz a poupanças maiores. Para tal, necessitaria de mudar a localização do ventilador e estender a tubagem de recuperação existente em cerca de 15 metros, pelas razões enumeradas no parágrafo anterior.

Ao encaminhar o ar de exaustão dos compressores para a admissão dos queimadores das caldeiras, dá-se um aumento de temperatura deste caudal de ar, o que conduz a uma melhoria da eficiência de combustão uma vez que se reduz, para a mesma produção de vapor, a quantidade de gás natural necessária na queima das caldeiras.

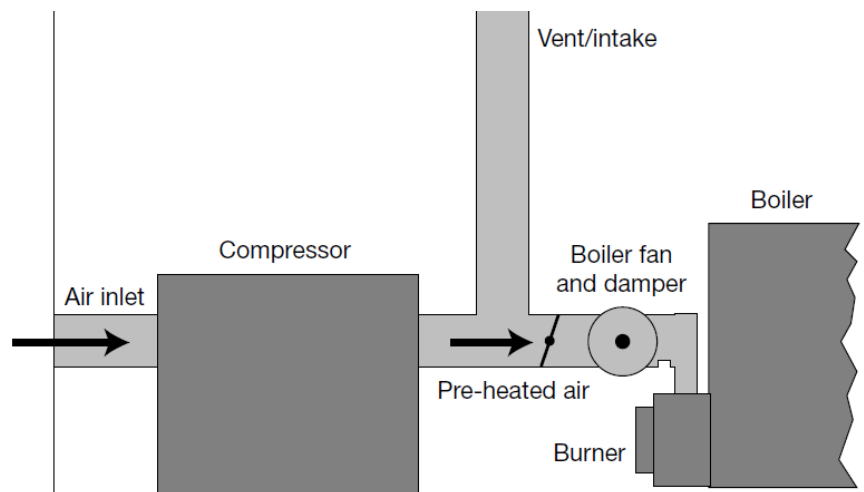
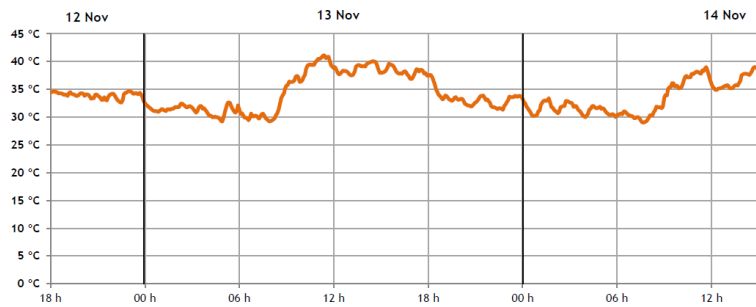


Figura 45 - Esquema Recuperação de Calor

Utilizando dados de um estudo feito anteriormente na empresa em que foi medida a temperatura do ar de exaustão do compressor de velocidade variável (compressor 3), foi construído o seguinte perfil referente a dois dias em Novembro de 2012.

Este estudo foi há 5 anos atrás, no entanto nem as condições meteorológicas nem as condições de funcionamento do compressor se alteraram significativamente, daí que continue a ser válido.



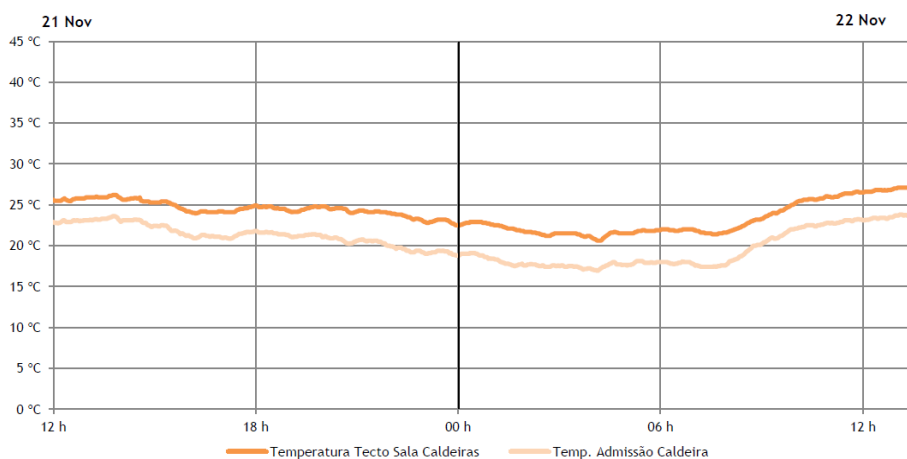
**Figura 46 - Perfil de Temperaturas do ar de exaustão Compressor 3**

De notar que a temperatura do ar de exaustão varia entre 30 °C e 40 °C: a variação das temperaturas é ligeiramente influenciada pela temperatura exterior, apresentando um valor médio de 35 °C.

Uma vez que este compressor tem variador de velocidade incorporado, a temperatura do ar de exaustão está também relacionada com o factor de carga do compressor. De realçar ainda que no verão as temperaturas serão superiores aquelas apresentadas no estudo feito em Novembro. À data, o estudo relaziado demonstrou que uma vez que este compressor tem o secador incorporado, atinge temperaturas médias do ar exausto superiores às dos compressores de velocidade fixa.

O caudal de ar de exaustão por parte do compressor foi calculado através da medição da área de secção da conduta (2,98 m<sup>2</sup>) e da velocidade média do ar (2,1 m/s) medidos a pressão e temperatura normais. Assim, o caudal calculado foi de 22.500 Nm<sup>3</sup>/h.

É necessário conhecer também o regime de produção e condições do ar de entrada para a produção de vapor na caldeira 2, uma vez que esta é a caldeira escolhida para encaminhar os gases de combustão. Uma vez mais, recorreu-se aos dados do estudo anteriormente referido.



**Figura 47 - Perfil de Temperaturas Ar Sala de Caldeiras e Ar de Admissão**

Como se pode observar, a temperatura do ar de admissão teve uma média de 20° C e é dependente da temperatura do ar exterior, sendo inferior nos períodos noturnos. De notar também que as medições permitiram concluir que a temperatura do ar no interior da casa das caldeiras é superior em cerca de 10° C em relação ao exterior.

Por fim, existe uma diferença de cerca de 4<sup>o</sup> C entre a conduta de admissão e o tecto da central, pelo que uma simples elevação da mesma permitiria poupanças energéticas.

Para o regime de produção de vapor médio de 3150 ton/h, corresponde uma velocidade média de entrada do ar de 7,1 m/s. A conduta tem uma área de 0,39 m<sup>2</sup>, o que corresponde a um caudal de ar de 9970 m<sup>3</sup>/h.

Como se pode verificar, o caudal de ar requerido pela caldeira é inferior aquele que é exausto pelo compressor 3. Deste modo, o caudal de ar encaminhado é até superior ao que seria necessário para alimentar o queimador da caldeira, pelo que parte seguirá para o queimador e o restante ficará no ar ambiente circundante à caldeira.

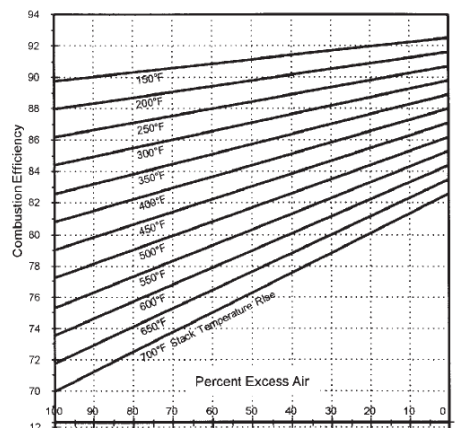


Figura 48 - Curva de Eficiência de Combustão [35]

O objectivo desta unidade é a de diminuir o valor da Stack Temperature Rise, mantendo a percentagem de excesso de ar de modo a conseguir obter melhores rendimentos na caldeira. No caso de estudo, o excesso de ar é cerca de 3,5 %.

Com o aumento de temperatura de admissão do ar alcançada com esta unidade de recuperação de calor de 15 °C, e de acordo com a curva representada na Figura anterior, é possível uma melhoria de 0,6 % na eficiência da caldeira.

Tendo como base os dados de 2016, e uma vez que a caldeira 2 foi responsável por 90 % do consumo de gás natural, esta medida permite uma poupança anual superior a 14.000 Nm<sup>3</sup> de gás natural, o que se traduz em **6740 €** e **12,8 tep**.

O investimento necessário estimado é de cerca de 5000 €, uma vez que apenas é necessário estender a tubagem já existente em 15 metros e a correspondente mão-de-obra. Assim, o projecto tem um PRI de 0,75 anos, ou seja, 9 meses. Uma vez mais, utilizando uma vida útil de 15 anos e taxa de actualização de 13%, o VAL do projecto é de 38 550 €, a TIR 134,8 % e o período de payback 9 meses.

## 4.2 Cogeração

De modo a poder comparar os diferentes cenários de cogeração e a ir ao encontro das necessidades por parte dos processos, considerou-se que o produto final (vapor) tem sempre a mesma pressão e temperatura de 10 bar e 190 °C bem como um caudal médio de 0,95 kg/s.

Como aproximação, todos os gases de combustão foram considerados ideais, o sistema considerado estacionário e todas as reacções químicas são completas. Alguns parâmetros são considerados fixos e encontram-se na Tabela seguinte:

Tabela 13 - Aproximações para os sistemas de Cogeração

Eficiência da Caldeira, $\eta_b$	0,95
Eficiência Gerador Elétrico, $\eta_{gen}$	0,97
Eficiência Turbina a Vapor, $\eta_{st}$	0,85
Eficiência Turbina a Gás, $\eta_{gt}$	0,85
Eficiência Câmara Combustão, $\eta_{cc}$	0,98
Eficiência Compressor, $\eta_c$	0,82
$T_0$ (K), $P_0$ (kPa)	288 K; 101,32 kPa
PCI Gás Natural (kW/Nm <sup>3</sup> )	10,56
$C_{p,ar}$ (kJ/kg K)	1,004
$C_{p,gas}$ (kJ/kg K)	1,148
Título do Vapor, $x_{out}$	0,95
$\Delta T_1$ e $\Delta T_2$ (K)	8,33

### 4.2.1 Ciclo de Rankine – Turbina a Vapor

Podendo aproveitar as caldeiras existentes para a produção de vapor e electricidade em simultâneo, das três opções anteriormente referidas, o ciclo de Rankine apresentaria a vantagem de não necessitar de um investimento tão grande. Por esse motivo, fez-se em primeiro lugar a análise desta solução. Considera-se que a energia transferida do ciclo de Rankine é feita para os processos, que substituem a função do condensador no ciclo teórico.

O cenário estudado foi aquele em que o volume de vapor (0,95 kg/s) que passa pela turbina a vapor é igual ao que segue para os processos. Apesar disso, quando os volumes de vapor assim o justificarem, em vez de recorrer apenas a uma caldeira, poder-se-ia utilizar em simultâneo as duas caldeiras existentes.

No entanto, após fazer o estudo deste cenário, tanto a nível energético, como pela viabilidade económica, esta modalidade revelou-se pouco interessante uma vez que a potência eléctrica produzida seria na ordem dos 25 kW, havendo condensação do vapor na turbina e necessitando de um volume de GN queimado muito superior.

Posto isto, a primeira possibilidade para este ciclo seria fazer o aproveitamento de electricidade em separado do aproveitamento de vapor, como se mostra na figura seguinte:

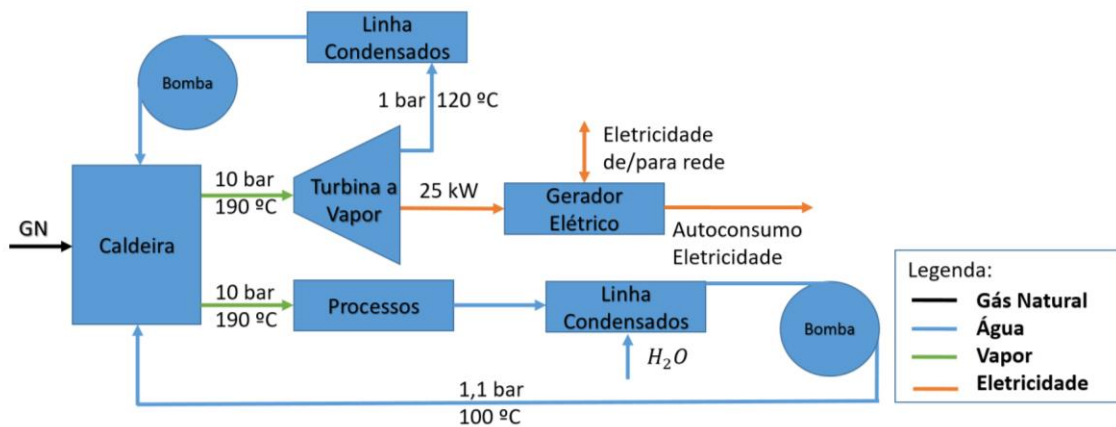


Figura 49 - Ciclo de Rankine com aproveitamento de Trabalho e Calor em separado

A outra possibilidade é fazer o aproveitamento tal como na Figura seguinte em que o vapor sobreaquecido é produzido de modo a que após a passagem pela turbina saia como vapor saturado e pronto a ser utilizado para os processos, às condições necessárias, ou seja, a cerca de 10 bar e 190 °C. No entanto, para que tal aconteça, a caldeira tem de produzir a uma pressão e temperatura consideravelmente superiores para que, tendo em conta as perdas por expansão na turbina, o vapor gerado possa satisfazer as necessidades dos processos. Após uma análise cuidada foi possível concluir que o cenário ideal de cogeração através do ciclo de Rankine é aquele que se apresenta na seguinte figura.

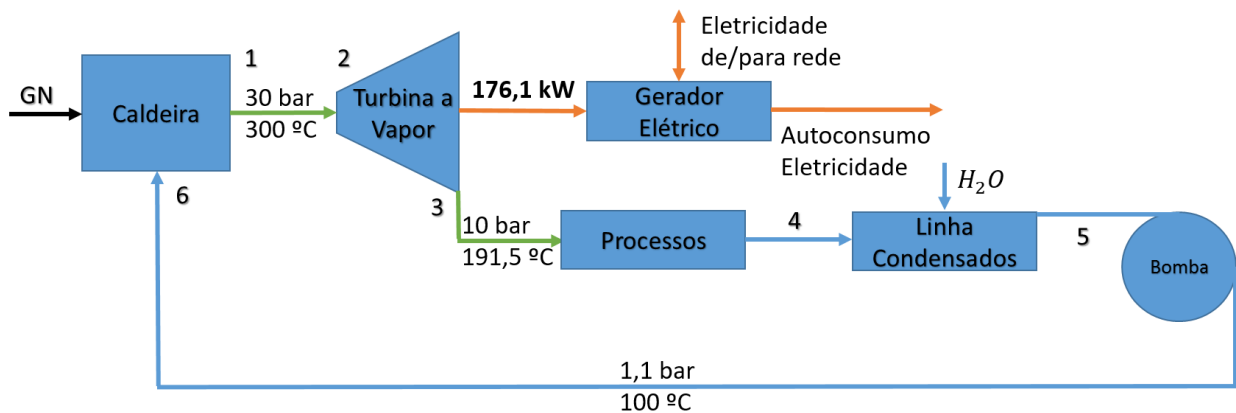


Figura 50 – Cogeração – Ciclo de Rankine



## Análise Energética

Em primeiro lugar, para calcular o caudal mássico de vapor necessário para satisfazer o processo é necessário saber a energia térmica que os processos necessitam bem como as condições à saída da turbina e à entrada do tanque de condensados. Desse modo, o caudal, que se mantém igual ao existente no cenário sem cogeração, é dado por:

$$\dot{m}_s = \frac{E_{th}}{(h_3 - h_4)} = 0,95 \text{ kg/s} \quad (27)$$

Do mesmo modo, o calor necessário a introduzir na caldeira é:

$$Q_{bl} = \frac{\dot{m}_s(h_1 - h_6)}{\eta_b} \quad (28)$$

O trabalho produzido pela turbina está directamente relacionado com o caudal de vapor, as entalpias de entrada e de saída da turbina e também com a eficiência do gerador eléctrico.

$$\frac{W_{st}}{\eta_{gen}} = \dot{m}_s(h_3 - h_2) = 176,1 \text{ kW} \quad (29)$$

De notar que a entalpia  $h_3$  representa a entalpia real do vapor e pode ser calculada tendo em conta a expansão isentrópica na turbina e a sua eficiência.

$$h_3 = h_2 - (\eta_{st}(h_2 - h_{3s})) \quad (30)$$

Dos processos 3 ao 6, tudo se mantém com o mesmo modo de funcionamento e os valores de pressão, temperatura, etc., são os mesmos aos de hoje em dia, pelo que não será abordado nesta dissertação.

## Análise Económica

Em primeiro lugar calculou-se o custo de produção de vapor no cenário actual e posteriormente o custo de produção no cenário de cogeração.

Para tal considerou-se o aquecimento da água desde a sua temperatura de entrada na caldeira (100 °C) até à temperatura de vapor e consideráram-se fixos os preços de gás natural bem como o valor do seu PCI. De notar que se teria de adquirir uma caldeira nova uma vez que as caldeiras existentes apenas são capazes de produzir vapor até 16 bar. O valor de eficiência da caldeira a adquirir foi obtido através da consulta de diversos catálogos dos equipamentos existentes no mercado, tendo sido esta a melhor opção encontrada.

Os cálculos estão resumidos na tabela seguinte:

Tabela 14 - Custo de Produção de Vapor

		Situação Actual	Situação Futura
<b>Custo de Proruzir Vapor</b>		10 bar; 185 °C	30 bar; 300 °C
<b>Entalpia</b>	<b>Vapor</b>	2778,1 kJ/kg	2804,2 kJ/kg
	<b>Água</b>	762,81 kJ/kg	1017,06 kJ/kg
<b>Calor Específico Água (Cp)</b>		4,1833 kJ/kg-K	4,3277 kJ/kg-K
<b>Temperatura Saturação</b>		185 °C	235 °C
<b>Energia para atingir <math>T_{vapor}</math></b>		352,07 kJ/kg	865,54 kJ/kg
<b>Energia Vaporização</b>		2015,3 kJ/kg	1795,7 kJ/kg
<b>Total</b>		2367,37 kJ/kg	2661,24 kJ/kg
<b>Rendimento Caldeira</b>		85,50 %	95 %
<b>Preço GN</b>		0,48 €/Nm <sup>3</sup>	
<b>PCI GN</b>		38 MJ/Nm <sup>3</sup>	
<b>Preço de produção de Vapor</b>		<b>0,035 €/kg</b>	<b>0,036 €/kg</b>

O valor do calor específico da água varia com a temperatura e pode ser calculado através da seguinte expressão (Tabela A-21, [23]):

$$C_p = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4 \quad (31)$$

Como se pode verificar, o custo de produção de vapor a 30 bar é praticamente igual ao de produzir vapor a 10 bar. Tal deve-se à eficiência da futura caldeira que é consideravelmente superior.

Tendo como base os valores de produção de 2016, em que foram produzidas 34 250 toneladas de vapor, resultou num custo em gás natural de 1,198,750 €. Para produzir o mesmo volume de vapor a 30 bar e 300°C, teria um custo de 1,233,000 €. Deste modo, a poupança anual é dada pela diferença entre os custos evitados da compra de energia eléctrica e o acréscimo de custo de gás natural para a produção deste vapor (+34 250 €). Uma vez que a fábrica produz vapor 24 horas por dia, todos os dias e apenas tem uma paragem de 1 semana aquando do *shutdown* da fábrica, considera-se um factor de utilização de 97 %, o que corresponde a cerca de 8500 horas. Com uma potência de 176,1 kW, toda a eletricidade produzida é consumida pela fábrica, uma vez que no ano inteiro, em momento algum o consumo eléctrico é inferior a este valor. Isto equivale a uma poupança na fatura eléctrica de 149 636 €. Tendo em conta que os custos de manutenção são sensivelmente, 5,000 € por ano para turbinas a vapor desta dimensão, a poupança anual traduz-se em **114 300 €** e **267,4 tep**. Os custos de investimento relativos a esta tecnologia dizem respeito à turbina (120 000 €) e à caldeira (310 000 €), pelo que fazem um total de 430 000 €. Isto traduz-se num VAL de 308 650 €.

Na Figura seguinte pode-se encontrar o balanço energético global do sistema de cogeração.

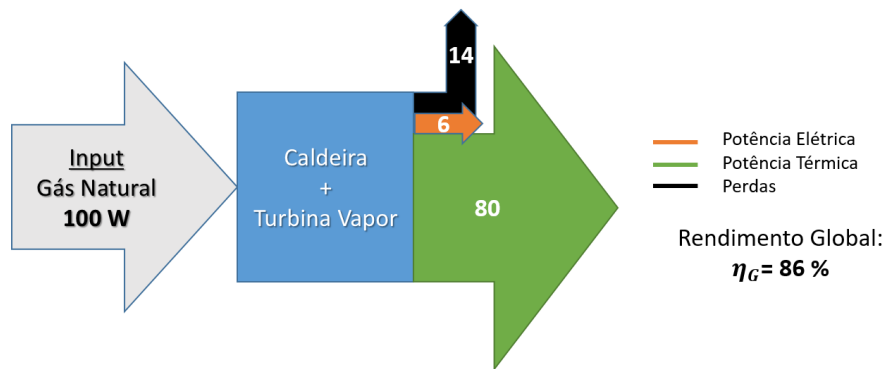


Figura 51 – Rendimento Global do Ciclo de Rankine

#### 4.2.2 Ciclo Brayton – Turbina a Gás

Uma vez mais, o que se pretende nesta modalidade de cogeração é que o vapor produzido pelo gerador saia à pressão e temperatura desejadas. A diferença entre este ciclo e o anterior reside sobretudo na necessidade da presença de um compressor e uma câmara de combustão em detrimento da caldeira, bem com um recuperador de calor que produza o vapor para casos em que o uso de vapor tenha de ser efectuado em alta pressão (como é o caso). O esquema proposto encontra-se na Figura que se segue:

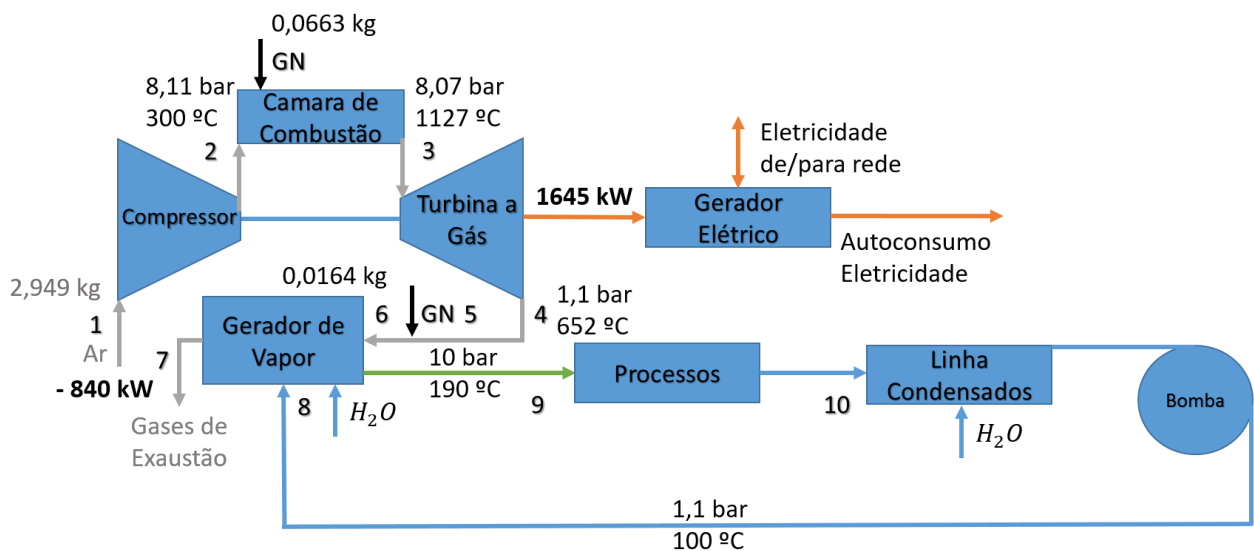


Figura 52 – Cogeração – Ciclo Brayton

Antes de se proceder às análises económica e energética desta tecnologia, deve-se referir que se assumem iguais os rácios  $(P_4/P_3)$  e  $(P_1/P_2)$ . Do mesmo modo, tanto  $P_1$  à entrada do compressor como  $P_7$  à saída do gerador de vapor estão à pressão ambiente  $P_0$ . A temperatura  $T_3$  de entrada na turbina é fixa e depende da temperatura máxima que os componentes da mesma conseguem aguentar. O valor limite desta temperatura é dado pelos fornecedores e vai-se considerar 1400 K.

## Análise Energética

O trabalho real produzido pelo compressor é calculado pelos princípios dos gases ideias. Deste modo, a temperatura isentrópica de saída da unidade compressora é calculada por:

$$T_{2s} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma_{ar}-1)/\gamma_{ar}} \quad (32)$$

Onde  $\left( \frac{P_2}{P_1} \right)$  é o rácio de compressão,  $\gamma_{ar}$  a razão dos calores específicos ( $c_p/c_v$ ) do ar e  $T_1$  a temperatura de entrada no compressor que é igual à temperatura ambiente. Esta temperatura isentrópica tem, no entanto, de ser corrigida para a temperatura de saída real, tendo em conta a eficiência do compressor.

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{\eta_c} (T_{2s} - T_1) \quad (33)$$

O trabalho do compressor pode então ser calculado pela expressão seguinte:

$$W_C = \dot{m}_{ar} C_{p,ar} (T_1 - T_2) \quad (34)$$

Em que  $\dot{m}_{ar}$  é o caudal de ar e  $C_{p,ar}$  o seu calor específico médio. Fazendo um balanço mássico e energético ao sistema total, obtem-se a relação entre os caudais de ar e gás natural que entram com os gases de exaustão à saída do gerador de vapor a alta pressão.

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar} \quad (35)$$

$$(\dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar}) C_{p,gas} (T_3 - T_0) + \dot{m}_{gas} (PCI_{GN}) (1 - \eta_{CC}) = \dot{m}_{gas} (PCI_{GN}) + \dot{m}_{ar} C_{p,ar} (T_2 - T_0) \quad (36)$$

Para saber a quantidade necessária de gás natural, basta resolver a expressão anterior em ordem a  $\dot{m}_{gas}$ , calculando  $\dot{m}_{ar}$  tendo em conta 220 % de excesso de ar. Assim, o *input* térmico na câmara de combustão é dado pelo produto entre a massa de GN e o seu PCI. A temperatura isentrópica de saída da turbina é então:

$$T_{4s} = \frac{T_3}{P_4/P_3 (1 - f_{pd})^{(1-\frac{1}{\gamma_{gas}})}} \quad (37)$$

Onde  $\gamma_{gas}$  é a taxa de calor específica dos gases de exaustão da câmara de combustão e  $f_{pd}$  a perda de pressão friccional na câmara. Uma vez mais, é necessário calcular a temperatura real:

$$T_4 = T_3 + \eta_{gt} (T_3 - T_{4s}) \quad (38)$$

Assim, a potência eléctrica produzida pela turbina a gás e a potência líquida (tendo em conta o trabalho do compressor) são dadas respectivamente por:

$$W_{gt} = \dot{m}_{gas} C_{p,gas} (T_3 - T_4) \quad (39)$$

$$W_e = (W_{gt} - W_C) \eta_{gen} \quad (40)$$

Finalmente, passando à quantidade de vapor produzida, utiliza-se um método [25] em que se fixam duas temperaturas  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  iguais a 8.33 K. O valor de  $T_9$  é definido como 190 °C e as condições de entrada no gerador de vapor são já conhecidas. Assim, fazendo um balanço ao economizador, é possível determinar a quantidade de vapor gerado.

$$T_{7,P} = T_9 + \Delta T_1 \quad (41)$$

$$T_{8,P} = T_9 - \Delta T_2 \quad (42)$$

Deste modo, as quantidades de calor inseridas no economizador e no gerador de vapor são:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{gas} C_{p,gas} (T_{7,p} - T_6) \quad (43)$$

$$Q_{econ} = \dot{m}_{\acute{a}gua} (h_{8,p} - h_8) \quad (44)$$

De notar que  $\dot{m}_{\acute{a}gua} = \dot{m}_{vapor}$ . Assim, a massa de vapor é dada por:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q_{evap}}{(h_9 - h_{8,p})} \quad (45)$$

Este valor tem de cumprir com as necessidades atuais dos processos e corresponde a 0,95 kg/s. A temperatura dos gases à saída do gerador de vapor é dada por:

$$T_7 = T_{7,p} - \left( \frac{Q_{econ}}{\dot{m}_{gas} C_{p,gas}} \right) \quad (46)$$

Quando o volume de vapor não satisfaz as necessidades dos processos, é necessário uma queima adicional de GN (6). Assim, a massa de GN a introduzir e o valor do caudal de vapor produzir são:

$$\dot{m}_{GN,SF} = \frac{\dot{m}_{gas} C_{p,gas} (T_{6,SF} - T_4)}{PCI - C_{p,gas} (T_{6,SF} - T_0)} \quad (47)$$

$$\dot{m}_{vapor,SF} = \frac{\dot{m}_{gas,SF} C_{p,gas} (T_{6,SF} - T_{7,SF})}{(h_9 - h_8)} \quad (48)$$

## Análise Económica

Fazendo uma análise semelhante à anterior, o cenário base estudado foi o do ano de 2016 em que a produção de vapor representou um custo de Gás Natural de 1,198,750 €, o que correspondeu a cerca de 8500 horas de funcionamento da central de vapor com uma produção média de vapor de 0,95 kg por segundo.

Como se pode ver pela Figura anterior, a potência eléctrica líquida produzida é de 805 kW, uma vez que ao valor produzido pelo gerador se tem de retirar os 840 kW consumidos pelo compressor para produzir o ar comprimido a 8 bar. O volume de Gás Natural a consumir pela câmara de combustão e gerador de vapor perfaz um custo anual de 1,445,750 €, o que representa um acréscimo de custo de 246,999 €, ao qual devem ser somados os 714,000 € correspondentes à electricidade consumida pelo compressor. Por fim, deve-se ainda somar os custos de manutenção que se consideram iguais a 5 €/MWh<sub>e</sub> para este tipo de tecnologia e representam 70,000 € anuais.

Uma vez mais, toda a electricidade produzida vai ser autoconsumida, uma vez que o consumo eléctrico da fábrica nunca desce abaixo dos 800 kW, a não ser nos períodos em que a central de vapor (ou cogeração) não estão a funcionar. Desse modo, a poupança na fatura energética anual é igual a 437,250 €. Em conclusão, esta medida permite uma poupança de **367,250 €** anuais e **1005,4 tep**.

Neste caso, os custos de investimento são: Turbina (880 000 €) e Compressor (390 000 €), pelo que fazem um total de 1 270 000 € pelo que o VAL é de 1 100 310 €.

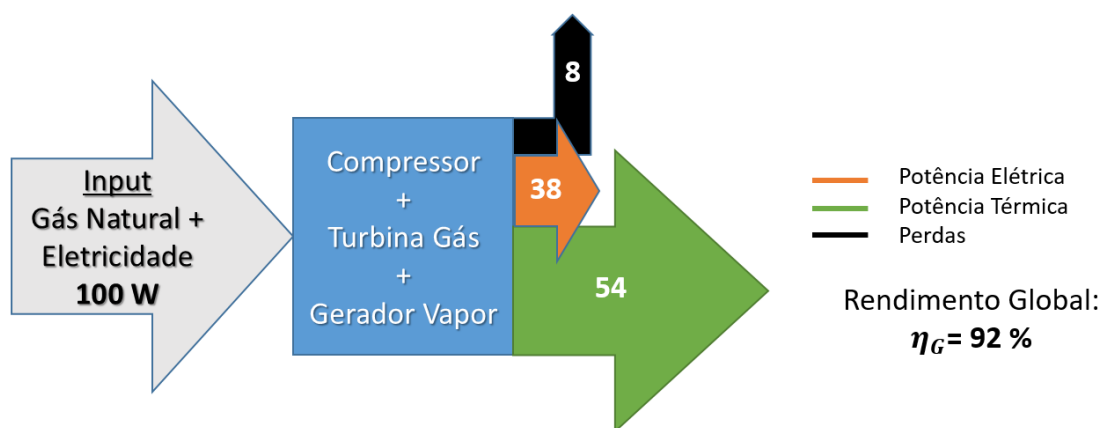


Figura 53 - Rendimento Global do Ciclo de Brayton

### 4.2.3 Ciclo Combinado

A análise do ponto de vista energético é semelhante àquelas feitas para os ciclos de Rankine e Brayton, sendo este uma combinação dos dois.

Esta opção é aquela que conduz aos maiores níveis de produção de electricidade, no entanto dada a elevada pressão e temperatura de vapor requisitadas por parte dos processos, este cenário revelou-se desinteressante do ponto de vista económico uma vez que os investimentos e o consumo de Gás

Natural são muito elevados, bem como o rendimento global do processo não é tão elevado como o das outras opções. Para além disso, uma vez que a energia elétrica produzida seria muitas vezes superior aos valores dos consumos mínimos nos fins-de-semana, isto faria com que tivesse de haver venda de electricidade para a rede, o que comparado com o cenário de autoconsumo não é tão vantajoso. Por fim, também no que toca à atribuição dos prémios de elevada eficiência e energias renováveis, também aqui esta solução se apresenta em desvantagem quando em comparação com as outras duas estudadas.

Apesar de não se apresentar a referida análise, na figura seguinte apresenta-se o esquema deste tipo de ciclo.

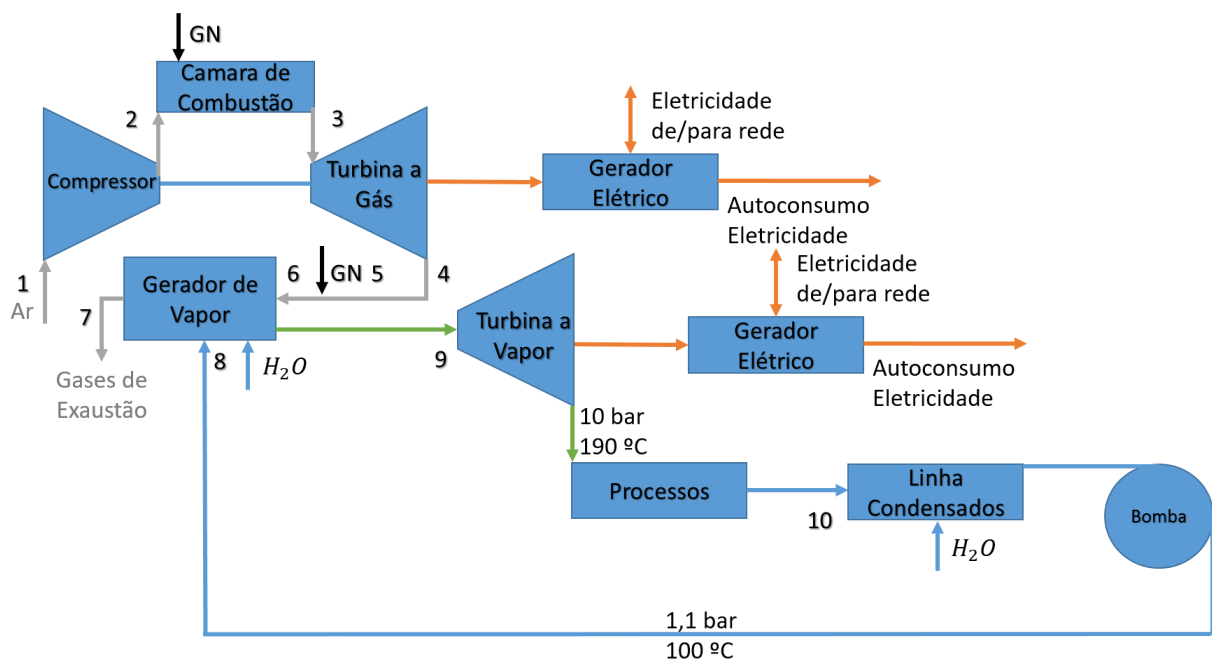


Figura 54 - Cogeração - Ciclo Combinado

#### 4.2.4 Prémios relativos à atividade de cogeração

Como já tinha sido referido no capítulo 2, está contemplada a atribuição de prémios relativos ao uso de energias renováveis e o prémio de eficiência (num cenário em que o produtor vende a Energia ao CUR). Começando pelo prémio referente à presença de energias de fonte renovável na unidade de cogeração, uma vez que à data da possível instalação do sistema já existirá 1 MW de potência instalada em painéis fotovoltaicos, a previsão é que se consiga cobrir 5% do consumo anual vindo desta fonte. Quanto ao prémio de eficiência, de referir que os sistemas de cogeração propostos são de elevada eficiência. O resumo das contribuições dos prémios encontra-se na tabela seguinte:

Tabela 15 - Prémios de Eficiência e Energias Renováveis - Cogeração

	Prémio Eficiência (€/ano)	Prémio Renováveis (€/ano)
Rankine	20 160	748
Brayton	90 868	6 991

## 5. Conclusões

A presente dissertação integrou-se no contexto do programa Galp 21 e teve como principal objectivo a identificação da situação energética da empresa cliente, Tabaqueira, bem como a identificação de potenciais medidas de racionalização energética que permitam poupanças quer económicas, quer de emissões de  $CO_2$ .

Apesar de não constar no corpo desta dissertação e de ser um dos objectivos fomentados pelo programa Galp 21, foi também considerado o cenário de integração de energias de fonte renovável na fábrica. No entanto, uma vez que à data de início do estágio, já estavam em curso negociações para uma instalação de um parque fotovoltaico, de 1 MW de potência eléctrica para autoconsumo, esse tema não foi abordado em maior profundidade. O tema da dissertação incidia sobre os sistemas de produção de ar comprimido e de vapor, no entanto, como se verificou, a produção de vapor é já um sistema bastante optimizado no que toca à sua produção (ao contrário do ar comprimido).

Foi aprofundado o tema da produção de ar comprimido e feito um estudo para a viabilidade de instalação de uma unidade de cogeração, que acaba também por ser uma medida de eficiência energética relacionada com o uso de calor para a produção de vapor, como era objectivo inicial proposto quer para o estágio quer para esta dissertação.

Como se pode verificar pela tabela seguinte, existem várias medidas sugeridas para aumentar a eficiência energética do sistema de ar comprimido. Estas foram divididas em medidas com e sem investimento.

Uma vez que por vezes existem dificuldades em implementar certas medidas por não se poder parar a produção ou até devido ao elevado valor dos investimentos, as medidas sem investimento vêm oferecer uma possibilidade de racionalização energética sem que haja qualquer destes problemas.

**Tabela 16 - Resumo Medidas de Melhoria no Sistema de Ar Comprimido**

### Sem Investimento

	Poupança (€)	Poupança (toe)	VAL	TIR	PRI (anos)
Mudança					
Comp. Standby	7900	17,1	-	-	0
Optimização					
Atlas ES 360	12 000	26,4	-	-	0

### Com Investimento

	Investimento (€)	Poupança (€)	Poupança (tep)	VAL (€)	TIR (%)	PRI (anos)
Comp.						
Centrífugo	370 000	111 575	239,9	351 040	29,5	3,3
Comp. VSD	190 000	51 797	111,4	144 740	26,4	3,7
Udd. Recup.						
Calor	5 000	6 740	12,8	38 550	134,8	0,8



Das hipóteses estudadas, as soluções propostas de substituição de compressores, seja pelo centrífugo, seja pelo VSD, vêm trazer por acréscimo os mesmos benefícios da medida de otimizar o sistema de Controlo (Atlas ES 360), sem investimento, uma vez que estas se baseiam em ineficiências provenientes dos compressores de velocidade fixa que num cenário de troca deixariam de operar nesta fábrica. Pelas razões enunciadas na secção 4.3.1, propõe-se que a empresa mantenha os quatro compressores existentes, fazendo apenas uma troca directa do compressor 2, pelo facto de estar em condições de degradação, pelo novo compressor ZT 250 VSD FF.

Quanto ao estudo de Cogeração, cujas vantagens e características foram apresentadas nos capítulos anteriores, os resultados das poupanças foram mais significativos, no entanto também o são os valores dos investimentos. Uma das grandes vantagens desta solução é o facto de ficar mais independente no que diz respeito às oscilações do preço de electricidade, uma vez que a tendência do preço do gás natural tem sido de vir a descer, enquanto a tarifa da electricidade tem vindo a aumentar.

Na tabela que se segue apresenta-se o resumo do estudo feito:

**Tabela 17 - Resumo Projectos para Cogeração**

	$kW_e: kW_T$	<b>PFE</b> (€)	<b>Inv.</b> (€)	<b>VAL</b> (€)	<b>TIR</b> (%)	<b>PRI</b> (anos)	<b>PEP</b> (%)	<b>REE</b> (%)	<b>tep</b>
<b>Brayton</b>	1 : 2,8	437 250	1 370 000	1 100 310	31,9	3,6	21,4	95	1005,4
<b>Rankine</b>	1 : 13	119 300	530 000	308 650	21,8	4,6	15,8	89	267,4

Aos valores dos investimentos referidos no capítulo anterior, foram adicionados 100 000 € a cada um, servindo este valor como uma estimativa do custo de instalação dos componentes, uma vez que quer para uma tecnologia quer para outra seriam necessárias obras de reestruturação das centrais e adaptação da rede de vapor. Para o cálculo do período de retorno de investimento, foram tidos em conta para além do valor da poupança energética, também os valores dos custos de manutenção. Uma vez que a atribuição de prémios relativos à eficiência e energias renováveis se destina apenas a cogerações que não se encontrem em regime de autoconsumo total, a poupança absoluta anual que se considerou foi de 365 000 € para a cogeração com recurso a Turbina a Gás e 115 000 € para a tecnologia que recorre à Turbina a Vapor.

Conclui-se assim que, havendo a disponibilidade financeira para investir, a melhor opção é a da Turbina a Gás uma vez que apresenta o menor período de retorno do investimento. Apesar de o investimento ser quase 3 vezes superior – o que leva também a uma poupança económica cerca de 3 vezes superior, a poupança de energia primária é cerca de 4 vezes maior pelo que esta é a melhor opção quando tidas em conta as vertentes energética e económica da fábrica. Existe ainda a possibilidade de investir nas duas medidas em simultâneo, ou seja, na central de cogeração e no referido compressor VSD. Neste cenário, o investimento seria de 1 410 000 €, com um *payback time* de 3,2 anos para permitir poupanças de 430 000 € e 1175 tep por ano.

Qualquer das medidas propostas nesta dissertação apresenta ainda a vantagem de oferecer um acréscimo na capacidade, quer de vapor quer de ar comprimido, às respectivas centrais. Este acréscimo pode-se revelar interessante num cenário de expansão da fábrica e de aumento dos níveis de produção.

Definindo a eficiência global da fábrica como o rácio entre milhões de cigarros produzidos e tep's utilizadas (ultima linha da Tabela contida na Figura 9), as medidas propostas para a Central de Ar Comprimido conduzem a um aumento de 13 % na eficiencia energética deste sistema, o que representa 3 % a nível global da fábrica. A Central de Cogeração conduz a um aumento de 14,4 % de eficiencia energética na globalidade da fábrica. Finalmente, a implementação das medidas em ambos os sectores produtivos da fábrica resultariam num melhoramento de 17,2 % no indicador da sua eficiência energética global. De seguida apresentam-se os gráficos de modo a ter uma melhor percepção visual do impacto económico e energético das medidas propostas.

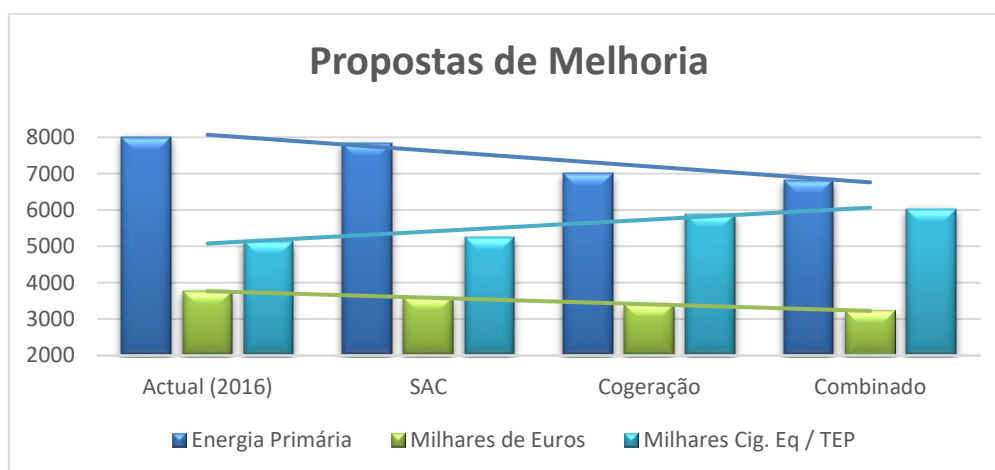


Figura 55 - Resumo das Propostas de Melhoria

Como se pode observar na Figura, tanto nas linhas de tendência para o custo na fatura energética (milhares de €) como na energia primária (tep) é a de decrescer. Já linha referente à eficiência energética apresenta um declive positivo, que indica uma melhoria no rácio “Produtos/Energia”. Este efeito é naturalmente mais ampliado quando ambas as medidas (Cogeração e SAC) são aplicadas, assim como também o é comparando apenas a Cogeração com SAC.

### Trabalhos Futuros

Uma vez que o sector energético está sujeito a variações nas tarifas de referência de GN e electricidade, propõe-se uma análise de sensibilidade do mesmo. Para além disso, num cenário futuro de expansão da fábrica e de aumento dos volumes de produção, estes valores tomariam maiores proporções, sendo ainda mais rentável a implementação de qualquer das medidas propostas.

## 6. Referências

- [1] DGE, “ENERGIA em Portugal”, Fev.2017
- [2] APREN Dados Técnicos [website] – <http://www.apren.pt/pt/> - consultado em 03/17
- [3] APREN Estatísticas Rápidas, Renováveis, Dezembro 2016, DGE [website], consultado em 03/17
- [4] PROTOCOL, Kyoto. Framework Convention on Climate Change. 2011.
- [5] European Commission [https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_en) consultado em 03/17
- [6] Diário da República, 1.ª série–N.º73–15 de Abril de 2010, Presidência do Conselho de Ministros, Resolução do Conselho de Ministros n.º 29/2010, p. 1289–1296
- [7] DGE, Estudo do Potencial de Cogeração de elevada Eficiência em Portugal, 2016
- [8] Relatório de Execução e Progresso – Tabaqueira – Bienal: 2016
- [9] Manual de Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido – ADENE, Junho 2016
- [10] SAIDUR, R.; RAHIM, N. A.; HASANUZZAMAN, M. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14.4: 1135-1153.
- [11] Diário da República, Despacho 1859/2003, 2.ª série
- [12] WRIGHT, David. Air filtration and efficiency: Cutting the cost of compressed air. *Filtration & Separation*, 2008, 45.9: 32-34.
- [13] YIN, Yonggao, et al. A proposed compressed air drying method using pressurized liquid desiccant and experimental verification. *Applied Energy*, 2015, 141: 80-89.
- [14] DINDORF, Ryszard. Estimating potential energy savings in compressed air systems. *Procedia Engineering*, 2012, 39: 204-211.
- [15] KAYA, Durmus, et al. Energy conservation in compressed-air systems. *International Journal of Energy Research*, 2002, 26.9: 837-849.
- [16] ABDELAZIZ, E. A.; SAIDUR, R.; MEKHILEF, S. A review on energy saving strategies in industrial sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15.1: 150-168.
- [17] MARSHALL, Ron, et al. Improving Compressed Air System Desempenho: A Sourcebook for Industry v3. Lawrence Berkeley National Laboratory, Resource Dynamics Corporation, 2016.
- [18] SAIDUR, R., et al. Applications of variable speed drive (VSD) in electrical motors energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, 16.1: 543-550.
- [19] EDP – <https://energia.edp.pt/corporate/servicos/poupar/variadores-eletronicos-velocidade/>

- [20] ROCCO, Cleber Damião; MORABITO, Reinaldo. Um modelo de otimização para as operações de produção de vapor em caldeiras industriais. *Gest. Prod*, 2012, 19.2.
- [21] QU, Ming; ABDELAZIZ, Omar; YIN, Hongxi. New configurations of a heat recovery absorption heat pump integrated with a natural gas boiler for boiler efficiency improvement. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87: 175-184.
- [22] ZHU, Kan, et al. Total heat recovery of gas boiler by absorption heat pump and direct-contact heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 71.1: 213-218.
- [23] MORAN, SHAPIRO, et al. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 8th edition, Wiley
- [24] GALP ENERGIA – <http://www.galpenergia.com/PT/investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Gas-Power/Power/Cogeracao/Paginas/Definicao-de-cogeracao.aspx> [website]
- [25] SHABBIR, Imran; MIRZAEIAN, Mojtaba. Energy and carbon emission savings potential of chemical plant by implementing cogeneration technologies. In: *Students on Applied Engineering (ISCAE), International Conference for. IEEE*, 2016. p. 207-212.
- [26] WU, D. W.; WANG, R. Z. Combined cooling, heating and power: a review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2006, 32.5: 459-495.
- [27] KAZI, Monzure-Khoda, et al. Multi-objective optimization methodology to size cogeneration systems for managing flares from uncertain sources during abnormal process operations. *Computers & Chemical Engineering*, 2015, 76: 76-86.
- [28] CELADOR, A. Campos, et al. Feasibility of small-scale gas engine-based residential cogeneration in Spain. *Energy Policy*, 2011, 39.6: 3813-3821.
- [29] ARCURI, P., et al. Optimal design of a small size trigeneration plant in civil users: A MINLP (Mixed Integer Non Linear Programming Model). *Energy*, 2015, 80: 628-641.
- [30] Apontamentos sobre Cogeração, Ano lectivo 2000/2001, João Luís Toste Azevedo
- [31] <https://www.edpsu.pt/pt/PRE/cogeracao/Pages/regulamentacao.aspx> [website]
- [32] Atlas Copco, Oil-free rotary screw compressors, ZR/ZT 110-750-FF & ZR/ZT 132-900 VSD-FF
- [33] CARBON TRUST - Good Practice Guide 385 - Energy Efficient Compressed Air Systems - 2005
- [34] Tabela de Equivalências - <http://galpgasnaturaldistribuicao.pt/gas-natural/o-que-e> [website]
- [35] DOTY, Steve; TURNER, Wayne C. *Energy Management Handbook*. CRC Press, 2004.
- [36] CASTRO, Rui MG. *Introdução à Cogeração*. Instituto Superior Técnico (IST) da Universidade Técnica de Lisboa (UTL), 2007.

## ANEXOS

### A. CARACTERÍSTICAS DAS TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO

Tabela A 1 -Características operacionais e custos típicos dos diferentes tipos de sistemas de cogeração [36]

Tecnologia	Turbinas a gás	Motores de explosão a GN	Motores de compressão interna	Turbinas a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Rendimento eléctrico	15% - 35%	22% - 40%	25% - 45%	10% - 40%	18% - 27%	35% - 40%
Rendimento térmico	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	20% - 50%
Rendimento global	60% - 85%	70% - 80%	70% - 85%	60% - 85%	55% - 75%	55% - 90%
Potência típica (MWe)	0,2 - 100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 - 100	0,03 - 0,35	0,01 - 0,25
Relação Pt/Pe	1,25 - 2	0,4 - 1,7	0,4 - 1,7	2 - 10	1 - 2,5	1,1
Desempenho com carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito bom
Investimento (€/kWe)	600 - 800	700 - 1400	700 - 1400	700 - 900	1300 - 2500	> 2500
O&M (€/MWh)	2 - 7	7 - 15	6 - 12	3	10 (estimativa)	2 - 12
Disponibilidade	90% - 98%	92% - 97%	92% - 97%	99%	90% - 98%	> 95%
Revisões (h)	30.000 - 50.000	24.000 - 60.000	25.000 - 30.000	> 50.000	5.000 - 40.000	10.000 - 40.000
Arranque	10 m - 1 h	10 s	10 s	1 h - 1 dia	1 m	3 h - 2 dias
Pressão do combustível (bar)	8 - 35	0,07 - 3,1	< 0,35	NA	3 - 7	0,03 - 3
Combustíveis	GN, biogás, propano	GN, biogás, propano	Diesel, óleo residual	Todos	GN, biogás, propano	Hidrogeneo, GN, propano, metanol
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do calor	Água quente, vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP	Vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP
Densidade de potência (kW/m <sup>2</sup> )	20 - 500	35 - 50	35 - 50	> 100	5 - 70	5 - 20
NOx (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01

Tabela A 2 - Vantagens e Desvantagens dos diferentes tipos de sistemas de cogeração [36]

Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbinas a gás	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fiabilidade elevada</li> <li>Emissões poluentes baixas</li> <li>Calor a temperaturas elevadas (500-600°C)</li> <li>Não necessita de refrigeração</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Operação com gás a alta pressão</li> <li>Rendimento reduzido a carga parcial</li> <li>Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente</li> <li>Ineficiente em processos com poucas necessidades térmicas</li> </ul>
Motores de explosão Motores de compressão interna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Rendimento eléctrico elevado</li> <li>Bom desempenho com carga parcial</li> <li>Arranque rápido</li> <li>Energia térmica a dois níveis de temperatura - gases de escape e arrefecimento do motor</li> <li>Manutenção no local com pessoal não especializado</li> <li>Operação com gás a baixa pressão</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Custos de manutenção elevados</li> <li>Calor de baixa temperatura</li> <li>Emissões poluentes relativamente elevadas</li> <li>Necessita de refrigeração</li> <li>Ruído de baixa frequência</li> </ul>
Turbinas a vapor	<ul style="list-style-type: none"> <li>Rendimento global elevado</li> <li>Operação com diversos tipos de combustível</li> <li>Grandes quantidades de calor disponíveis</li> <li>Vida útil e fiabilidade elevadas</li> <li>Vapor a alta pressão</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Arranque lento</li> <li>Rendimento eléctrico baixo</li> </ul>
Microturbinas	<ul style="list-style-type: none"> <li>Dimensões compactas</li> <li>Peso reduzido</li> <li>Emissões poluentes baixas</li> <li>Não necessita de refrigeração</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Custos elevados</li> <li>Calor de baixa temperatura</li> <li>Tecnologia em maturação</li> </ul>
Pilhas de combustível	<ul style="list-style-type: none"> <li>Emissões poluentes baixas</li> <li>Ruído baixo</li> <li>Não tem peças rotativas</li> <li>Modularidade</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Custos elevados</li> <li>Fiabilidade incerta</li> <li>Tecnologia em maturação</li> <li>Necessidade de pré-processamento do combustível (excepto H puro)</li> </ul>

## B. CÁLCULO DE DESEMPENHO COMPRESSORES

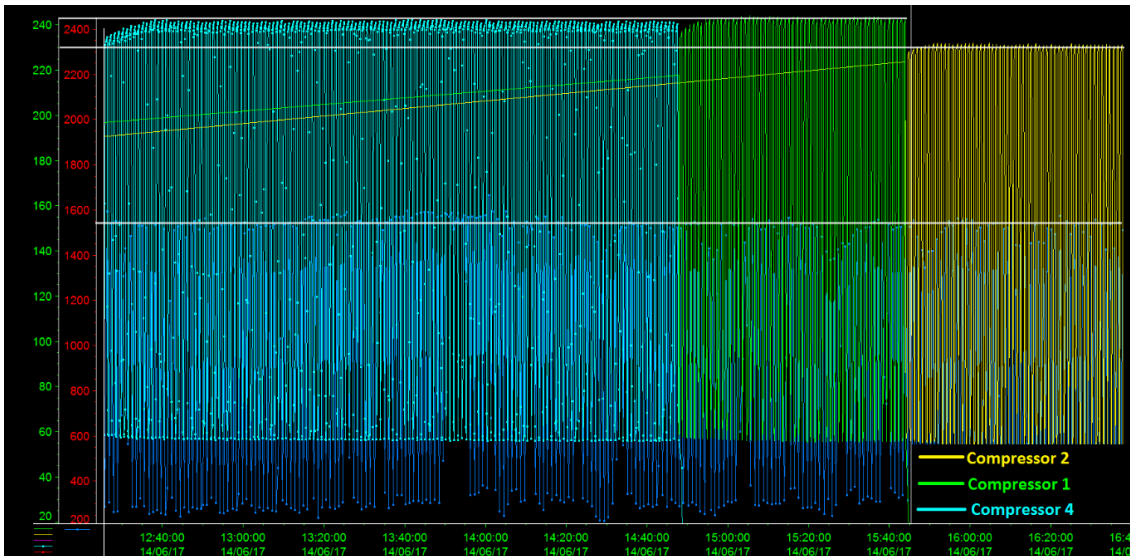


Figura 56 - Ensaio Compressores 1, 2 e 4

Cálculo de Rácio de Desempenho:

$$\text{Compressores 1 e 4} = \frac{1550}{245} = 6,3 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kWh}}$$

$$\text{Compressor 2} = \frac{1550}{230} = 6,7 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kWh}}$$

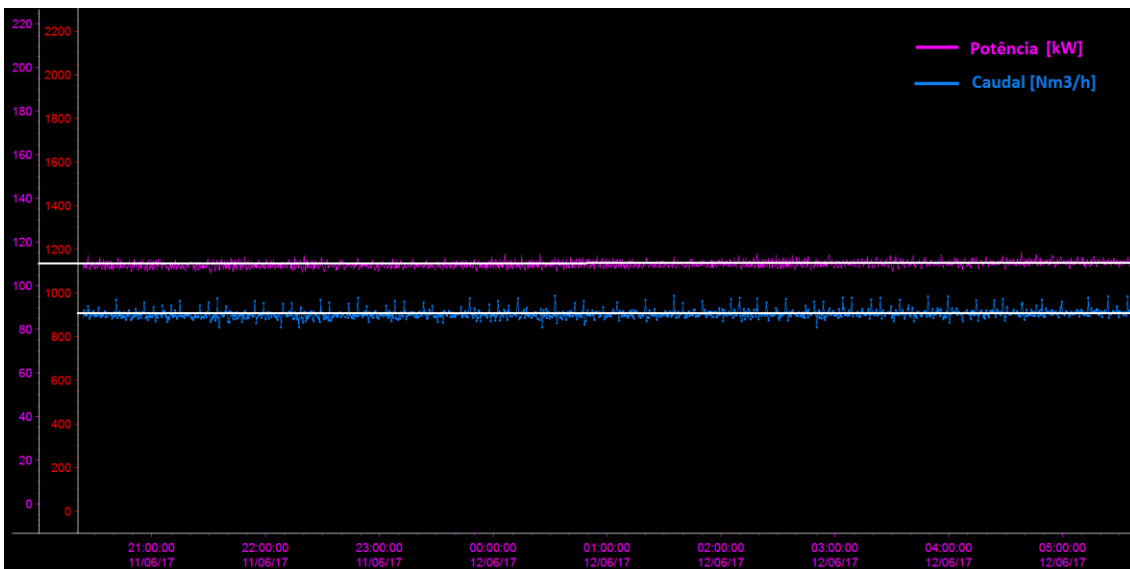


Figura 57 - Ensaio Compressor 3

Cálculo de Rácio de Desempenho:

$$\text{Compressor 3} = \frac{900}{110} = 8,2 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kWh}}$$

$$\% \text{ Carga} = \frac{\text{Caudal}}{\text{Capacidade}} = \frac{900}{1452} = 62 \%$$

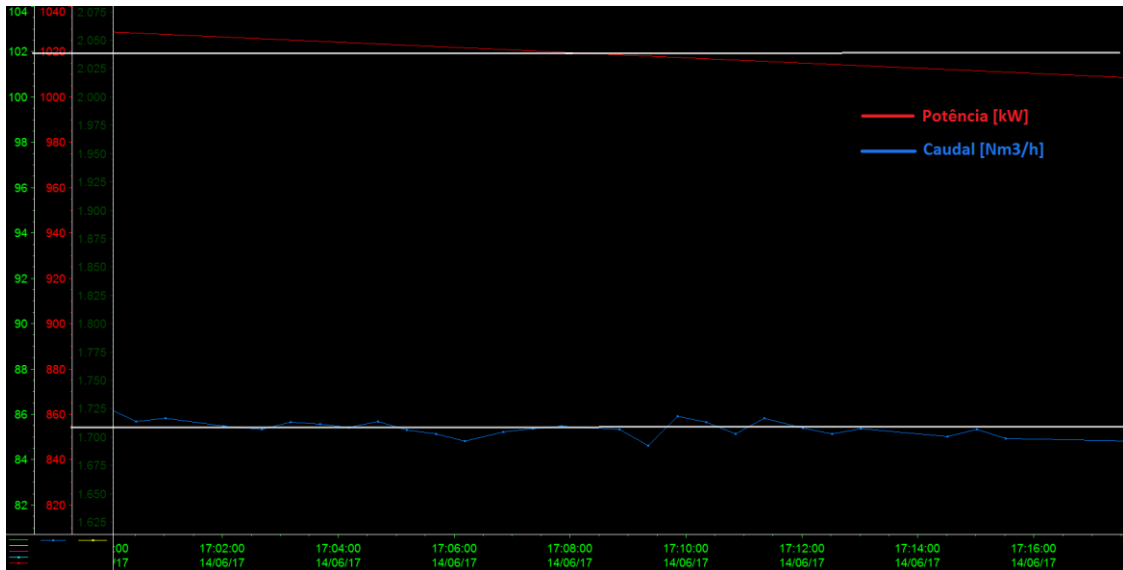


Figura 58 - Ensaio Compressor 5

Cálculo de Rácio de Desempenho:

$$\text{Compressor 5} = \frac{855}{102} = 8,4 \frac{Nm3}{kWh}$$

$$\% \text{ Carga} = \frac{\text{Caudal}}{\text{Capacidade}} = \frac{855}{1254} = 68 \%$$

### C. SISTEMA DE CONTROLO (DOMINGOS)

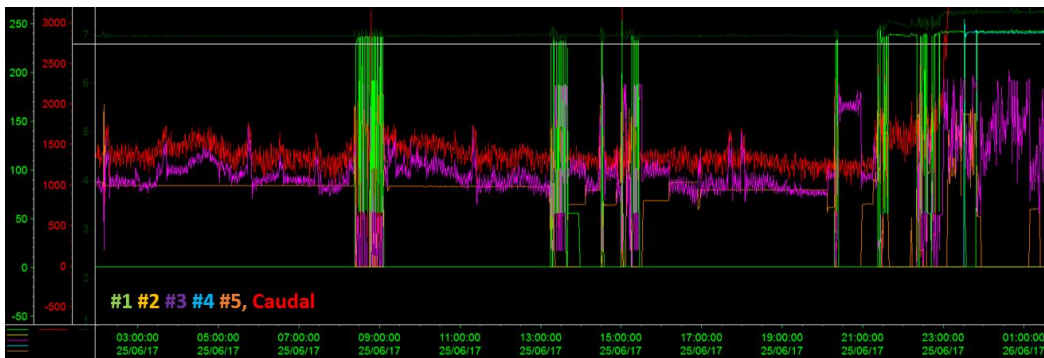


Figura 59 – Controlo Domingo 25/06

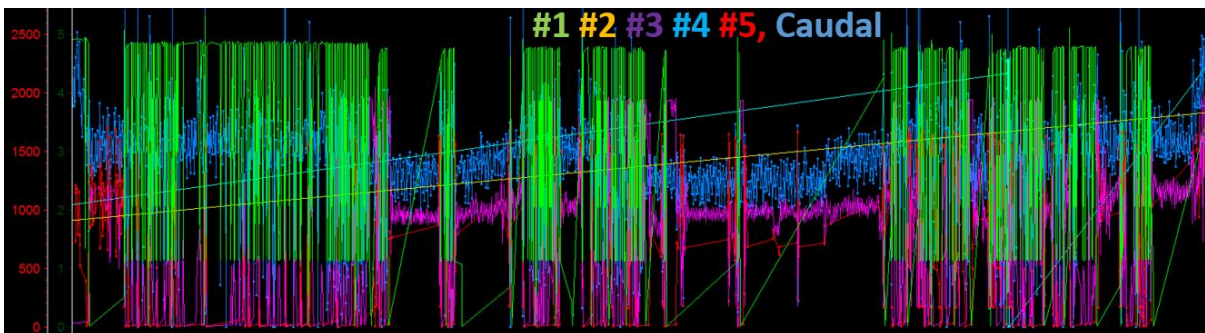


Figura 60 – Controlo Domingo 28/05

## D. FATURAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Tabela A 3 - Horários em ciclo semanal para Média Tensão (EDP)

	horário de Inverno	horário de Verão
segunda a sexta		
ponta	das 09:30 às 12:00 das 18:30 às 21:00	das 09:15 às 12:15
cheias	das 07:00 às 09:30 das 12:00 às 18:30 das 21:00 às 24:00	das 07:00 às 09:15 das 12:15 às 24:00
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 07:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 07:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00
sábados		
cheias	das 09:30 às 13:00 das 18:30 às 22:00	das 09:00 às 14:00 das 20:00 às 22:00
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 09:30 das 13:00 às 18:30 das 22:00 às 24:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 09:00 das 14:00 às 20:00 das 22:00 às 24:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00
domingos		
vazio	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 24:00	das 00:00 às 02:00 das 06:00 às 24:00
supervazio	das 02:00 às 06:00	das 02:00 às 06:00

Tabela A 4 - Tarifa de Electricidade, Energia Activa

Inverno	Preço (EUR/kWh)	Verão	Preço (EUR/kWh)
<b>Ponta</b>	0,1384	<b>Ponta</b>	0,1414
<b>Cheias</b>	0,1087	<b>Cheias</b>	0,1109
<b>Vazio</b>	0,0767	<b>Vazio</b>	0,0793
<b>Super Vazio</b>	0,0654	<b>Super Vazio</b>	0,0729