



AVALIAÇÃO DAS PERDAS ENERGÉTICAS E OTIMIZAÇÃO DA RAZÃO AR/FUELÓLEO EM CALDEIRÁ AQUATUBULAR DE UMA INDÚSTRIA DE PROCESSO QUÍMICO

JOÃO RICARDO NOGUEIRA TEIXEIRA MACEDO

Novembro de 2016

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA

RAMO OPTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA QUÍMICA



***AVALIAÇÃO DAS PERDAS ENERGÉTICAS E OTIMIZAÇÃO
DA RAZÃO AR/FUELÓLEO EM CALDEIRA AQUATUBULAR
DE UMA INDÚSTRIA DE PROCESSO QUÍMICO***



JOÃO MACEDO

Novembro, 2016

ORIENTAÇÃO:

- Doutor Eng.º Christopher Sá (ISEP)
- Mestre Eng.º Luís Braga (RAR)

Agradecimentos

A realização da dissertação não seria possível sem a contribuição de certas pessoas, de formas diferentes, mas fundamentais:

- Em primeiro lugar, pelo facto de me ter proporcionado o primeiro contacto em ambiente industrial, um agradecimento em particular à RAR, e a todas as pessoas que lá trabalham;

- Ao Engenheiro Luís Braga, meu orientador na empresa, por me ter proporcionado o estágio e ainda pelo tempo e ajuda disponibilizados;

- Ao Engenheiro Christopher de Sá, meu orientador no ISEP, pela ajuda, disponibilidade, pelos ensinamentos e acima de tudo por nunca me deixar desanimar nos momentos mais difíceis;

- Ao Engenheiro José Chorão pelo auxílio prestado;

- Aos Fogueiros, acima de tudo por serem pessoas extraordinárias, desde o acolhimento, partilha de conhecimentos sobre o funcionamento da central, culminando em toda a ajuda para a realização dos ensaios experimentais;

- Não posso ainda deixar o meu apreço ao Sr. José Manuel, Vítor Camões e Rui Marques, pela amabilidade com que me acolheram no seu gabinete e por todas as informações;

- Por fim, um agradecimento à minha família e amigos, em particular aos meus pais, a quem devo o trabalho realizado e todo o apoio.

Resumo

O presente trabalho consistiu na realização de uma análise comparativa da eficiência, das perdas energéticas e da relação ar/fuelóleo antes e após a manutenção da Caldeira Aquatubular nº1, da RAR Cogeração (RCOG).

Ensaio experimentais foram realizados entre 400 e 1800 kg/h de combustível, nos quais se mediu a percentagem de oxigénio nos gases de combustão. Para efeitos comparativos e de afinação apenas se conseguiram resultados entre 1000 e 1800 kg/h fuelóleo.

A eficiência da caldeira, depois de isolada, e utilizando o método das perdas para uma taxa de queima entre 48 e 86% foi de $87,2 \pm 0,4\%$. As perdas de calor por convecção e radiação foram de 314 kW.h, sendo que 4,1% são correspondentes a superfícies não isoladas como a válvula de vapor, portas da chaminé, ebulidores e extremidades do tubo da água no economizador. As medições realizadas na caldeira permitiram verificar um desvio de 2,85% comparativamente aos valores teoricamente esperados e o isolamento efetuado pela equipa de manutenção da RAR possibilitou um ganho energético de 330 kW.h, representando um benefício financeiro anual de 60 342 €.

A otimização da relação ar/fuelóleo foi conseguida através da mudança do declive da reta que relaciona a abertura da admissão de Ar com o caudal de combustível. Alterou-se o valor desse declive de 0,61 para 0,64, o que permitiu um acréscimo de eficiência compreendido entre 0,004 e 1,5%, ou seja, um aproveitamento financeiro anual entre 116 e 42 917 € para a gama de caudais de fuelóleo referida. A verificação da sujidade cíclica da sonda de medição do caudal de ar de admissão permitiu concluir que o declive deve ser função do período desse ciclo. Recomendações de isolamento de superfícies e renovação de equipamentos como sondas de temperaturas e válvula de admissão de água foram efetuadas à caldeira 1.

Palavras-chave: relação ar/fuelóleo, perdas de calor, isolamento, benefício financeiro

Abstract

The present work consisted in a comparative analysis of the efficiency, the energy losses and the air/fuel ratio before and after the maintenance of Watertube boiler no .1, in RAR Cogeneration (RCOG).

Experimental tests were carried out with fuel between 400 and 1800 kg/h, and the percentage of oxygen was measured in the exhaust gas. For comparison purposes, only and relaying results were achieved between 1000 and 1800 kg / h fuel oil.

The boiler efficiency after isolation, using the losses method for a burn rate between 48 and 86%, was $87.2 \pm 0.4\%$. The heat losses by convection and radiation were 314 kW.h, 4.1% is the corresponding non-isolated surfaces like steam valve, chimney doors, ends of the water pipe in the economizer. The experimental measurements losses taken in the boiler allowed to verify a 2.85% deviation compared to the expected theoretically values and isolation made by RAR maintenance team allowed an energy gain of 330 kW.h, an annual financial benefit of 60 342 €.

The optimization of the ratio air/fuel oil was achieved changing the slope of the opening of the air inlet vs. the fuel flow. Changing up the slope value from 0.61 to 0.64, which allowed an efficiency increase between 0.004 and 1.5%, or an annual financial recovery between 116 and 42 917 € for the range of fuel flow rates. The verification of the cyclic dirt of the inlet air flow probe concluded that the slope should be close to the period of this cycle. Recommendations of isolation surfaces and renewal of equipment such as temperature sensors and water inlet valve were made in the boiler1.

Key - words: ratio air/fuel oil, heat losses, isolation, financial benefit

Índice

1. Introdução	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivo.....	6
1.3. A Empresa	7
1.4. Organização da Dissertação	9
2. Revisão teórica	11
2.1. Geradores de vapor	11
2.1.1. Caldeiras Piro-tubulares	11
2.1.2. Caldeiras aquatubulares	12
2.2. Comparação de geradores de vapor	15
2.3. Combustão.....	16
2.3.1. Combustão completa	17
2.3.2. Combustão incompleta.....	18
2.4. Poder calorífico	18
2.5. Excesso de ar	20
2.6. Queimadores.....	23
2.6.1. Queimadores de combustíveis gasosos	24
2.6.2. Queimadores de combustíveis líquidos	24
2.6.3. Queimadores mistos	27
2.7. Eficiência de uma Caldeira.....	28
2.7.1. Método direto	28
2.7.2. Método das perdas	28
2.8. Otimização do uso e distribuição de vapor	33
2.8.1. Geração de vapor	34
2.8.2. Distribuição	36
3. Descrição das condições operatórias da caldeira nº 1.....	39
3.1. Levantamento de dados.....	42
3.2. Instrumentação	45

4.	Demonstração e Discussão dos Resultados	47
4.1.	Curva característica da caldeira 1	47
4.2.	Análise comparativa da renovação do queimador	50
4.3.	Perdas energéticas – convecção e radiação	53
4.4.	Eficiência do economizador.....	55
5.	Afinação da Relação Ar/ Combustível	59
6.	Melhorias Energéticas e Sugestões de manutenção	65
6.1.	Aproveitamento energético.....	65
6.2.	Sugestões de manutenção.....	66
7.	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	69
	Bibliografia	71
	Anexos	75
	Anexo A - Dados experimentais.....	75
	Anexo B- Tabela estequiométrica	79
	Anexo C - Determinação do excesso de ar.....	82
	Anexo D - Cálculo do Rendimento: Método das perdas.....	84
	Anexo E - Cálculo do rendimento: Método Direto	90
	Anexo F- Cálculo do Volume de ar estequiométrico	91
	Anexo G - Cálculo das perdas experimentais: convecção e radiação	92
	Anexo H - Cálculo da eficiência do economizador	95
	Anexo I - Cálculo do benefício financeiro, do isolamento	101
	Anexo J - Benefício financeiro da otimização do fator de deslocamento	102
	Anexo L – Custo para o isolamento da válvula de vapor, porta do ebulidor, porta da chaminé e extremidades do tubo da água no economizador.	103
	Anexo M - Cálculo do Payback do Isolamento	106
	Anexo N – Especificações do fuelóleo	110

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Evolução do consumo de energia primária e final ao longo dos anos.....	2
Figura 1.2 - Peso de cada uma das fontes primárias de energia	3
Figura 1.3 - Peso de cada uma das fontes finais de energia	3
Figura 1.4 - Peso de cada setor no consumo de energia	4
Figura 1.5 - Peso relativo dos combustíveis utilizados em geradores de vapor	5
Figura 1.6 - Evolução do objetivo	6
Figura 1.7 - Edifícios RAR.....	7
Figura 1.8 - Esquema ilustrativo da Cogeração.....	9
Figura 2.1 - Caldeira tubos de fumos.....	12
Figura 2.2 - Caldeira tubos de água.....	13
Figura 2.3 - Relação entre as massas volúmicas da água líquida e do vapor saturado, em função da pressão de saturação.....	14
Figura 2.4 - Eficiência ótima de combustão.....	20
Figura 2.5 - Influência do excesso de ar nas perdas de energia.....	21
Figura 2.6 - Triângulo de Ostwald para o fuelóleo BPI	23
Figura 2.7 - Queimador de mistura.....	24
Figura 2.8 - Queimador de difusão	24
Figura 2.9 - Queimador de atomização a ar ou vapor.....	25
Figura 2.10 - Queimador de pulverização mecânica.....	26
Figura 2.11 - Atomização por copo rotativo.....	26
Figura 2.12 - Queimador misto.....	27
Figura 2.13 - Ponto de orvalho em função do teor de enxofre.....	35
Figura 2.14 - Perdas de calor para uma tubagem com um diâmetro nominal de 3''	37
Figura 3.1 - Queimador misto da caldeira 1 da RCOG.....	39
Figura 3.2 - Roseta do queimador superior.....	40

Figura 3.3 - Roseta do queimador inferior.	40
Figura 3.4 - Sobreaquecedor antes e após a manutenção.	41
Figura 3.5 - Economizador antes e após a manutenção.....	42
Figura 3.6 - Sistema de monitorização da caldeira 1.....	42
Figura 3.7 - Monitorização do desgaseificador.	44
Figura 3.8 - Medidor de gases.....	45
Figura 3.9 - Condutivímetro.....	45
Figura 4.1 - Rendimento da caldeira 1 em função do caudal de fuelóleo para 2 situações diferentes.	47
Figura 4.2 - Volume de ar, admitido e estequiométrico, em função do caudal de fuelóleo na caldeira 1.....	49
Figura 4.3 - Rendimento em função do excesso de ar.....	50
Figura 4.4 - Distribuição das perdas por convecção e radiação.....	55
Figura 4.5 - Diferença de temperaturas dos gases de combustão e da água no economizador.....	56
Figura 5.1 – Sistema de de controlo da caldeira 1.....	59
Figura 5.2 - Abertura do ventilador para fatores de deslocamento de 0,61 e 0,64.....	60
Figura 5.3 - Desvio do volume de ar em função do tempo, aplicando um ajuste logarítmico.....	62
Figura 6.1 - Sistema de monitorização da caldeira 2 que evidencia possibilidade de corrosão na chaminé.....	67
Figura L.1 - Válvula de vapor.....	103
Figura L.2 - Porta do ebulidor.....	104
Figura L.3 - Porta da chaminé.....	104
Figura L.4 - Extremidade do tubo da água no economizador	105

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Percentagem mássica do hidrogénio e água em cada combustível.....	30
Tabela 2.2 - Valores de K1 para cada tipo de combustível.....	31
Tabela 2.3 - Perdas por radiação e convecção.	32
Tabela 2.4 - Correlações empíricas para h_{conv} em convecção natural.	33
Tabela 3.1 - Pressão de fuelóleo e do vapor de atomização para os diferentes caudais de combustível.	40
Tabela 3.2 - Fatores de conversão.....	45
Tabela 3.3 - Incerteza das medições efetuadas.	46
Tabela 4.1 - Eficiência média do gerador de vapor utilizando o método direto e das perdas, antes e depois da renovação do queimador.	51
Tabela 4.2 - Eficiência segundo o método direto, corrigindo o caudal de vapor, entalpia de vapor e caudal de fuelóleo	52
Tabela 4.3 - Caudal de vapor, temperatura de gases de combustão à saída da caldeira e teor de oxigénio nos gases de combustão médios, antes e após a renovação do queimador.	53
Tabela 4.4 - Perdas por radiação teóricas e experimentais.	54
Tabela 4.5 – Perdas por convecção e radiação antes e depois da manutenção.....	54
Tabela 4.6 - Eficiência do economizador antes e depois do isolamento e do revestimento. .	56
Tabela 4.7 - Eficiência do economizador corrigindo as temperaturas e o caudal de fuelóleo.	57
Tabela 5.1 - Melhoria de eficiência e benefício financeiro com a implementação do fator de deslocamento de 0,64.	61
Tabela 6.1 - Ganhos energéticos financeiros, custo do isolamento e Payback, do isolamento de alguns equipamentos.	65

Tabela A.1 - Dados experimentais para a situação 1 e pressão maior ou igual a 22,5 barg.	75
Tabela A.2 - Dados experimentais para a situação 1 e pressão inferior a 22,5 barg.	75
Tabela A.3 - Dados experimentais para a situação 2.	76
Tabela A.4 - Dados experimentais rejeitados com pressão inferior a 22,5 barg.	76
Tabela A.5 - Dados experimentais depois de renovado o queimador.	77
Tabela A.6 - Dados experimentais depois de isolada a caldeira 1, com um fator de deslocamento de 0,61.	77
Tabela A.7 - Dados experimentais depois de isolada a caldeira 1, com um fator de deslocamento de 0,64.	78
Tabela A.8 - Dados experimentais, com um fator de deslocamento de 0,69.	78
Tabela B. 1 - Composição do Fuelóleo nº 4 BTE.....	79
Tabela B. 2 - kmol por cada 100 kg de Fuelóleo.....	79
Tabela B. 3 - Tabela estequiométrica.	80
Tabela D. 1 - Perdas de energia para a situação 1 e pressão maior ou igual a 22,5 barg.....	84
Tabela D. 2 - Perdas de energia para a situação 1 e pressão inferior a 22,5 barg.....	84
Tabela D. 3 - Perdas de energia para a situação 2.....	85
Tabela D. 4 - Perdas de energia depois da renovação do queimador.	85
Tabela D. 5 - Perdas de energia depois do isolamento com um fator de 0,61.	86
Tabela D. 6 - Perdas de energia depois do isolamento com um fator de 0,64.	86
Tabela G. 1 - Perdas de energia no sobreaquecedor, fornalha e economizador para um caudal de 1400 kg/h fuelóleo.....	92
Tabela H. 1 - Massas moleculares.....	97

Nomenclatura

A - Área (m^2)

c_p - Calor específico ($kJ/kg^\circ C$)

E - Excesso de ar (%)

g – Aceleração da gravidade (m/s^2)

Gr - Número de *Grashof*

h_{conv} - Coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção ($W/m^2\cdot K$)

hl - Entalpia da água de alimentação (kJ/kg)

hv - Entalpia de vapor (kJ/kg)

L1 - Perdas associadas aos gases secos de combustão (%)

L2 - Perdas associadas ao vapor de água nos gases de combustão (%)

L3 - Perdas nos inqueimados (%)

L4 - Perdas por radiação e convecção (%)

L5 - Perdas nas cinzas volantes (%)

L6 - Perdas nas cinzas volantes (%)

L7 - Perdas nas purgas (%)

n - Número de moles (moles)

Nu - Número de *Nusselt*

p - Percentagem de purgas na caldeira relativamente à água alimentada (%)

PCI - Poder calorífico inferior (kJ/kg)

PCS - Poder calorífico superior (kJ/kg)

Pr - Número de *Prandtl*

Qa - Potência térmica da água (kW)

Q_{conv} - Potência térmica transferida por convecção (kW)

Q_g - Potência térmica dos gases de combustão (kW)

Q_{ganho} – Potência térmica ganha (kW)

Q_{rad} - Potência térmica transferida por radiação (kW)

T_{ae} - Temperatura da água à entrada do economizador ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ar} - Temperatura do ar ($^{\circ}\text{C}$)

T_{as} - Temperatura da água à saída do economizador ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{desgaseificador}}$ - Temperatura da água no desgaseificador ($^{\circ}\text{C}$)

T_m - Temperatura média ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ge} - Temperatura dos gases à entrada do economizador ($^{\circ}\text{C}$)

T_{gs} - Temperatura dos gases à saída da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)

T_p - Temperatura das purgas ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sup} - Temperatura das superfícies da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)

T_v - Temperatura do vapor ($^{\circ}\text{C}$)

V_{ar} - Volume de ar (Nm^3)

Letras gregas

β - Coeficiente de expansão volumétrica do fluido (K^{-1})

ε - emissividade ()

ρ – Massa volúmica (kg/m^3)

σ - Constante de *Stefan-Boltzmann* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}^4$)

μ - Viscosidade dinâmica (Pa.s)

η - Eficiência (%)

Letras latim

\dot{m}_a - Caudal mássico de água (kg/h)

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}}$ - Caudal mássico de fuelóleo (kg/h)

\dot{m}_{gases} - Caudal mássico de gases de combustão (kg/h)

\dot{m}_v - Caudal mássico de vapor (kg/h)

Siglas

CEF – Consumo de Energia Final

CEP – Consumo de Energia Primário

PNAEE – Plano Nacional de Eficiência Energética

RAR – Refinaria de Açúcar Reunidas

RCOG – RAR Cogeração

TCMA – Taxa de crescimento médio anual

1. Introdução

1.1. Enquadramento

A energia é um bem importante para o desenvolvimento económico e social e tem atualmente uma importância muito significativa. Uma vez que esta é necessária para quase todos os processos de consumo e produção, é notória uma maior preocupação com a redução do seu desperdício, resultando no desenvolvimento e melhorias de processos e equipamentos industriais. [1]

A diretiva n.º 2006/32/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 5 de abril de 2006, relativa à eficiência na utilização final de energia e aos serviços energéticos, determinou que os seus Estados Membros adotassem, medidas de melhoria de eficiência energética que procurassem atingir, até 2016, um objetivo global nacional indicativo de economia de energia de 9%. No entanto, e apesar dos esforços e da evolução registada ao nível das políticas nacionais de eficiência energética, a Comissão Europeia concluiu, na sua comunicação sobre o Plano de Eficiência Energética de 2011, que a dificuldade no cumprimento do objetivo traçado no que respeita à eficiência energética exigia a alteração do quadro jurídico europeu nesta matéria. [2]

Assim sendo, o Plano Nacional de Eficiência Energética (PNAEE) de 2016 passou a abranger seis áreas específicas: Transportes, Residencial e Serviços, Indústria, Estado, Comportamentos e Agricultura.

A estimativa da poupança induzida pelo PNAEE até ao final do ano de 2016 é de 1501 ktep (em energia final), correspondente a uma redução do consumo energético de aproximadamente 8,2% relativamente à média do consumo verificada no período entre 2001 e 2005, o que se aproxima da meta indicativa definida pela União Europeia de 9% de poupança de energia até 2016. [2]

Energia em Portugal

A redução de 4% no saldo importador dos produtos energéticos, relativamente a 2013, foi determinante para uma melhoria de 0,7% da dependência energética, que passou de 73,7% em 2013 para 72,4% em 2014. [3]

Na figura 1.1. encontra-se o consumo primário e final de energia durante o período de 2005 e 2014.

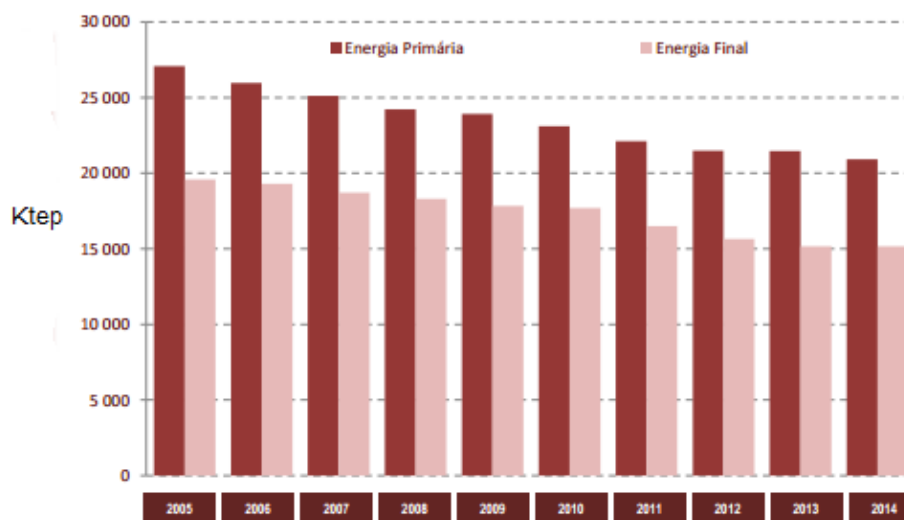


Figura 1.1 - Evolução do consumo de energia primária e final ao longo dos anos. Adaptado [3]

É possível observar que Portugal registou em 2014 um consumo de Energia Primário (CEP) de 20 920 916 tep (-2,5% face ao período homólogo do ano anterior). Entre 2005 e 2014 verificou-se uma taxa média de crescimento anual (TCMA) de -2,8%. O decréscimo deste consumo face ao ano anterior deve-se sobretudo ao gás natural e produtos de petróleo, com reduções de 7,5% e 3,1% respetivamente.

Em termos do Consumo de Energia Final (CEF), em 2014 este foi de 15 666 780 tep, o que representa uma estabilização do consumo face ao ano de 2013. No período entre 2005-2014 verificou-se que o CEF teve uma taxa média de crescimento anual idêntica à da CEP, sendo no ano de 2005 o consumo de energia final de 19 578 865 tep.

Nas figuras 1.2 e 1.3 encontram-se a distribuição do consumo primário e final por combustível, em 2014.

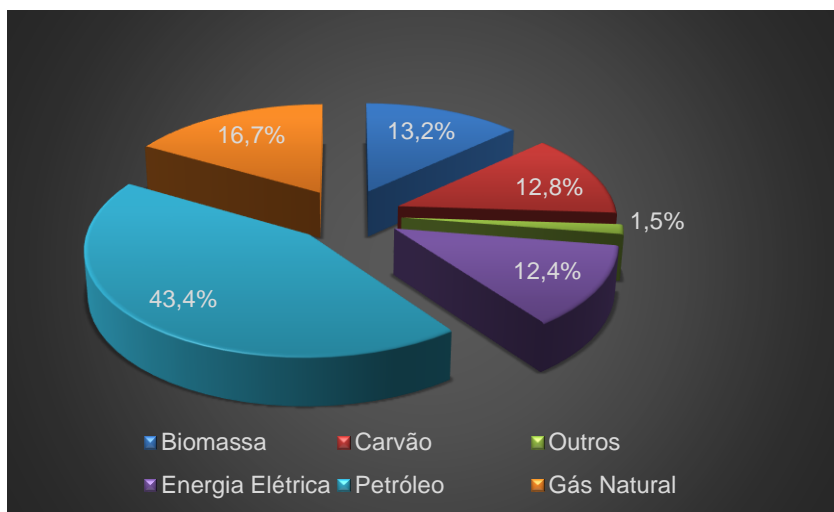


Figura 1.2 - Peso de cada uma das fontes primárias de energia. (adaptado [3])

Analisando o consumo das diferentes fontes de energia em 2014, verifica-se que o Petróleo continua a ser a principal fonte de energia primária com um peso de 43,4%, seguido das Renováveis (Biomassa e Energia Elétrica) com cerca de 26% e do Gás Natural com 16,7%.

É de notar que o peso do Petróleo tem vindo a decrescer nos últimos anos, contrariamente ao peso das Energias Renováveis e do Gás Natural. Quanto ao primeiro existiu uma diminuição de 15% em relação a 2005, enquanto o peso das Renováveis acresceu 13% em relação ao mesmo período. O Gás Natural também apresentou um aumento, mas neste caso na ordem dos 3%. [4]

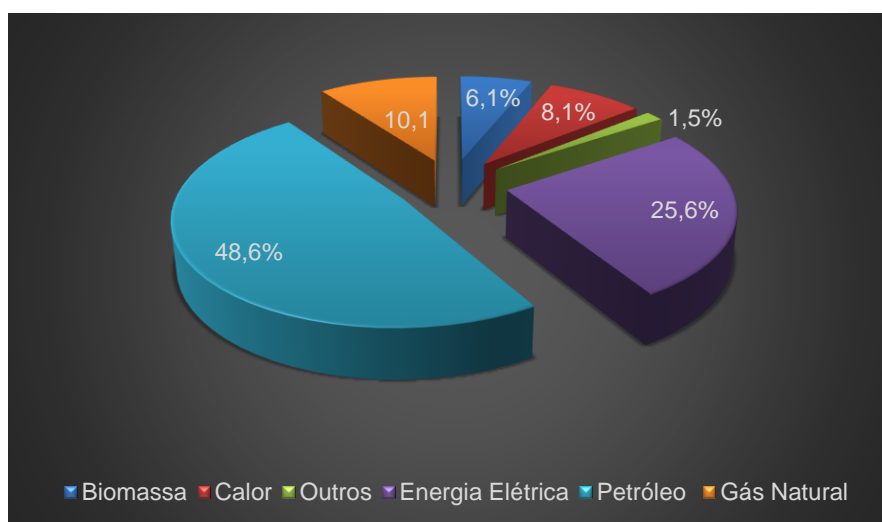


Figura 1.3 - Peso de cada uma das fontes finais de energia (adaptado [3]).

Quanto ao consumo final por tipo de fonte de energia, verifica-se que o Petróleo com cerca de 48,6% continua a ser a principal fonte de energia, seguindo-se da Eletricidade com 25,6%

e do Gás Natural com 10,1%. De forma análoga ao que acontece com a energia primária, peso do Petróleo, tem vindo a decrescer nos últimos anos, diminuindo cerca de 10%, por seu lado o peso da Eletricidade e do Gás Natural registaram um aumento de 6 e 3% respetivamente. [4]

A diminuição do peso relativo do petróleo e o consequente aumento do gás natural encontrou-se associado ao encerramento progressivo de centrais térmicas a Fuel/Gasóleo em Portugal Continental e pela progressiva conversão nos sistemas de Cogeração de derivados de Petróleo para Gás Natural. [4]

Em 2014 o consumo de Petróleo para a produção de eletricidade foi de 303 675 tep, tendo vindo a decrescer substancialmente nos últimos anos (-22,0% face a 2013), registando-se uma TCMA de - 20,4% no período 2005-2014. Esta mudança em muito se deveu aos maiores incentivos por parte do Governo, com o intuito da utilização de uma fonte de energia mais limpa como é o Gás Natural, quando comparado com o Fuelóleo. [4] Relativamente ao nível setorial, encontra-se na figura 1.4 o peso de cada um dos setores, em 2014, no consumo de energia.

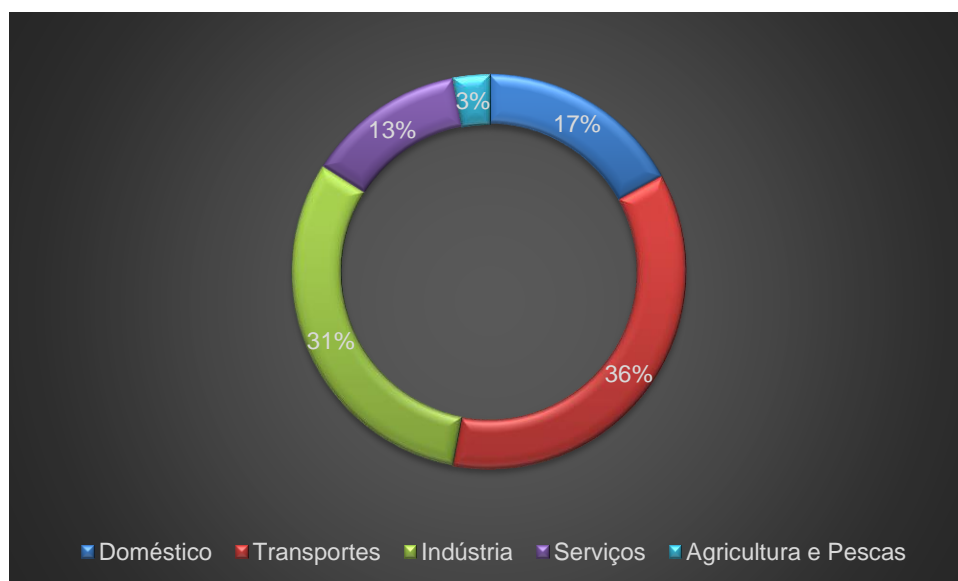


Figura 1.4 - Peso de cada setor no consumo de energia (adaptado [4]).

Em 2014, verificou-se que os setores dos Transportes e da Indústria continuavam a ser os principais consumidores de energia, com 36 e 31% respetivamente, não se registando alterações significativas face ao *mix* de consumo verificado em 2005, registando-se taxas de crescimento médias anuais negativas em cerca de 3%.

Eficiência energética nos geradores de vapor

Os geradores de vapor continuam a assumir particular relevância para alcançar a meta proposta. Sendo estes responsáveis por consumos de energia significativos em vários subsectores industriais, no que diz respeito à sua eficiência energética e gestão de energia, torna-se cada vez mais importante a implementação de medidas que permitam a melhoria da sua eficiência. [5]

Em Portugal, as caldeiras são maioritariamente a vapor (78%), enquanto os restantes 22% dizem respeito a geradores de termofluido. O uso de água em detrimento do óleo térmico deve-se essencialmente a vantagens como o maior calor latente de vaporização, maior transferência de calor, menor toxicidade e menor custo. Sendo o vapor o fluido de eleição, na figura 1.5 encontram-se os combustíveis utilizados para a sua geração.

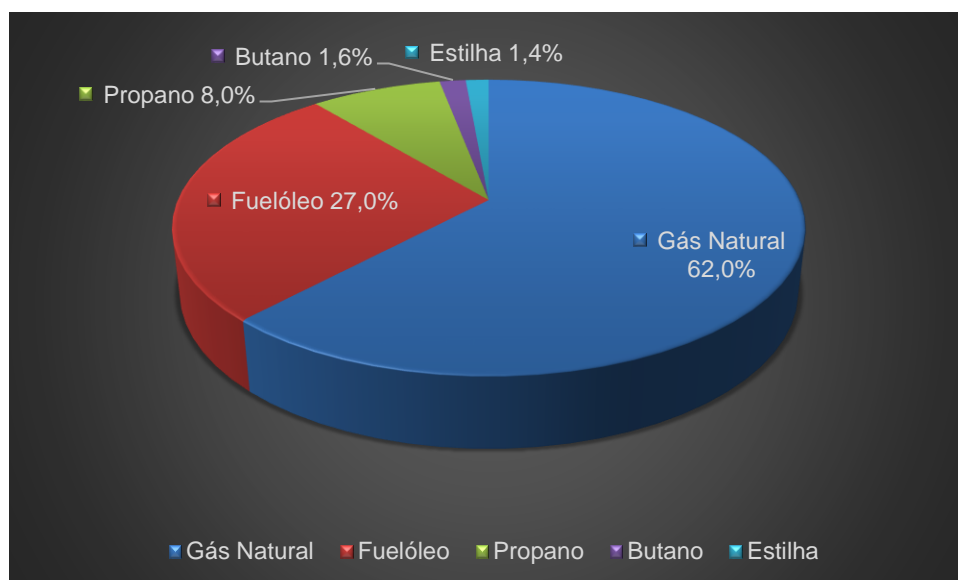


Figura 1.5 - Peso relativo dos combustíveis utilizados em geradores de vapor. (adaptado [4])

Nas caldeiras a vapor os combustíveis mais utilizados são o gás natural e o fuelóleo, tendo estes uma importância de 62 e 27%, respetivamente. Quanto aos geradores de termofluido usam quase na sua totalidade gás natural, apenas em 6% dos casos é utilizado o propano. [5]

Em Portugal o rendimento médio das caldeiras, obtido pelo método das perdas é baseado no poder calorífico inferior, ronda os 85% para os geradores de vapor a Fuelóleo e de 86,2% para os casos em que o combustível é o Gás natural. [5]

1.2. Objetivo

A presente dissertação teve como objetivos a realização de uma análise comparativa da eficiência e das perdas energéticas, antes e após a manutenção de uma das três Caldeiras aquatubulares existentes na RAR Cogeração (RCOG), mais concretamente a Caldeira nº1. Foi ainda realizada a otimização da razão ar/fuelóleo para o referido equipamento.

Na figura 1.6 apresentam-se os passos da evolução do trabalho na presente dissertação.

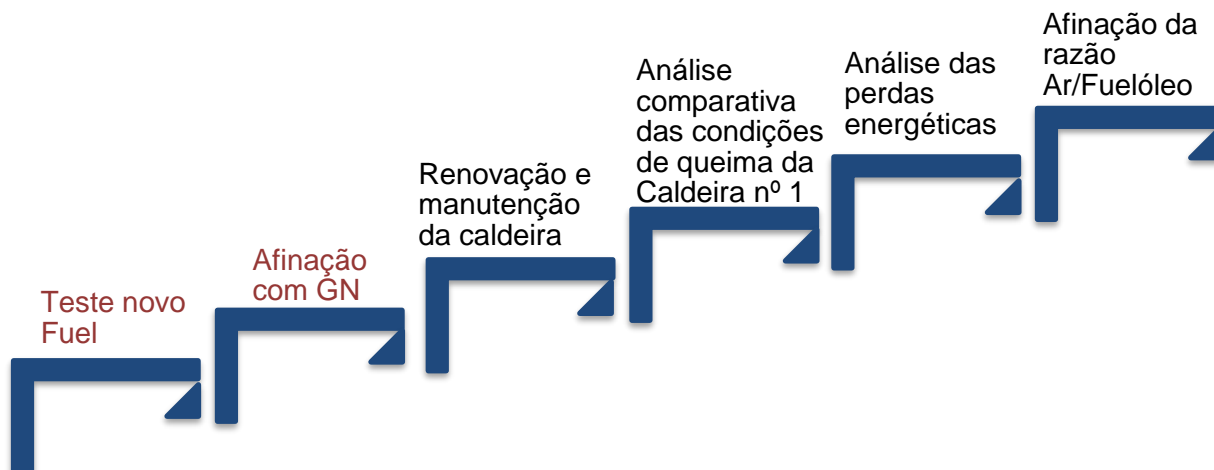


Figura 1.6 - Evolução do objetivo

Inicialmente o objetivo do trabalho passaria por testar um “novo fuel” proveniente da lavagem dos tanques de armazenamento do fuelóleo em barco. Contudo, na caldeira onde iriam ser efetuados os ensaios experimentais (caldeira 3) ocorreu uma explosão, dias antes do início do estágio, e, por isso, o objetivo passou a incidir na otimização da caldeira 1, utilizando o combustível misto (fuelóleo e gás natural).

Depois de devidamente caracterizada a eficiência da caldeira 1 utilizando somente fuelóleo, decidiu-se testar os dois combustíveis em simultâneo (gás natural e fuelóleo). Todavia, observou-se uma anomalia, a quantidade de gás natural imposta não correspondia à utilizada na queima, resultando em deposições metálicas que obstruíram e danificaram os injetores de gás. Também por este motivo foi realizada uma manutenção à caldeira 1 e no processo de limpeza dos injetores, o queimador misto foi desmontado e verificou-se que as perfurações da roseta se encontravam danificadas. Mediante tais circunstâncias, a RCOG (equipa de manutenção da RAR Cogeração) optou por proceder à renovação e manutenção do

queimador, tornando-se necessário o conhecimento atual das condições de queima e a sua otimização.

Este tema surgiu por tal, como uma necessidade da empresa em conhecer as condições atuais de funcionamento do gerador de vapor, depois de renovado o queimador misto e instalado um isolamento térmico.

1.3. A Empresa

A Refinaria de Açúcar Reunidas – RAR (figura 1.7), foi fundada no Porto em 1962, a partir de nove pequenas unidades de refinação de açúcar da região norte. Em 1967 a refinaria entra em atividade com uma capacidade de produção de 25.000 ton/ano, atingindo nesse ano cerca de 22 000 toneladas em vendas, correspondendo a 11,78% das registadas em Portugal. [6]

Em 1973 a RAR adquire a Refinaria Angola, tornando-se um operador de referência nacional, e o seu volume de vendas passa a representar cerca de 45% do mercado nacional. [6] [7] No ano de 1991 a Refinaria de Matosinhos foi encerrada, ficando a Refinaria do Porto dotada da capacidade necessária ao completo processamento das necessidades de açúcar da RAR. [6] Em 2005 a RAR Açúcar, torna-se pioneira no lançamento de uma embalagem doseadora de açúcar de 500 g no mercado nacional. [6] Atualmente, com capacidade produtiva superior a 240 000 ton/ano, tem um volume de negócios de 72 428 328 € e com a participação de 142 colaboradores, a RAR Açúcar tem ainda enfrentado o século XXI com a determinação de ser uma referência no mercado ibérico. [7]

A RAR Açúcar implementou um Sistema de Gestão Integrado da Qualidade, Segurança Alimentar e Ambiente, estando em conformidade com as normas NP EN ISO 9001:2008, NP EN ISO 22000:2005 e NP EN ISO 14001:2004. [6]



Figura 1.7 - Edifícios RAR.

RAR Cogeração

A RAR Cogeração (RCOG) é constituída por duas centrais produtoras de energia térmica e elétrica, a central de cogeração a Gás natural e a central de cogeração a Fuelóleo, podendo esta operar igualmente a Gás natural.

Na central de cogeração a Gás natural existe uma turbina *Centrax* e uma caldeira de recuperação. Na caldeira a gás, o ar entra na câmara de combustão onde existe a queima de Gás natural. Os gases de exaustão resultantes com uma temperatura máxima de 1058°C entram numa turbina, na qual sofrem uma expansão, produzindo-se assim trabalho que ao passar por um alternador permite a produção de energia elétrica. Depois de serem expandidos os gases de exaustão, ficam a uma temperatura de aproximadamente 500 °C e vão ser utilizados para vaporizar a água contida na caldeira de recuperação. A permuta de calor ocorre em três passagens e permite uma produção máxima de 10 ton/h de vapor a 400 °C e 24 barg¹. Os gases de combustão entram na caldeira de recuperação a uma temperatura inferior à da saída da turbina, devendo-se isto às perdas irreversíveis no percurso efetuado.

A central a Fuelóleo é composta por três caldeiras aquatubulares que produzem vapor sobreaquecido. O vapor total produzido é enviado para o coletor de alta pressão (24 barg), sendo parte deste enviado para a turbina *KKK*, outra parte diretamente para a refinaria através de um *bypass* com válvulas de redução de pressão e o restante sofre uma redução de pressão no coletor de baixa pressão (14/15 barg), sendo posteriormente enviado para a refinaria. Na turbina *KKK* o vapor sobreaquecido é expandido gerando-se trabalho que um alternador permite converter em energia elétrica para de seguida ser utilizado nos processos fabris sob novamente a forma de energia térmica. Na figura 1.8 encontra-se representado o esquema de produção de energia elétrica e térmica da RCOG.

¹ Pressão relativa

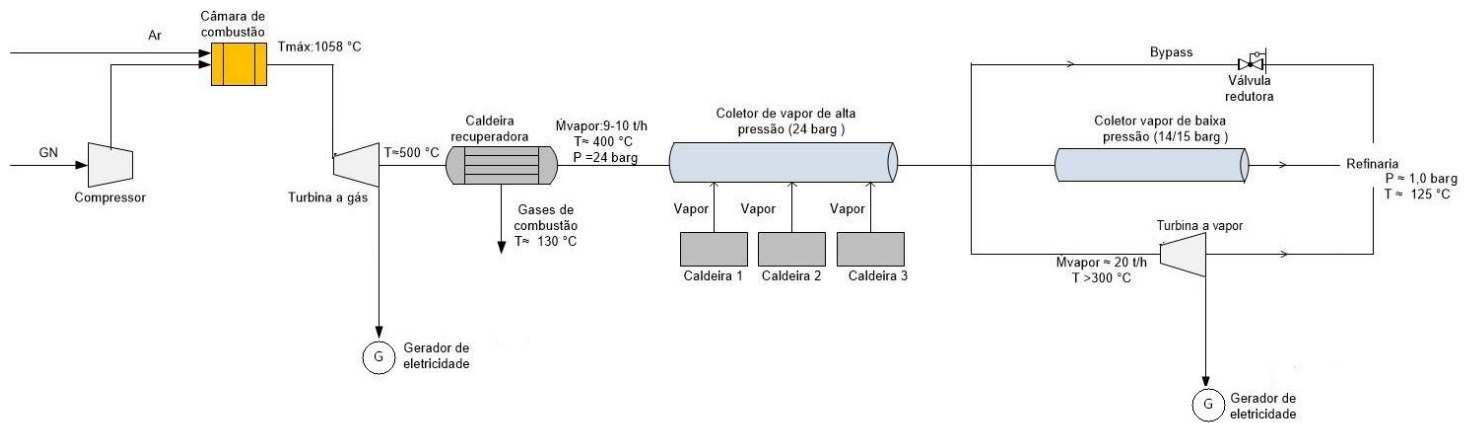


Figura 1.8 - Esquema ilustrativo da Cogeração.

1.4. Organização da Dissertação

A presente dissertação é constituída por 7 capítulos. No capítulo 1, é efetuado um enquadramento do tema e à importância da energia nos dias que correm. Para além disso é dado a conhecer o objetivo e a formação da empresa.

A abordagem a fundamentos teóricos como os princípios de funcionamento dos dois grandes tipos de geradores de vapor, o fenómeno de combustão, os diferentes queimadores, os métodos para o cálculo da eficiência e as possíveis melhorias no uso e distribuição de vapor são abordados no capítulo 2.

O capítulo 3, incide na descrição da caldeira tais como as condições operatórias e a instrumentação utilizada.

No capítulo 4, é analisada a influência da temperatura dos gases de combustão e da pressão de vapor na eficiência da caldeira. Neste capítulo apresentam-se os resultados mais relevantes sobre o estudo efetuado à caracterização da Caldeira Aquatubular nº 1 da RCOG antes e depois da renovação do queimador, tal como a análise às perdas energéticas, antes e após o isolamento. Demonstra-se ainda a influência da imprecisão das medições no cálculo da eficiência da caldeira, pelos métodos direto e das perdas.

No capítulo 5, encontra-se a afinação da razão ar/combustível, assim como uma sugestão de implementação de um algoritmo que relaciona o fator de deslocamento com o tempo.

Sugestões de reaproveitamento energético, assim como os isolamentos da válvula de vapor, da porta da chaminé, dos ebulidores e das extremidades dos tubos da água no economizador

são referenciados no capítulo 6. Neste capítulo, é ainda abordada a manutenção de alguns equipamentos.

As conclusões do trabalho encontram-se no capítulo 7.

2. Revisão teórica

2.1. Geradores de vapor

Os geradores de vapor são equipamentos metálicos, sobre pressão construídos com a finalidade de produzir vapor a partir da queima de combustíveis. Um gerador de vapor é um tipo particular de permutador, sendo o fluido quente os gases resultantes da combustão, e a corrente fria a água. [8]

A exploração dos geradores de vapor na maioria das instalações não é a mais eficiente, originando rendimentos térmicos inferiores ao que seria razoável e, conseqüentemente, maiores consumos de energia e emissões de poluentes atmosféricos. [9] [5]

Existem essencialmente dois grandes tipos de geradores ou caldeiras: tubos de fumo e tubos de água. Além destas é possível encontrar-se na indústria, numa minoria, as do tipo de vaporização rápida e de recuperação. Nas caldeiras tubos de fumo ou pirotubulares os gases circulam no interior dos tubos e a água no seu exterior, enquanto nas aquatubulares ou tubos de água a água circula no interior. O vapor produzido na maioria das situações pode considerar-se de média pressão (maior que 0,5 bar e menor que 87 bar). [5]

Dependo da instalação, podem estar incorporados no gerador de vapor equipamentos como sobreaquecedores, economizadores e aquecedores de ar, que permitem um acréscimo na eficiência do mesmo. [10] Os sobreaquecedores são equipamentos constituídos por um conjunto de feixes tubulares e permitem a produção vapor sobreaquecido a partir do vapor já saturado, utilizando gases de combustão. [10] [11] Os economizadores têm como objetivo o pré-aquecimento da água de alimentação e a sua instalação é sempre na saída para a chaminé dos gases de combustão. [10] [11] Por fim, os aquecedores de ar são equipamentos que geralmente operam em contracorrente e têm como objetivo o aproveitamento do calor residual dos gases de combustão. [10] [11]

2.1.1. Caldeiras Pirotubulares

Nas caldeiras de tubos de fumos o vapor é gerado por aquecimento de um grande volume de água num cilindro pressurizado por meio de gases quentes que circulam através de tubos submersos. As caldeiras são de construção simples e são utilizadas até uma pressão de 20 barg e uma capacidade de 22500 kg/h [12]

Nas caldeiras pirotubulares, a permuta de calor pode ocorrer entre duas e quatro passagens. [8] Na prática quanto maior for o número de passagens, menor será a diferença de temperaturas entre os gases de combustão e o vapor produzido, contudo o calor cedido pelos gases de combustão pode ser muito grande, tendo como resultado a condensação do vapor de água existente, causando posteriormente corrosão nas condutas da chaminé e, eventualmente, da própria caldeira. [13]

Sendo assim a transferência de calor é por norma realizada em três passagens. A primeira ocorre quando os gases de combustão percorrem todo o comprimento da caldeira dentro da fornalha. No fim da fornalha, mudam de sentido numa câmara de reversão, entrando depois no interior de um determinado conjunto de tubos para realizarem a segunda passagem. No final existe uma segunda câmara de reversão que dá acesso aos tubos da terceira passagem. [8] De seguida, na figura 2.1, encontra-se uma caldeira do tipo pirotubular com 3 passagens.

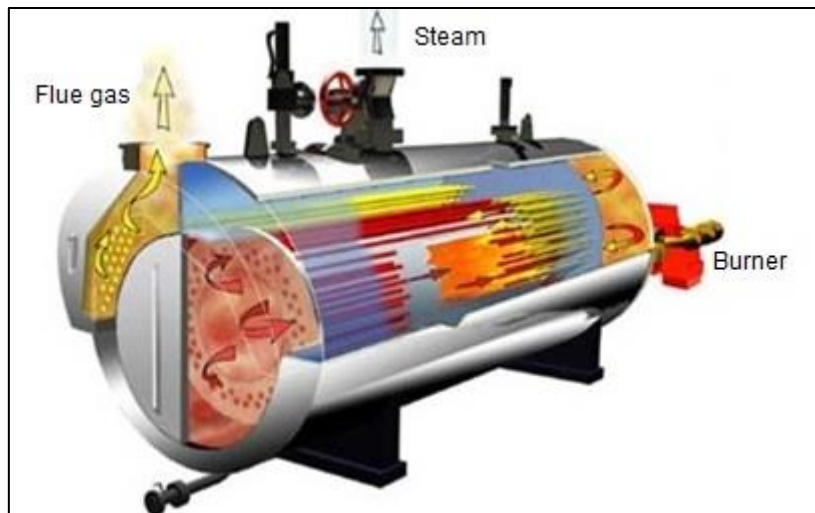


Figura 2.1 - Caldeira tubos de fumos. (adaptado [14])

2.1.2. Caldeiras aquatubulares

Nas caldeiras aquatubulares a água é vaporizada nos tubos que constituem a parede mais interna. Depois de receber calor proveniente dos gases de combustão, a água vaporiza e sobe até ao ebulidor superior. [15] Na figura 2.2 encontra-se representada uma caldeira do tipo aquatubular equipada com sobreaquecedor.

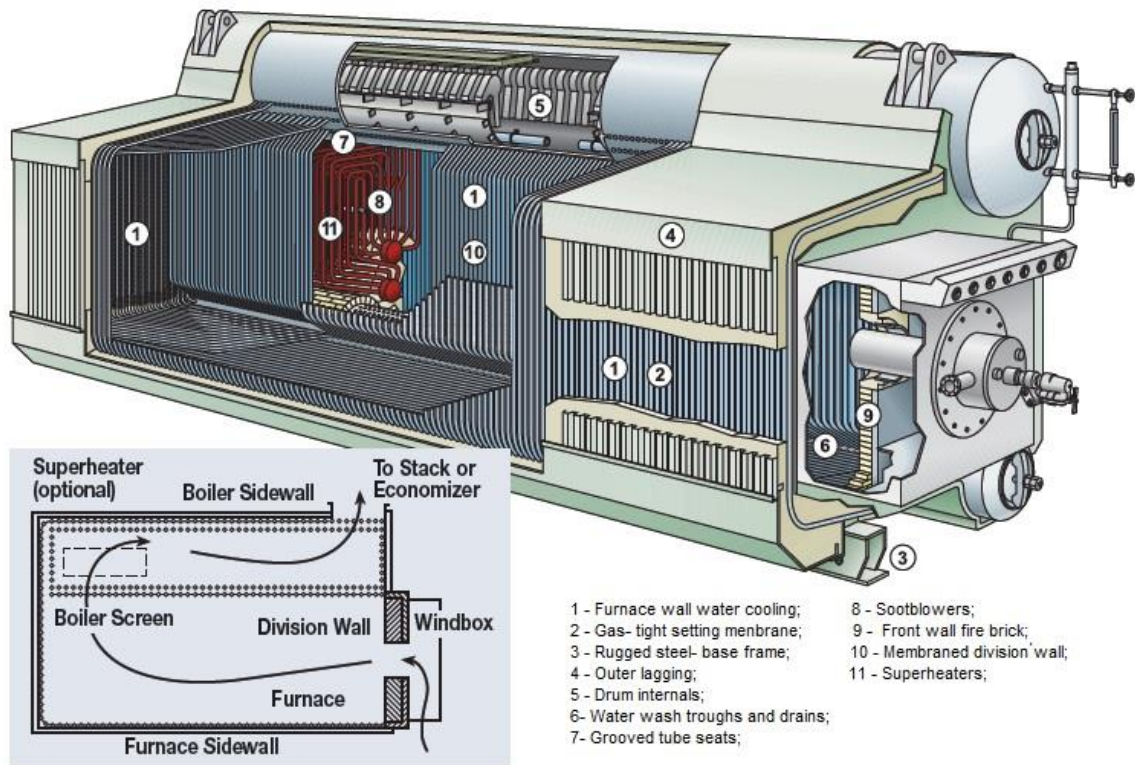


Figura 2.2 - Caldeira tubos de água. (adaptado) [14]

A produção de vapor nas caldeiras aquatubulares pode atingir capacidades entre 600 e 750 ton/h com pressões de trabalho até os 200 bares e temperaturas de vapor entre 450 e 500°C. [16] A circulação da água pode ser provocada apenas pela diferença de densidade entre o vapor ascendente e água descendente. Contudo, à medida que a capacidade da caldeira aumenta, as perdas de cargas no circuito hidráulico tornam-se maiores, obrigando à utilização de bombas para efetuar a circulação. Na figura 2.3 encontra-se a relação entre a massa volúmica da água e do vapor saturado com o aumento da pressão.

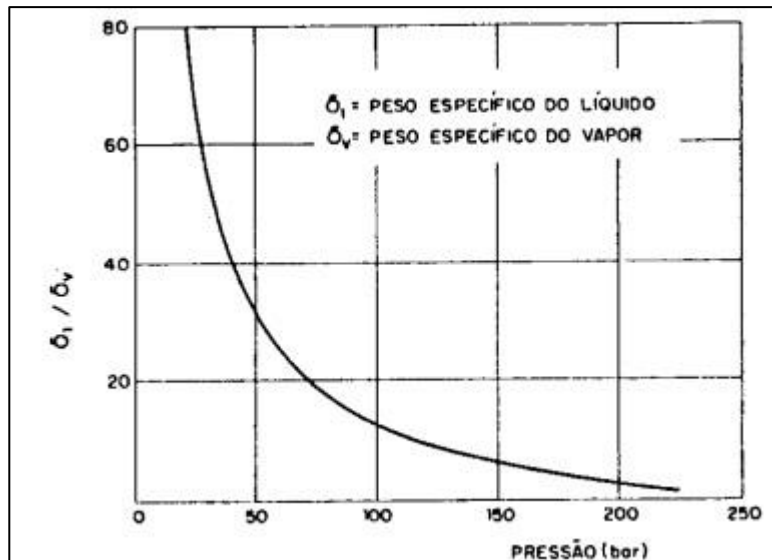


Figura 2.3 - Relação entre as massas volúmicas da água líquida e do vapor saturado, em função da pressão de saturação. [10]

O aumento da pressão de trabalho implica uma menor diferença entre a massa volúmica da água e do vapor. Por exemplo, para pressões na ordem dos 200 bar a massa volúmica da água saturada e do vapor saturado é praticamente a mesma, impossibilitando a circulação por diferença de densidade.

Por exemplo para uma pressão de 200 bar, as densidades do vapor e da água líquida são 169,63 e 491,34 kg/m³, respetivamente, ou seja, uma diferença aproximada de 200, que é bastante inferior à diferença de aproximadamente 1000 a 1 bar (958,37 kg/m³ de água - 0,5979 kg/m³ de vapor).

Caldeiras de Vaporização Rápida:

As caldeiras de vaporização rápida (ou de serpentina) podem ser consideradas como aquatubulares, dado a água circular no interior dos tubos e os gases de combustão no seu exterior. Porém, contrariamente às caldeiras aquatubulares usuais, nas de vaporização rápida o corpo de pressão é constituído por serpentinas tubulares, dentro das quais circula o fluido a aquecer, e no seu exterior realiza-se a queima do combustível. Além disto, esta caldeira é requerida para capacidades reduzidas e produção de vapor saturado a baixas ou médias pressões. [5]

Caldeiras de Recuperação

As caldeiras de recuperação tanto podem ser do tipo aquatubular como pirotubular, recaindo a escolha pela produção de vapor pretendida. Este tipo de caldeira é frequentemente utilizado no reaproveitamento da energia contida nos gases de combustão, provenientes de processos

de fabricação como fornos ou mesmo processos de cogeração na qual se utilizam turbinas a gás. [11]

2.2. Comparação de geradores de vapor

As caldeiras tubos de fumo são as mais vulgares para a produção de vapor. De seguida são enumeradas algumas vantagens da sua utilização comparativamente às de tubos de água [12]:

- Menos dispendiosas;
- Requerem uma menor atenção no que diz respeito ao nível de água, devido a possuírem uma menor vaporização específica;
- Menos suscetível a quedas de pressão devido à maior quantidade de massa de água. Não requer tanta atenção aos processos de queima;
- Limpeza mais fácil, sendo possível retirar facilmente o feixe de tubos, contrariamente ao que acontece com as caldeiras aquatubulares, uma vez que nestas caldeiras os tubos possuem diferentes formas e o diâmetro dos mesmos é reduzido;
- Maior durabilidade devido a não estarem expostas a condições operatórias tão severas e à maior facilidade de manutenção dos tubos e da fornalha.

Apesar de serem as mais utilizadas, as caldeiras pirotubulares apresentam um conjunto de limitações relativamente às aquatubulares [12] [17]:

- Não permitem a produção de vapor a pressões elevadas;
- Possuem maior volume de água proporcionalmente à quantidade de vapor que produzem e muito menor superfície de aquecimento, o que lhes confere maiores dimensões para mesma vaporização;
- Menor eficiência segundo a norma ASME, podendo esta atingir valores entre 90 e 94% [16].

2.3. Combustão

A combustão consiste numa reação química exotérmica² entre um combustível e um comburente. A reação de combustão deve ocorrer de forma rápida e num volume limitado, para assegurar que todo o combustível se oxide. [12] De uma forma genérica pode definir-se combustão através da seguinte reação (2.1):



O combustível é a substância que se oxida, sendo avaliado com base na quantidade de energia libertada por unidade de massa ou mole durante a combustão. Este contém maioritariamente na sua composição carbono e hidrogénio, podendo conter também elementos como o enxofre, azoto, oxigénio e água. [12] [18]

Geralmente utiliza-se ar atmosférico como comburente, o que se torna vantajoso uma vez que não apresenta qualquer custo de aquisição. O ar é constituído por cerca de 21% de oxigénio, 78% de azoto e 1% em volume de outros constituintes. Para os cálculos de combustão é satisfatório representar o ar como uma mistura contendo 79% de azoto e 21% de oxigénio. Assim, por cada 21 moles de oxigénio que reage, quando o ar oxida o combustível, existem também 79 moles de azoto envolvidas. Portanto, por cada mol de oxigénio no ar estão presentes 3,76 moles de azoto.

O peso molecular de uma mistura é a combinação das frações molares dos componentes e do seu respetivo peso molecular. Assim, o peso molecular do ar, M_{ar} , é dado pela soma dos produtos dos pesos moleculares de oxigénio e de azoto e as suas respetivas frações molares no ar (equação 2.2).

$$\begin{aligned} M_{ar} &= 0,79 \times M_{N_2} + 0,21 M_{O_2} & (2.2) \\ &= 0,79 \times 28 + 0,21 \times 32 \\ &= 28,84 \frac{kg}{kmol} \end{aligned}$$

À temperatura ambiente, tanto o oxigénio como o azoto encontram-se sob a forma de moléculas diatómicas, O_2 e N_2 . É vulgarmente considerado que o azoto presente no ar não reage no processo de combustão, isto é, existem tantas moles de azoto puro nos produtos de combustão como nos reagentes. [18] A temperaturas muito elevadas, pequenas quantidades de azoto reagem com o oxigénio para formar óxido de azoto, geralmente denominados NO_x . A denominação NO_x refere-se à soma de óxido nítrico, NO , e de dióxido de azoto, NO_2 . Estes,

² Reação Exotérmica- Reação onde existe a libertação de energia

além de serem tóxicos para os seres humanos, são prejudiciais para o ambiente. No entanto, uma vez que estes níveis são insignificantes em aplicações de análise de energia, o azoto é tratado como inerte. [18]

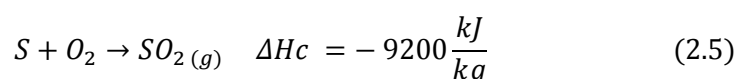
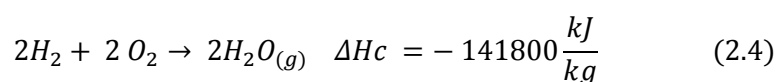
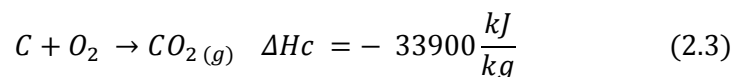
Quando uma mistura reativa dispõe da quantidade de ar estritamente necessária para queimar todo o combustível, num processo ideal e teórico, diz-se que a mistura é estequiométrica. Da combustão ideal e estequiométrica de um hidrocarboneto resultam as espécies químicas oxidadas, CO_2 e H_2O . [19]

2.3.1. Combustão completa

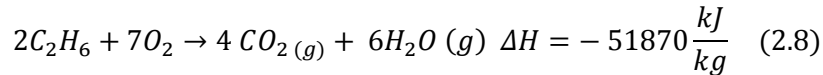
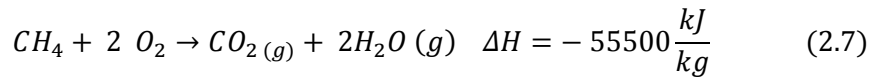
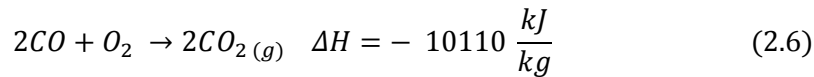
Todo o processo de combustão deve atender a princípios fundamentais que assegurem uma boa eficiência na queima de combustível. Mesmo em condições normais de operação, não se torna possível aproveitar toda a energia libertada pelo processo de queima. Parte da energia é diretamente perdida para a atmosfera, através dos gases de combustão, podendo ainda ocorrer perdas energéticas nas paredes dos equipamentos ou mesmo nos inqueimados (provenientes da combustão incompleta). Sendo assim, torna-se recorrente na indústria a necessidade de otimizar os processos de queima. [10]

A combustão completa é um dos pontos fulcrais para uma queima eficiente. Para tal torna-se necessário que exista uma mistura adequada ar/combustível, temperaturas iguais ou superiores à de inflamação dos componentes, tempo e espaço suficiente para que a combustão se realize. [20]

As reações de combustão teórica dependem do combustível e dos elementos constituintes do combustível. Na queima de combustíveis sólidos e líquidos, a energia libertada é consequência de reações químicas com carbono, hidrogénio e enxofre [10]:



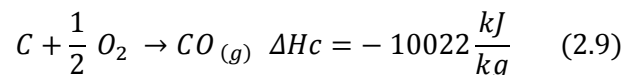
Na queima de combustíveis gasosos, a energia é libertada pelas reações químicas com hidrogénio, monóxido de carbono e hidrocarbonetos [10]:



2.3.2. Combustão incompleta

A combustão incompleta ocorre quando o combustível não é inteiramente queimado. A presença de monóxido de carbono na chaminé é consequência de uma queima com défice de ar. As concentrações de CO superiores a 500 ppm (0,05%) acabam por ter um efeito tóxico e nocivo e de forma a minimizar a libertação de inqueimados torna-se relevante a existência de uma mistura adequada ar/combustível. [10]

A combustão incompleta diferencia-se da completa devido à formação de monóxido de carbono em detrimento de dióxido de carbono.



A reação de formação de monóxido de carbono tem associado um calor de formação de $10022 \frac{kJ}{kg}$, já a reação completa providencia uma maior quantidade de energia, sendo esta de $33500 \frac{kJ}{kg}$.

2.4. Poder calorífico

O poder calorífico é o indicador mais utilizado para definir a quantidade de energia que um combustível possui e o seu valor é igual ao módulo da entalpia de combustão. Ao calor recuperado na queima de um combustível, por unidade de massa, com a água resultante da combustão em estado de vapor dá-se o nome de poder calorífico inferior (PCI). Se os produtos da combustão encontrarem condições que promovam a condensação do vapor de água,

então é recuperado todo o seu calor de vaporização. Neste caso o calor aproveitado denomina-se de poder calorífico superior (PCS). [17] [19]

Para combustíveis sólidos e líquidos, o PCS pode ser calculado com uma aproximação de 2% pela equação 2.10:

$$PCS = 33900 \times C + 141800 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 9200 S \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (2.10)$$

Em que:

C - Percentagem mássica de carbono no combustível (kg carbono/kg combustível);

H_2 - Percentagem mássica de hidrogénio no combustível (kg hidrogénio/kg combustível);

S - Percentagem mássica de enxofre no combustível (kg enxofre/kg combustível);

O_2 - Percentagem mássica de oxigénio no combustível (kg oxigénio/kg combustível);

O termo $\left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right)$ Representa o hidrogénio combinado com o oxigénio sobre a forma de humidade.

A determinação direta do PCI torna-se difícil e, portanto, pode ser obtida através do PCS através da seguinte equação 2.11. [17] Para combustíveis sólidos e líquidos:

$$PCS = PCI + 2442 \times (9h + w) \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (2.11)$$

Em que 2442 kJ/kg representa o calor latente de condensação a 25°C, $9h$ representa a parcela de vapor formada pela combustão do hidrogénio e w o teor de água no combustível.

Em combustíveis gasosos, uma vez há a inexistência de humidade e de hidrogénio no combustível, o poder calorífico superior pode ser obtido por:

$$PCS = PCI + 2442 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (2.12)$$

O valor numérico do poder calorífico é por norma indicado pelos fornecedores dos combustíveis, sendo o valor divergente de dia para dia. Dependendo do teor de hidrogénio no combustível, o poder calorífico superior é cerca de 10% superior ao inferior. [12]

2.5. Excesso de ar

Os termos excesso de ar e de oxigénio são vulgarmente utilizados para definir o processo de combustão. A percentagem de excesso de ar é a quantidade de ar acima do requerido estequiometricamente para que ocorra a combustão completa. O excesso de oxigénio é a quantidade de oxigénio no ar não utilizada durante a combustão. [21] Em teoria, para atingir a combustão mais eficiente a quantidade de combustível e de ar utilizados obedeceria a uma relação designada de estequiométrica. Na prática se não for adicionado ar em excesso o combustível não é inteiramente queimado. O excesso de ar aumenta a quantidade de oxigénio e azoto que entra no queimador possibilitando que a reação entre o combustível e oxigénio seja completa. A adição de ar em excesso implica uma maior turbulência, permitindo uma melhoria da mistura na câmara de combustão. [22]

A eficiência da combustão (figura 2.4) aumenta com o incremento do excesso de ar, até que a perda de calor no excesso de ar seja superior ao calor proporcionado pela combustão. [23]

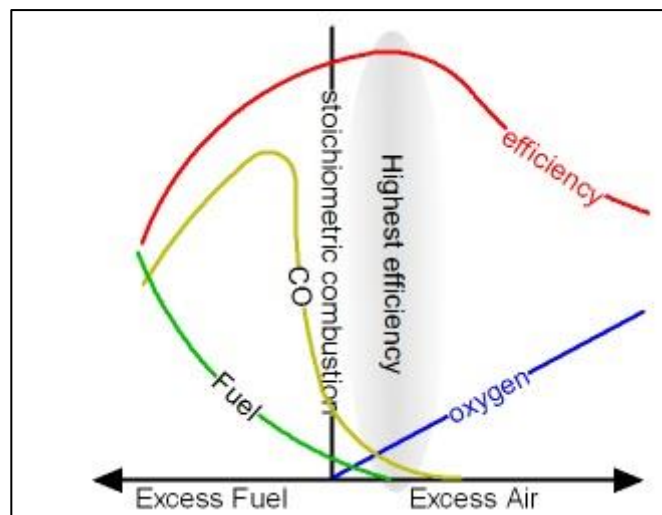


Figura 2.4 - Eficiência ótima de combustão. [23]

Se por um lado é importante existir ar suficiente para que a combustão seja completa, por outro, um grande excesso de ar implica um maior arrefecimento da câmara de combustão, perdendo-se assim calor no aquecimento do ar em excesso. [15]

A existência de inqueimados nos gases de combustão é um dos fatores para a diminuição da eficiência da caldeira, uma vez que os elementos ao não serem queimados, não libertam a sua energia que acaba por se perder sob a forma de calor latente nos gases de combustão. Para além disso, o facto de o carbono não ter sido completamente queimado, implica que só uma parte deste sai nos gases de combustão, depositando-se o restante nas paredes da

câmara de combustão. Tal permite a formação de uma película isolante que dificulta a transferência de calor entre os gases provenientes da combustão e a água. [15] [5]

Na figura 2.5 encontram-se as perdas energéticas no fenómeno de combustão, com o excesso e défice de ar.

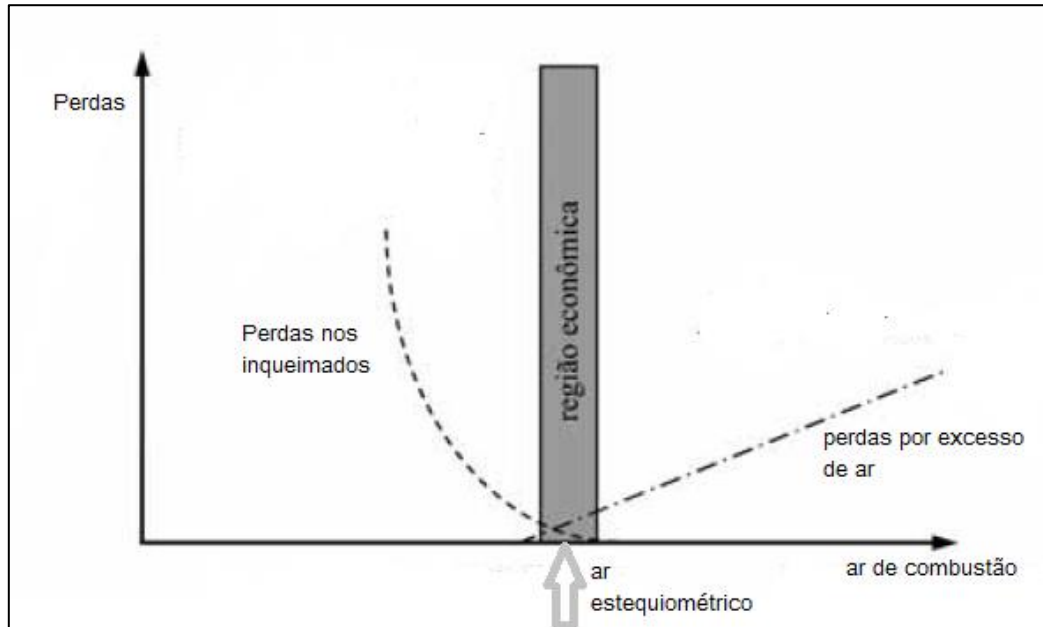
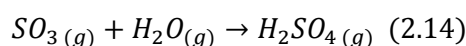
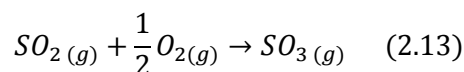


Figura 2.5 - Influência do excesso de ar nas perdas de energia. (adaptado de [12])

O fenómeno de combustão processa-se com excesso de ar, em maior ou menor quantidade, e em presença de elementos catalisadores provenientes do combustível. Nos fuelóleos existe enxofre que é um elemento indesejável, uma vez que os seus produtos de combustão são corrosivos. Quando existe ar em demasia, parte do dióxido de enxofre é oxidado dando origem ao aparecimento de trióxido de enxofre (2.13) que por seu lado reage com o vapor de água formando ácido sulfúrico (2.14), que a partir de uma determinada temperatura vai condensar originando fenómenos de corrosão. [5]



Assim se a correta proporção entre o ar e o combustível não for mantida para que ocorra uma queima completa, haverá insuficiência ou excesso de ar, além do mínimo recomendável e, conseqüentemente, perda de eficiência no processo. [16] O excesso mínimo de ar a ser adotado depende tanto do tipo de combustível como do sistema de combustão. Para caldeiras

a fuelóleo o excesso de ar recomendado está compreendido entre os 15-20%, para o Gás Natural é de 5-15%. [5]

Na prática torna-se importante conhecer o valor de excesso de ar com o qual o queimador está a operar. Existem diferentes métodos que permitem a determinação do excesso de ar a partir do conhecimento da composição volumétrica dos gases. Um deles é utilizado quando é conhecida a composição elementar do combustível e a composição máxima do dióxido de carbono, obtida nas condições de queima estequiométrica: [11]

$$E (\%) = \left(\frac{CO_2 \text{ máx}}{CO_2 \text{ real}} - 1 \right) \times 100 \quad (2.15)$$

Em que:

E - excesso de ar;

$CO_2 \text{ máx.}$ – percentagem máxima de dióxido de carbono nos gases de combustão, para a queima ideal;

$CO_2 \text{ real}$ – percentagem de dióxido de carbono obtida nas condições reais de combustão, ou seja, com excesso de ar.

Uma outra forma de determinar o excesso de ar é pela equação (2.16). Neste método não é necessário conhecer a composição elementar do combustível, não se tornando relevante a percentagem máxima de dióxido de carbono nos fumos.

$$E (\%) = \frac{\% O_2}{21 - \% O_2} \times 100 \quad (2.16)$$

Em que 21% é percentagem máxima de oxigénio.

O excesso de ar pode ser obtido graficamente através do triângulo de *Ostwald*, onde o cateto horizontal representa a percentagem de O_2 (0 – 21%) e o cateto vertical o teor máximo de $CO_2 + SO_2$. A hipotenusa permite caracterizar a combustão completa para diferentes excessos de ar. [11]

O triângulo de *Ostwald* tem a vantagem de ter em conta as condições reais da combustão, contudo tem o inconveniente de providenciar um valor menos exato quando comparado aos métodos anteriores. O triângulo de *Ostwald* permite inter-relacionar [20]:

- % Volumétrica em base seca ($CO_2 + SO_2$) nos gases de combustão
- % Volumétrica em base seca (O_2) nos gases de combustão
- % Volumétrica em base seca (CO) nos gases de combustão
- % Excesso de ar

Conhecendo a composição do combustível e duas destas grandezas torna-se possível determinar as restantes graficamente. Na figura 2.6 encontra-se a representação gráfica para fuelóleo com baixo ponto de inflamação.

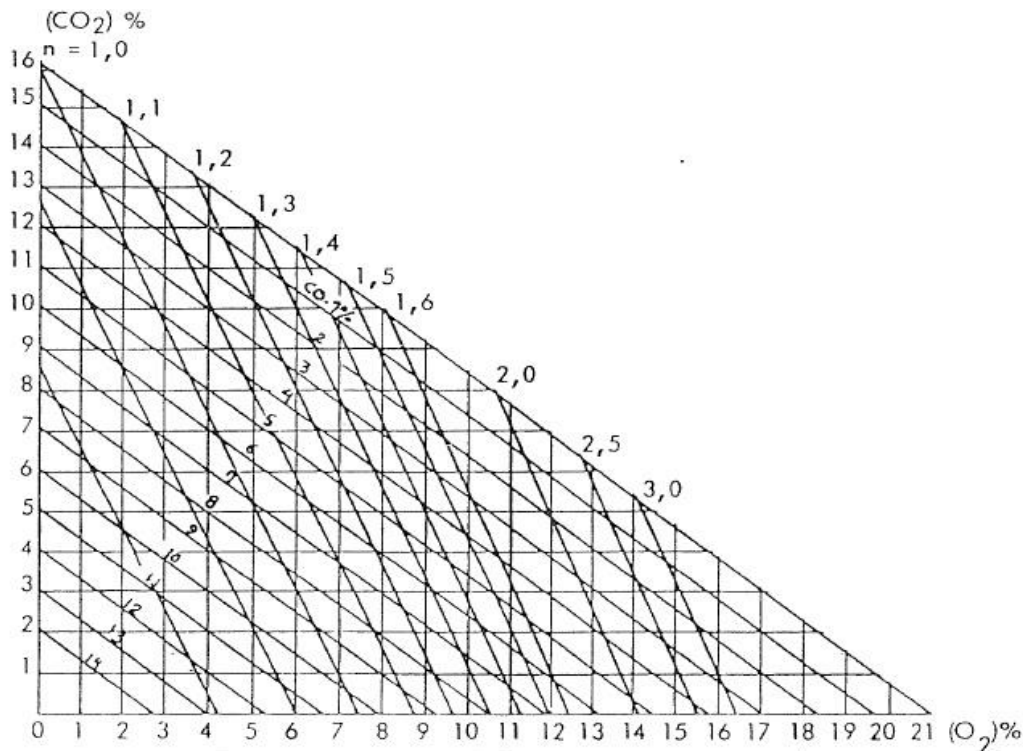


Figura 2.6 - Triângulo de Ostwald para o fuelóleo BPI. [11]

2.6. Queimadores

O queimador é um equipamento cuja função é processar a queima de uma mistura ar/combustível numa câmara de combustão. Este deve garantir que o combustível e o ar permaneçam em contato o tempo suficiente e à temperatura necessária para que ocorra a reação de combustão. [24] [25]

A admissão do ar pode afetar a intensidade e estabilidade da chama. Se o ar secundário é admitido com alta turbulência, originará uma chama menor e mais intensa. Quando adicionado de uma forma demasiado rápida a uma chama que inflama lentamente, ele pode ter um efeito de arrefecimento.

A eficiência da caldeira é em parte influenciada pela capacidade em utilizar um queimador que consiga operar com níveis ótimos de excesso de ar. Os queimadores bem concebidos permitem operar com um excesso de ar de 15 a 20%. [26]

Em queimadores de emissões ultra-baixas, utiliza-se o excesso de ar para eliminar a produção de CO e reduzir a formação de óxidos de azoto (NOx). [12] [26] [27]

2.6.1. Queimadores de combustíveis gasosos

Nos combustíveis gasosos a queima é mais simples comparativamente aos combustíveis líquidos, uma vez que a mistura do combustível com o comburente ocorre de uma forma mais simples. Distinguem-se dois tipos de queimadores, os de mistura e os de difusão. Os primeiros promovem a mistura com gás antes de injetá-los na câmara de combustão. Contrariamente o queimador de difusão injeta separadamente. [12]

As chamas de difusão são utilizadas em queimadores pequenos devido à sua estabilidade e ao facto de não requererem um ajuste de entrada de ar e gás. [25] Nas figuras 2.7 e 2.8 encontram-se ilustrações dos queimadores de mistura e difusão.

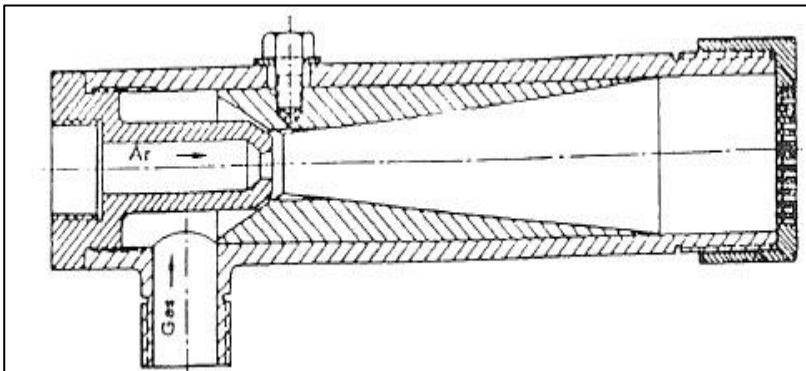


Figura 2.7 - Queimador de mistura. [11]

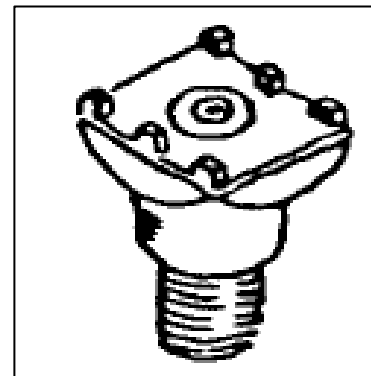


Figura 2.8 - Queimador de difusão. [25]

2.6.2. Queimadores de combustíveis líquidos

Os queimadores de combustíveis líquidos são geralmente semelhantes aos queimadores a gás, uma vez que a queima do combustível se realiza na fase de vapor. Os combustíveis líquidos são pulverizados por meio de vários processos, capazes de atomizar bem o combustível. [25] A atomização é um processo na qual se transforma um determinado volume de líquido em múltiplas gotículas. Este processo permite a obtenção de uma elevada área específica, possibilitando elevadas taxas de evaporação. [25]

Combustíveis como a gasolina ou fuelóleos leves, a vaporização ocorre diretamente ou através de um pulverizador que produz gotículas que são totalmente vaporizadas antes de entrarem na zona de combustão. [25] Para os fuelóleos mais pesados a vaporização ocorre

de forma mais lenta e na maioria dos casos deixa resíduos sólidos de carbono. Dependendo da viscosidade do fuelóleo, a proporção vaporizada será maior ou menor. [25]

A alta viscosidade dos combustíveis líquidos mais pesados implica o seu pré-aquecimento, geralmente com vapor ou serpentinas até temperaturas entre os 100 e 200°C, antes de serem bombeados ou pulverizados. O aquecimento acima de 260°C deve ser evitado, em virtude das mudanças na estrutura do combustível devido ao craqueamento³. [25]

A queima de combustíveis líquidos pode ocorrer em queimadores de pulverização a ar ou vapor, mecânica e de copo rotativo. [11] [12] Nos queimadores de atomização a ar ou vapor (figura 2.9), um jato deste fluido incide sobre o óleo provocando a formação de gotículas. Os tamanhos das gotas são dependentes da velocidade relativa dos fluidos. [25] Este tipo de pulverização não requer dimensões tão precisas, apresentando uma menor suscetibilidade ao bloqueio em relação aos pulverizadores mecânicos, sendo assim mais apropriados para combustíveis de alta viscosidade. [25]

Nos queimadores a vapor, a pressão de fuelóleo é normalmente inferior a 7 bar podendo em algumas circunstâncias atingir os 12 bar. Por seu lado, nos queimadores a ar, a pressão do fuelóleo é geralmente inferior a 1,5 bar. [10] [11] Os queimadores de atomização a vapor são mais simples e económicos do que os de atomização a ar. Quando bem regulados possibilitam um consumo de vapor de 10% relativamente ao consumo de fuelóleo e, entre 25 a 50% de ar quando a atomização é realizada com este. [10]

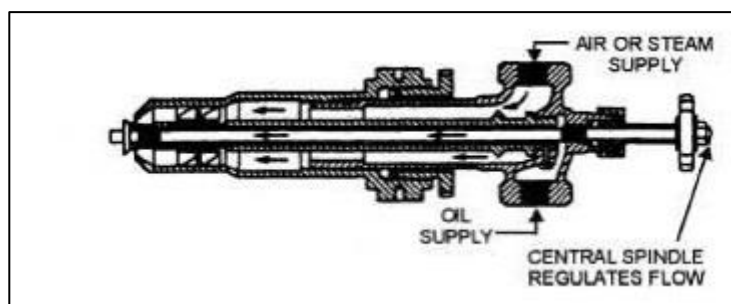


Figura 2.9 - Queimador de atomização a ar ou vapor. [28]

O queimador cuja pulverização ocorre de forma mecânica (figura 2.10) permite a produção de gotículas devido à passagem do combustível num orifício de pequenas dimensões. As gotículas são formadas pelo choque do óleo, a alta velocidade, com a massa de ar ambiente. De um modo geral, quanto maior a velocidade relativa entre líquido e ar, menor o tamanho médio das gotas.

³ Craqueamento – Processo químico onde hidrocarbonetos pesados são decompostos em moléculas mais leves por ação de calor e catalisadores

A pulverização mecânica apresenta como desvantagem o facto de ser necessária uma boa filtração do combustível para tamanhos inferiores de gotículas. Como o fluxo é proporcional a $P^{1/2}$ e o tamanho da gotícula é proporcional a $1/P$, a pulverização é inflexível na variação do fluxo quando se pretende manter o mesmo tamanho da gotícula. [11] [25]

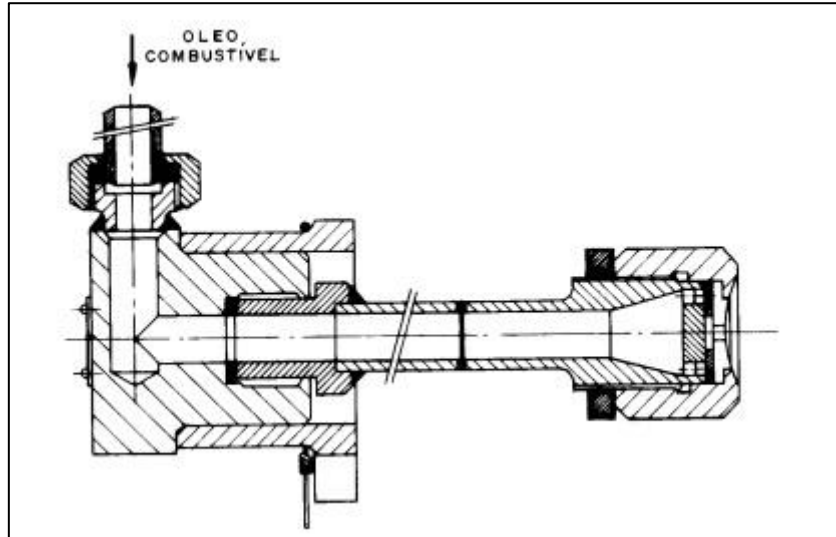


Figura 2.10 - Queimador de pulverização mecânica. [25]

Na pulverização rotativa (figura 2.12) o combustível é introduzido para o centro de um copo, girando este até às 5000 rpm. À medida que o combustível é arremessado, ele é pulverizado pela corrente de ar primário. [25] Este tipo de atomização é adequado para caldeiras de baixa pressão.

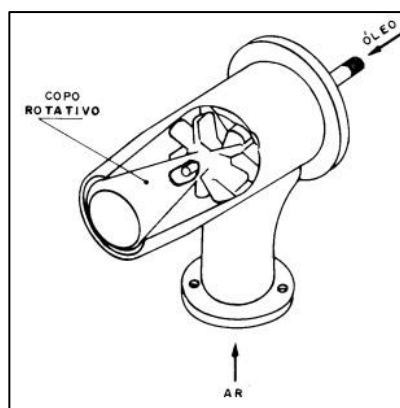


Figura 2.11 - Atomização por copo rotativo [25].

2.6.3. Queimadores mistos

Os queimadores mistos permitem uma queima utilizando dois combustíveis diferentes, em simultâneo. Este tipo de queimador permite a redução de 50 a 75% de emissões de NO_x, operando ainda com um baixo excesso de ar para um aumento da eficiência e uma redução dos custos energéticos.

O uso de queimadores mistos permite a utilização de apenas um dos combustíveis. Esta solução torna-se apelativa quando os combustíveis atingem os seus baixos picos tarifários e se tornam soluções desvantajosas em termos económicos. [29]

Na figura 2.12 encontra-se representado um queimador do tipo misto, fuelóleo e gás natural.

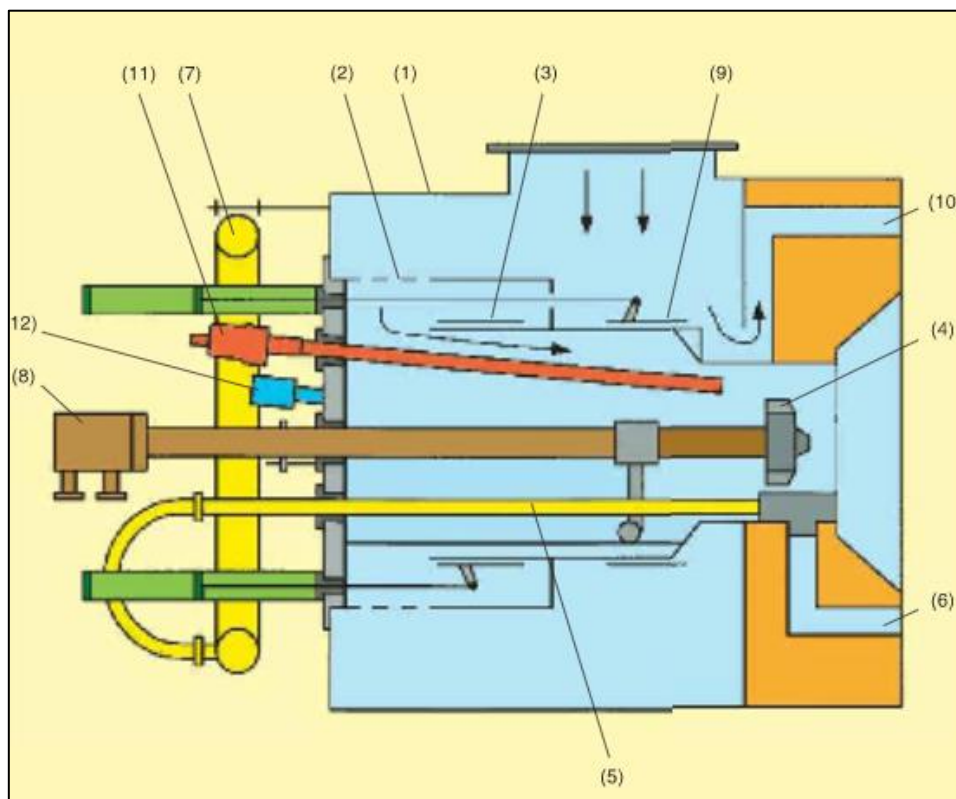


Figura 2.12 - Queimador misto. [29]

Legenda:

- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 1 – Caixa-de-ar de combustão | 8 – Pistola de fuelóleo |
| 2 – Placa perfurada | 9 – Movimento secundário |
| 3 – Movimento primário | 10 – Bicos secundários |
| 4 – Cabeça de combustão | 11 – Ignição de gás elétrico |
| 5 – Grelha | 12 – Detetor de chama |
| 6 – Bicos de gás | |
| 7 – Alimentador de gás | |

2.7. Eficiência de uma Caldeira

De um modo geral as caldeiras industriais apresentam rendimentos não muito altos, em consequência de uma combustão não otimizada. Tal deve-se à utilização de excessos de ar elevados. A eficiência de um gerador de vapor pode ser avaliada por dois métodos distintos, o direto e o das perdas.

Para a determinação da eficiência do gerador de vapor a norma alemã DIN 1942 utiliza o poder calorífico inferior, amplamente utilizado a Europa. Por seu lado a norma americana é baseada no poder calorífico superior (PCS). [30]

2.7.1. Método direto

O método direto é baseado nos *inputs* e *outputs* de energia, em que a energia ganha pelo fluido de trabalho é comparada com a cedida pelo combustível. Segundo as normas ASME e BS a eficiência pelo método direto pode ser obtida através da seguinte equação baseada no PCI [31] [32]:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}} \times (h_v - h_l)}{\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}} \quad (2.17)$$

Em que:

\dot{m}_{vapor} – caudal mássico de vapor $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$;

h_v – entalpia de vapor $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$;

h_l – entalpia da água de alimentação $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$;

\dot{m}_{comb} – caudal mássico de combustível $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$;

PCI – poder calorífico inferior $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

2.7.2. Método das perdas

O método das perdas ou indireto baseia-se numa análise das perdas do gerador de vapor para obter o valor da eficiência. A determinação da eficiência utilizando este método requer a medição ou estimativas de determinados parâmetros. Em muitos casos é usual a estimativa de valores para as perdas, no entanto, as incertezas dos valores estimados são por vezes superiores aos medidos. Sendo as perdas uma fração de energia muito inferior à energia útil, a obtenção do rendimento pelo método indireto é obtida com uma menor incerteza.

O método das perdas, é definido segundo as normas ASME PTC 4 e BS 1987 que consideram uma temperatura de referência de 25°C [31] [32]:

Para combustíveis sólidos:

$$\eta = 100 - (L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6) \quad (2.18)$$

Para combustíveis líquidos e gasosos:

$$\eta = 100 - (L1 + L2 + L3 + L4) \quad (2.19)$$

Em que:

L1- Perdas associadas aos gases secos de combustão (calor sensível);

L2- Perdas associadas ao vapor de água nos gases de combustão;

L3- Perdas nos inqueimados (CO);

L4- Perdas por radiação e convecção;

L5 e L6 – Perdas nas cinzas volantes;

A determinação da eficiência deve ser realizada quando a caldeira se encontra a trabalhar em condições de estado estacionário. A eficiência segundo estas normas não tem em conta as perdas energéticas nas purgas.

Perdas associadas aos gases secos de combustão

As perdas nos gases de combustão são consideradas a maior parcela das perdas totais. A elevada temperatura a que os gases saem da caldeira implica uma perda energética por vezes relevante, que podem ser determinadas a partir da equação 2.20:

$$L1 = \frac{K \times (T_{gs} - T_{ar}) \times \left(1 - \frac{L5 + L6}{100}\right)}{\% CO_{2 \text{ real}}} \quad (2.20)$$

Em que, K é uma constante dependente do combustível utilizado, podendo ser obtida através de:

$$K = \frac{255 \times \% C}{PCI} \quad (2.21)$$

Em que % C diz respeito à percentagem mássica de carbono no combustível, T_{gs} e T_{ar} às temperaturas de saída dos gases de combustão e entrada do ar, respetivamente, e $\% CO_{2 \text{ real}}$ ao teor de dióxido de carbono nos gases de combustão.

Perdas associadas ao vapor de água nos gases de combustão

Os gases de combustão para além de gases secos como o dióxido de carbono, dióxido de enxofre, azoto e oxigénio têm uma determinada quantidade de humidade. O vapor de água é resultado do somatório da água presente no combustível e comburente e da oxidação do hidrogénio presente no combustível.

As perdas associadas à entalpia do vapor de água podem ser obtidas através da equação (2.22):

$$L_2 = \frac{(mH_2O + 9H_2) \times (210 - 4,2 \text{ Tar} + 2,1 \text{ Tgs})}{\text{PCI}} \quad (2.22)$$

Esta equação 2.22 não tem em conta a quantidade de água presente no ar, mH_2O é o peso da humidade em percentagem no combustível nas condições de queima e H_2 o peso de hidrogénio nas condições de queima, igualmente em percentagem mássica. Estes valores podem ser consultados na tabela 2.1 ou obtidos através da composição do combustível.

Tabela 2.1 - Percentagem mássica do hidrogénio e água em cada combustível. (adaptado [32])

Combustível	% Peso de H ₂	% Peso de H ₂ O
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	-
Óleos (<i>tick, thin, burner</i>)	11,5	-
Butano	17,2	-
Propano	18,2	-
Gás natural	24,4	-

Perdas associadas aos Inqueimados

As perdas de energia associadas aos inqueimados dizem respeito à energia dissipada quando a combustão é incompleta. Estas podem ser obtidas através da equação (2.23):

$$L3 = \frac{K1 \times CO \times (1 - 0,1 \times (L5 + L6))}{\% CO + \% CO_{2 \text{ real}}} \quad (2.23)$$

Em que %CO é a percentagem volumétrica de monóxido de carbono nos gases de combustão e K1 uma constante que depende do combustível (tabela 2.2).

Tabela 2.2 - Valores de K1 para cada tipo de combustível (adaptado [32]).

Combustível	K1
Coque	70
Antracite	65
Carvão	63
Gasóleo	53
Óleos (tick, thin, burner)	54
Butano	48
Propano	48
Gás natural	40

Perdas por Radiação e Convecção

A radiação é um fenómeno em que a transferência de calor ocorre através de ondas eletromagnéticas, não necessitando de um meio físico para se propagar. Todos os corpos à superfície da terra com uma temperatura superior a 0 °C emitem radiação térmica. O exemplo mais importante de radiação é a energia emitida pelo sol em direção à Terra. [33]

A transferência de calor por convecção consiste na troca de calor entre uma superfície sólida e um fluido, que estão a diferentes temperaturas, devido ao movimento aleatório das moléculas aliado ao movimento macroscópico do fluido em que a troca de calor ocorre da superfície/fluido com maior temperatura para a menor.

O fenómeno de convecção pode ocorrer de forma natural ou forçada. Na convecção natural a permuta ocorre por diferença de massas volúmicas contrariamente ao que acontece na convecção forçada na qual são utilizados agentes externos como bombas ou ventiladores.

As perdas por radiação, convecção de uma caldeira dependem da sua conceção e construção. Em condições diferentes da potência nominal, as perdas variam na proporção inversa à razão entre o consumo atual de combustível e o que se verifica à capacidade

nominal. Na tabela 2.3 encontram-se os valores empíricos de perdas por radiação e convecção para os dois grandes tipos de caldeiras.

Tabela 2.3 - Perdas por radiação e convecção. (adaptado [32])

Tipo de caldeira	Capacidade (MW)	Perdas à Capacidade Nominal (%)
Aquatubular ou Pilotubular	≥ 5,0	1,4
	[2,0 - 4,9]	1,6
	< 2,0	2,0

Uma outra forma para a obtenção das perdas por radiação e convecção é através da aplicação de correlações empíricas.

A potência térmica dissipada por radiação pode ser calculada através da equação 2.24:

$$Q_{rad} = \varepsilon \times \sigma \times A (T_{sup}^4 - T_{ar}^4) \quad (2.24)$$

Onde:

A – área ;

Q_{rad} – Potência térmica transferida entre a superfície e o ar, devido à radiação ;

T_{sup} – Temperatura das superfícies da Caldeira;

T_{ar} – Temperatura do ar;

ε – emissividade;

σ – constante de Stefan – Boltzmann .

A potência térmica dissipada por convecção pode ser calculada através da equação 2.25:

$$Q_{conv} = h_{conv} \times A \times (T_{sup} - T_{ar}) \quad (2.25)$$

Em que:

Q_{conv} – Potência térmica transferida por convecção;

h_{conv} – coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção .

Para convecção natural [33] :

$$\text{Nu} = \frac{(h_{\text{conv}} \times L)}{k} = a \times \left[\left(\frac{L^3 \times \rho^2 \times g \times \beta \times (T_{\text{sup}} - T_{\text{ar}})}{\mu^2} \right) \times \left(\frac{c_p \times \mu}{k} \right) \right]^m \quad (2.26)$$

$$= a \times (Gr \times Pr)^m$$

Onde:

- a e m são constantes dependentes do produto do número de *Grashof* (Gr) e do número de *Prandtl* (Pr) e β é o coeficiente de expansão volumétrica do fluido;
- L – dimensão característica depende da geometria da superfície:
Placas ou tubos verticais, L é o comprimento do tubo ou da placa;
Tubos horizontais a dimensão a usar é o diâmetro externo (D_o);
- As propriedades físicas (ρ , k , c_p , μ) são determinadas à temperatura média do filme.

Na tabela 2.4 encontram-se as correlações empíricas para a determinação de h_{conv} em convecção natural, dependendo do fluido e da geometria.

Tabela 2.4 - Correlações empíricas para h_{conv} em convecção natural. (adaptado [33])

Fluido	Geometria	Gr.Pr	h_{conv} (W/m ² .K)
Ar (1 atm)	Placas e Tubos verticais	$10^4 - 10^9$	$1,37 (\Delta T/L)^{0,25}$
		$> 10^9$	$1,24 (\Delta T/L)^{1/3}$
	Tubos horizontais	$10^3 - 10^9$	$1,32 (\Delta T/L)^{0,25}$
		$> 10^9$	$1,24 (\Delta T/L)^{1/3}$
	Placa horizontal com a superfície superior aquecida ou a inferior arrefecida	$10^5 - 2 \times 10^7$	$1,32 (\Delta T/L)^{0,25}$
		$2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$	$1,52 (\Delta T/L)^{1/3}$
Água (294 K)	Placas verticais e Tubos	$10^4 - 10^9$	$127 (\Delta T/L)^{0,25}$
Líquidos orgânicos (294 K)	Placas verticais e Tubos	$10^4 - 10^9$	$59 (\Delta T/L)^{0,25}$

2.8. Otimização do uso e distribuição de vapor

Os conceitos de utilização racional de eficiência energética e gestão de energia assumem uma importância crucial nos dias de hoje. A energia deve ser gerida de forma contínua e eficaz de forma a existir um maior reaproveitamento nos diversos processos industriais. [16] De seguida são enumeradas algumas oportunidades de melhorias energéticas em centrais térmicas.

2.8.1. Geração de vapor

Grande parte da energia dissipada está associada à geração propriamente dita do vapor. De forma a minimizar tais perdas energéticas, e consequentemente melhorar a eficiência do gerador de vapor, existem algumas oportunidades a ter em conta.

Excesso de ar:

A minimização do excesso de ar é um dos paradigmas no que diz respeito à geração de vapor, já que a sua otimização permite reduzir a quantidade de calor perdido nos gases de combustão, consentindo que maior quantidade de energia do combustível seja transferida para o vapor e melhorando significativamente a eficiência energética. [5]

Reaproveitamento Energético:

Cada vez mais se verifica a utilização de economizadores, sobreaquecedores e aquecedores de ar nas centrais térmicas. Esta implementação tem como objetivo o reaproveitamento energético da energia contida nos gases de combustão.

Os sobreaquecedores permitem a produção de vapor sobreaquecido a temperaturas superiores a 300 °C, podendo o vapor posteriormente ser utilizado numa turbina onde sofre uma expansão para produção simultânea de energias elétrica e térmica. O vapor sobreaquecido ao passar pela turbina sofre uma diminuição de pressão e temperatura, produzindo trabalho, sendo seguidamente encaminhado para os utilizadores de onde é utilizada a sua característica térmica.

Os economizadores para além de permitirem um aumento no rendimento do gerador de vapor, possibilitam reduzir o choque térmico entre a água alimentada e a já existente na caldeira. A minimização deste choque permite aumentar a velocidade de aquecimento da água, possibilitando dessa forma um acréscimo na taxa de transferência de calor. Além disso, permite a prevenção de fenómenos de corrosão e erosão das superfícies envolventes, devido às repulsões e vibrações criadas. [11]

O aumento da temperatura da água de alimentação é benéfico ao processo, uma vez que a introdução de água a uma temperatura próxima do ambiente tende a provocar uma queda da pressão da caldeira. [11] A introdução de água na caldeira a uma temperatura próxima da vaporização implica uma menor quantidade de energia necessária para a vaporização pretendida, permitindo uma maior eficiência na permuta de calor e uma pressão de trabalho mais estável com menor consumo de combustível. [11]

Os aquecedores de ar permitem um acréscimo na eficiência do gerador de vapor, utilizando a energia dos gases de combustão para o aquecimento do ar necessário para a queima. [5] [16] O pré-aquecimento do ar utilizado na queima permite, assim, uma redução do consumo de combustível aliado a um aumento da velocidade de combustão. No total, o aproveitamento energético encontra-se entre 5 e 10% (a redução de cerca de 20°C na temperatura dos gases permite um aumento na eficiência de 1% [10]).

A implementação dos aquecedores de ar encontra-se limitada pela temperatura de saída dos gases de combustão. Na figura 2.13 apresenta-se a temperatura de orvalho do trióxido de enxofre, dos gases de combustão e a temperatura mínima para evitar corrosão.

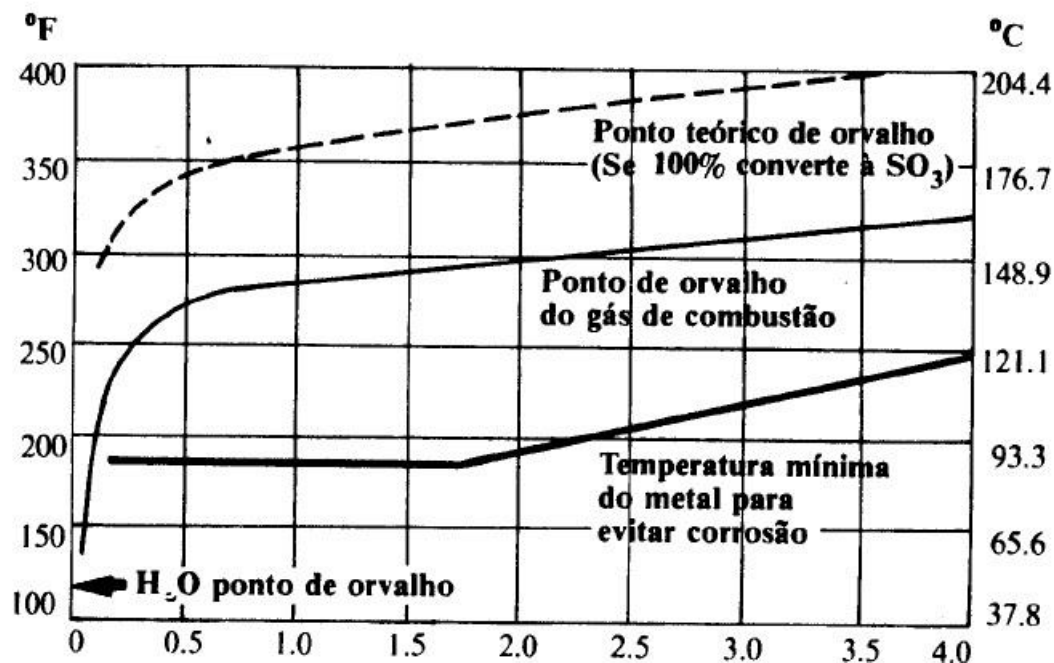


Figura 2.13 - Ponto de orvalho em função do teor de enxofre. [25]

Para a devida implementação de um aquecedor de ar torna-se importante assegurar que a temperatura do ar aquecido seja superior à temperatura de orvalho. Pela figura 2.13 pode-se verificar que com o aumento do teor de enxofre existe um acréscimo da temperatura de orvalho dos gases de combustão. Para fuelóleos com baixo teor de enxofre (máximo 1%) corresponde uma temperatura de condensação dos gases de combustão de aproximadamente 140 °C.

Tratamento da água:

A qualidade da água utilizada na caldeira também representa um ponto importante no que diz respeito ao consumo energético e na manutenção da caldeira. Esta deve obedecer à norma NP 4079. [5]

As águas de alimentação podem conter diferentes produtos dissolvidos e em diversas concentrações. [5] Os resíduos após a evaporação da água, tendem a formar depósitos sobre as superfícies metálicas das caldeiras e as principais incrustações provêm dos carbonatos, de cálcio, magnésio, bicarbonatos, hidróxidos e sulfatos dos mesmos metais. [5] Estes depósitos incrustantes, são fracos condutores de calor, e quando se acumulam criam uma resistência, limitando a taxa de transferência de calor entre os gases de combustão e a água, inibindo a produção de vapor e o melhor aproveitamento dos geradores de vapor. Para além disso, pode levar ao sobreaquecimento das paredes metálicas, o que conseqüentemente levaria a reparações de alto custo e interrupções na geração de vapor. [10] [11]

O tratamento da água permite prevenir a deposição de sólidos e de efluentes que limitam a taxa de transferência de calor. [11] O controlo da água deve ser realizado efetuando testes relativos à sua dureza, alcalinidade, pH, quantidade de cloretos e fosfatos. [5] Por fim, a redução da quantidade de sólidos dissolvidos na água alimentada à caldeira implica uma menor necessidade de realizar purgas de fundo, e como consequência ocorrem menos perdas de energia. [16]

2.8.2. Distribuição

Ao longo das linhas de distribuição de vapor existem perdas energéticas. Sendo assim é importante reduzir as descargas de vapor e aproveitar devidamente a sua energia. [15]

Linhas de vapor:

As perdas de calor nas linhas distribuidoras de vapor encontram-se dependentes do diâmetro nominal da tubagem, da espessura de isolante e da temperatura de vapor.

O uso de isolante térmico tem grande influência nessas perdas, permitindo um menor desperdício de energia. Uma das formas de maximizar o aproveitamento energético consiste no aumento da espessura de isolante e na utilização de temperaturas de vapor superiores. À medida que se aumenta a espessura de isolante, é criada uma maior resistência à transferência de calor e conseqüentemente menor é o calor transferido.

Na figura 2.14 encontra-se representada a fração de perdas de calor sem isolante (lã de rocha) em função da temperatura de vapor, numa gama de 120 a 220°C e da espessura de isolante de 20 a 80 mm.

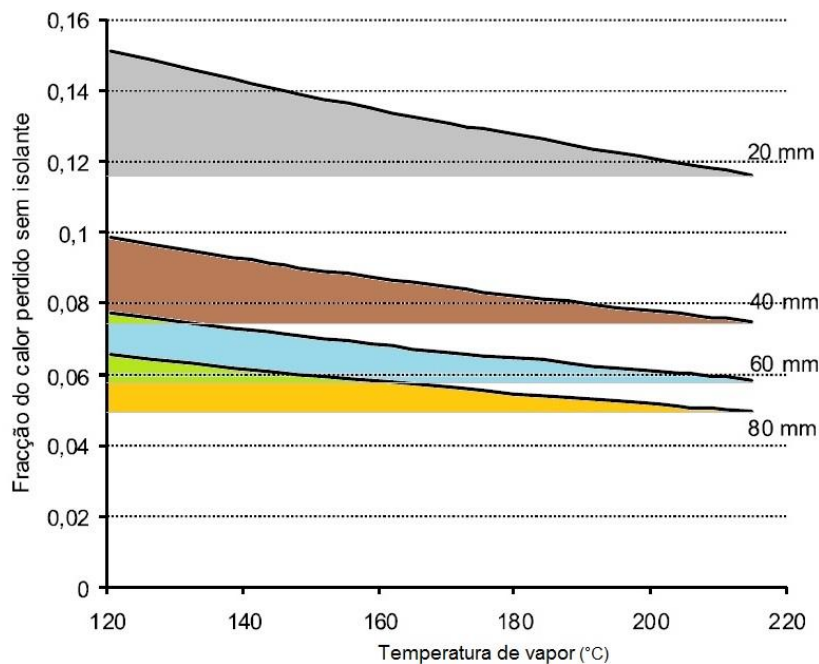


Figura 2.14 - Perdas de calor para uma tubagem com um diâmetro nominal de 3". (adaptado ([8])

Redutores de pressão:

A utilização de turbinas de contrapressão na distribuição de vapor em detrimento de válvulas redutoras de pressão consiste, em termos económicos, num método mais eficiente de redução da pressão de vapor para serviços de baixa pressão. [16] Na RCOG existe uma turbina de contrapressão de 3,2 MW.h e simultaneamente válvulas de redução de pressão.

Em termos económicos a solução da utilização da turbina de contrapressão é mais rentável do que a válvula redutora de pressão, pois existe produção de eletricidade com maior aproveitamento financeiro.

Recuperação de condensados:

A recuperação de condensados é uma das formas de recuperar a energia térmica contida no condensado e reduzir a quantidade de água de alimentação adicionada ao sistema, economizando energia e produtos químicos para o respetivo tratamento.

O uso do condensado de alta pressão para produzir vapor de baixa pressão é uma outra solução viável. [16] Na RCOG, os condensados encontram-se a uma alta pressão e temperatura, contendo por isso uma elevada potência térmica e são utilizados para o aquecimento de água, num determinado permutador de calor (não são diretamente reaproveitados).

3. Descrição das condições operatórias da caldeira nº 1

Na RCOG a central a fuelóleo é constituída por três caldeiras aquatubulares. A caldeira nº 1 e 3 apresentam uma capacidade de 31 ton/h enquanto a nº 2 pode atingir as 11 ton/h.

Durante a elaboração da presente dissertação, devido à indisponibilidade da caldeira 3, a caldeira 1 encontrou-se a operar cerca de 24 dias por mês, na maioria do seu tempo a uma taxa de queima entre 48 e 86%.⁴ Como tal, a elaboração dos ensaios foi efetuada na caldeira 1, embora num período de manutenção da mesma.

A caldeira 2 foi utilizada no sentido garantir uma produção de vapor suficiente para as necessidades da refinaria, permitindo ao mesmo tempo que a realização dos ensaios na caldeira 1 ocorresse de forma mais estável. No entanto, os ensaios com caudais de fuelóleo inferiores a 900 kg/h foram realizados na paragem da caldeira nº 1.

A caldeira 1 encontrou-se pré-definida com um *setpoint* de 22,5 barg para a pressão de vapor e de 48% para o nível de água na caldeira. A queima foi realizada em dois queimadores mistos, a fuelóleo e gás natural, da marca *Pillard*, encontrando-se um exemplo desse equipamento na figura 3.1.



Figura 3.1 - Queimador misto da caldeira 1 da RCOG.

Na figura 3.2 e 3.3 apresentam-se os desenhos das rosetas do queimador superior e inferior.

⁴ Valores obtidos para caudais entre 1000 e 1800 kg/h de Fuelóleo.

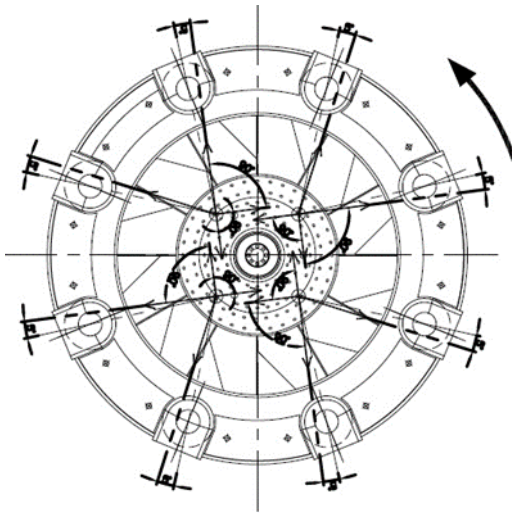


Figura 3.2 - Roseta do queimador superior.

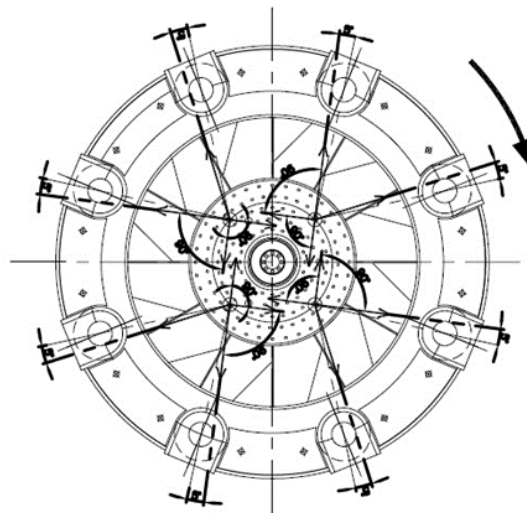


Figura 3.3 - Roseta do queimador inferior

O sentido da admissão do ar diverge entre o queimador superior e inferior. No primeiro, o ar é admitido no sentido dos ponteiros do relógio enquanto no inferior é no sentido contrário. Esta configuração permite que o ar se encontre distribuído de uma forma mais homogênea, melhorando a mistura ar/combustível.

Na zona central da roseta encontram-se os 8 injetores de gás e em seu redor as perfurações, por onde ocorre parte da admissão de ar, que no processo de limpeza se verificou que se encontravam obstruídas. Nestes queimadores com pulverização a vapor, o fuelóleo é aquecido até aos 120°C e a sua pressão atinge os 12 bar. Na tabela 3.1 encontra-se a pressão de fuelóleo e do vapor de atomização para os diferentes caudais de fuelóleo.

Tabela 3.1 - Pressão de fuelóleo e do vapor de atomização para os diferentes caudais de combustível.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}} \text{ (kg/h)}$	$P_{\text{fuelóleo}} \text{ (barg)}$	$P_{\text{vapor atomização}} \text{ (barg)}$
400	2,8	4,3
700	4,2	5,3
800	4,7	5,6
1000	5,7	6,7
1200	7,2	8,2
1400	8,6	9,6
1600	10,0	11,0
1800	11,0	12,0

A caldeira 1 encontra-se equipada com um sobreaquecedor (figura 3.4) e um economizador. No sobreaquecedor o vapor proveniente da caldeira, é sobreaquecido pelos gases de combustão, em três passagens, até uma temperatura a rondar os 370 °C.



Figura 3.4 - Sobreaquecedor antes e após a manutenção.

No economizador, a água é aquecida antes de entrar no ebulidor superior pelos gases de combustão, depois destes sobreaquecerem o vapor.

Antes de entrar nos tubos do economizador, a água proveniente do degaseificador, com uma temperatura a rondar os 110°C, é pré aquecida no ebulidor inferior da caldeira, elevando a sua temperatura até aos 120°C. Na figura 3.5 encontra-se o economizador da RCOG antes e após a manutenção.



Figura 3.5 - Economizador antes e após a manutenção.

3.1. Levantamento de dados

Na sala das caldeiras encontra-se implementado um sistema de monitorização com grande parte da informação necessária para o cálculo do rendimento do gerador de vapor e da eficiência do economizador. Na figura 3.6 encontra-se representado esse sistema de monitorização, no qual a linha amarela diz respeito ao percurso do Gás Natural, a branca ao do ar comprimido e a castanha ao do fuelóleo.

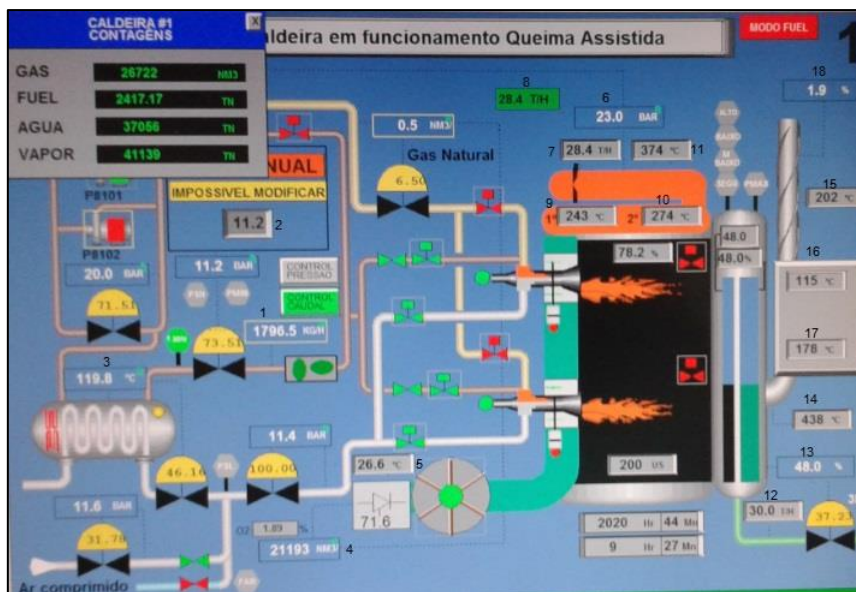


Figura 3.6 - Sistema de monitorização da caldeira 1.

Legenda:

- 1- Caudal de fuelóleo;
- 2- Pressão de fuelóleo;
- 3- Temperatura do fuelóleo;
- 4- Volume de ar ventilado;
- 5- Temperatura do ar ventilado;
- 6- Pressão de vapor;
- 7- Caudal de vapor produzido da caldeira 1;
- 8- Caudal total de vapor produzido;
- 9- Temperatura do vapor depois da 1ª passagem no sobreaquecedor;
- 10- Temperatura do vapor depois da 2ª passagem no sobreaquecedor;
- 11- Temperatura do vapor depois da 3ª passagem no sobreaquecedor;
- 12- Caudal de água alimentada à caldeira;
- 13- Percentagem do nível da água na caldeira;
- 14- Temperatura dos gases de combustão à entrada do economizador;
- 15- Temperatura dos gases de combustão à saída do economizador;
- 16- Temperatura da água de alimentação à entrada do economizador;
- 17- Temperatura da água de alimentação à saída do economizador;
- 18- Teor de oxigénio nos gases de combustão

Da figura anterior foram retirados para a determinação do rendimento da caldeira e da eficiência do economizador:

- Caudal de Fuelóleo;
- Pressão de vapor;
- Temperatura do ar;
- Temperatura dos gases de combustão à entrada do economizador;
- Temperatura dos gases de combustão à saída do economizador;
- Temperatura da água de alimentação à entrada do economizador;
- Temperatura da água de alimentação à saída do economizador;

A temperatura da água à saída do desgaseificador foi obtida através do sistema de monitorização da água/vapor (ver figura 3.7).

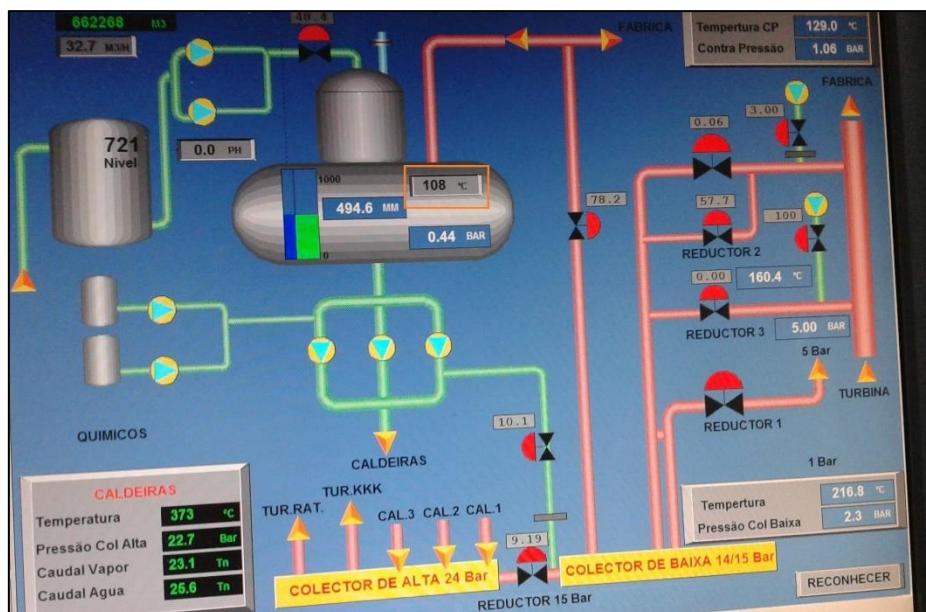


Figura 3.7 - Monitorização do desgaseificador.

Os caudais de água e de vapor foram obtidos recorrendo às contagens presentes na figura 3.6. Como os caudais indicados eram momentâneos houve algumas oscilações ao longo dos ensaios. Por exemplo, para minimizar o erro do caudal de vapor foi determinado realizando-se uma cronometragem do ensaio e medindo a diferença de valores de massa.

Os teores de oxigénio e monóxido de carbono foram medidos na chaminé, utilizando o medidor de gases apresentado na figura 3.8, durante um período entre 10 a 30 minutos.



Figura 3.8 - Medidor de gases.

Para a determinação do caudal de purgas da caldeira, foi necessário conhecer o teor de sólidos dissolvidos na água alimentada ao ebulidor. Para isso retiraram-se amostras da água da caldeira e da água à saída no desgaseificador, medindo-se seguidamente a condutividade de cada uma delas. Na figura 3.9 e na tabela 3.2 encontra-se o condutivímetro utilizado e os respetivos fatores de conversão de $\mu\text{s}/\text{cm}$ a ppm (valores obtidos no laboratório da empresa).



Figura 3.9 - Condutivímetro.

Tabela 3.2 - Fatores de conversão.

Condutividade ($\mu\text{s}/\text{cm}$)	Fator de conversão (ppm)
<50	1,365079
>49 e <166	0,947658
≥ 166 e < 333	0,769574
>332 e <833	0,715920
>832 <10000	0,758544
> 9999	0,850432

3.2. Instrumentação

Todas as medições devem ser realizadas com instrumentos calibrados em conformidade com as instruções do fabricante. Na tabela 3.4 encontram-se as incertezas dos equipamentos de medição, sendo estas obtidas pelas especificações dos fabricantes. [35] [36] [37] [38] [39]

Tabela 3.3 - Incerteza das medições efetuadas.

Medida	Equipamento	Incerteza do equipamento
O ₂ (% vol.)	Medidor de gases	± 0,2% vol.
CO (ppm)		± 10 ppm para [0 - 99 ppm]
		± 5% do lido [100 - 2000 ppm]
		± 10% do lido [2001 - 10000 ppm]
Caudal de água (t/h)	Caudalímetro eletromagnético	± 0,075% do lido
Caudal de vapor (t/h)		
Caudal de Fuelóleo (kg/h)	Caudalímetro	± 0,4% do lido
Condutividade (µs/cm)	Condutivímetro	± 0,5% do lido
Temperatura dos gases à entrada do economizador (°C)	Termopar	± 1,5°C de -40 a 375°C
Temperatura dos gases à saída do economizador (°C)		
Temperatura da água à saída do degaseificador (°C)		
Temperatura da água à entrada do economizador (°C)		
Temperatura da água à saída do economizador (°C)		
Temperatura dos gases à entrada do economizador (°C)	Pistola de infravermelho	±1% do lido
Temperatura dos gases à saída do economizador (°C)		
Temperatura da água à entrada do economizador (°C)		
Temperatura da água à saída do economizador (°C)		
Temperatura do ar (°C)	Transmissor de temperatura	± 1.0°C de -40 a 121°C

4. Demonstração e Discussão dos Resultados

4.1. Curva característica da caldeira 1

A caracterização da caldeira foi obtida a partir da realização de diversos ensaios experimentais para caudais de fuelóleo entre 400 a 1800 kg/h. A taxa de queima variou entre 48 a 86%. Na figura 4.1 encontra-se a representação gráfica do rendimento da caldeira vs. caudal mássico de fuelóleo, para uma temperatura média⁵ dos gases de combustão de 189°C (situação 1), e de 213°C (situação 2).

Na situação 1, foi estudado o efeito da pressão de vapor na caldeira, encontrando-se unicamente fixo o caudal de combustível durante a realização dos ensaios experimentais. Por outro lado, na situação 2, para além de se fixar o caudal manteve-se também o volume de ar de admissão à câmara de combustão, de modo a anular o efeito da pressão de vapor e permitindo a realização de ensaios durante um maior período de tempo em estado pseudo-estacionário.

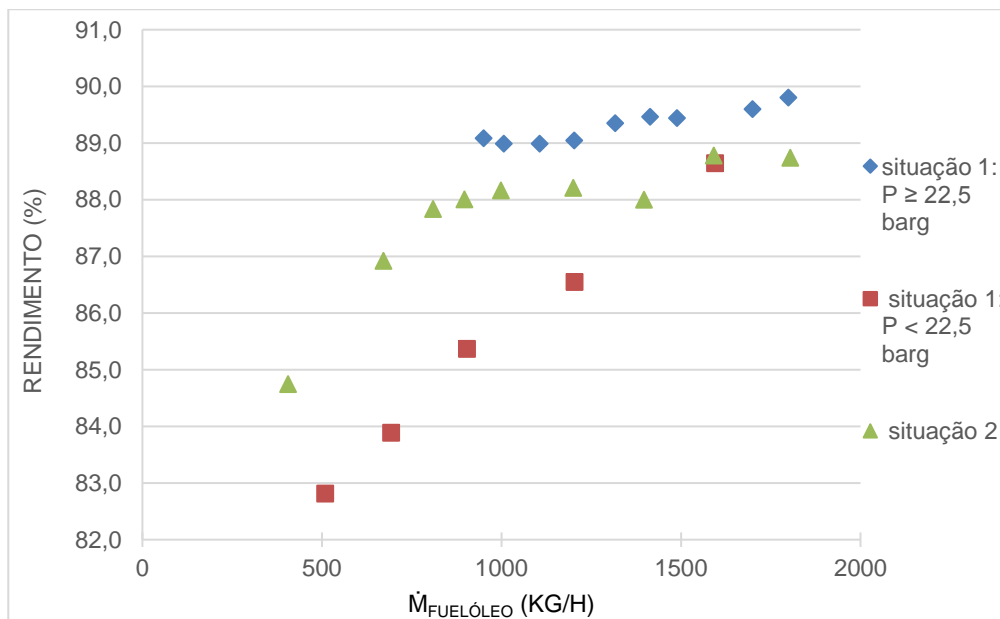


Figura 4.1 - Rendimento da caldeira 1 em função do caudal de fuelóleo para 2 situações diferentes.

Verifica-se pela figura 4.1 que o rendimento da caldeira foi afetado pelo aumento da temperatura dos gases de combustão e ainda pelo decréscimo da pressão. O cálculo deste rendimento baseou-se no método das perdas (ver demonstração no anexo D). No presente

⁵ A uma taxa de queima entre 48 e 86%

subcapítulo, figura 4.2, é efetuada a devida análise da influência da pressão de vapor na admissão de ar.

O aumento da temperatura dos gases de combustão encontra-se relacionado com o isolamento incompleto da caldeira durante o período experimental. Importa referir que durante este trabalho houve uma renovação do queimador desta caldeira 1 e, ficou decidido para análise posterior, apenas ter em conta a situação 2 (curva característica do rendimento vs. caudal de fuelóleo antes da renovação do queimador).

O rendimento médio obtido na situação 2 foi de $88,4 \pm 0,4$ % e, para a mesma gama de taxa (48 a 86%) de queima de combustível da situação 1, o rendimento da caldeira foi 0,2 a 1,7% inferior. Esta perda de eficiência encontra-se associada ao método de cálculo utilizado (método das perdas), pois este utiliza valores tabelados para as perdas por radiação e convecção, logo a circunstância de a caldeira não se encontrar isolada implicou um erro excessivo na sua aplicação. No subcapítulo 4.3 é analisada de forma mais detalhada as perdas por radiação e convecção na caldeira 1 e a sua influência no cálculo do rendimento.

Volume de ar admitido

A quantidade de ar introduzida no queimador é um dos aspetos mais importantes para o melhor aproveitamento do gerador de vapor. Na figura 4.2 encontram-se os volumes de ar admitidos pelo ventilador para as situações 1 e 2 e o volume de ar estequiométrico para a gama de caudais de fuelóleo em análise.

De realçar que para pressões inferiores ao *setpoint* de 22,5 barg da situação 1, além dos valores utilizados para a representação gráfica em 4.1 são utilizados os volumes de ar de ensaios rejeitados para o cálculo da eficiência (1000, 1100, 1300, 1400, 1700 e 1800 kg/h de fuelóleo). Convém ainda referir que o cálculo do volume de ar estequiométrico encontra-se exemplificado no anexo F.

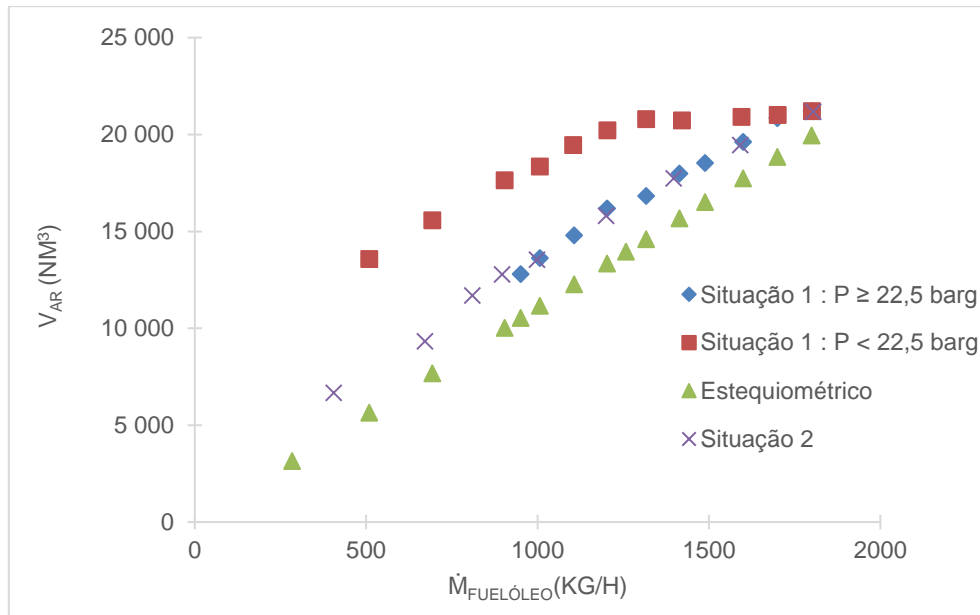


Figura 4.2 - Volume de ar, admitido e estequiométrico, em função do caudal de fuelóleo na caldeira 1.

Como se pode observar pela figura 4.2 a queima foi realizada com um volume de ar sempre superior ao estequiométrico. Para a situação 1, o efeito da diminuição da pressão, teve como consequência uma maior admissão do volume de ar comparativamente à situação oposta, decrescendo a diferença de volume de ar admitido com o aumento do caudal de fuelóleo. No entanto, para um caudal de 1800 kg/h de fuelóleo não foi notória a influência da pressão de vapor no volume de ar admitido, pois sendo este o caudal máximo de funcionamento, o queimador não admite uma maior quantidade de ar.

Foi também possível verificar que para pressões superiores ou iguais a 22,5 barg tornou-se indiferente fixar a quantidade de ar, uma vez o volume de ar admitido para a situação 1, em que a pressão é superior a 22,5 barg, ter sido semelhante ao volume admitido na situação 2.

Influência do excesso de ar

As perdas nos gases de combustão são geralmente a parcela mais significativa no que diz respeito às perdas de energia do gerador de vapor. Na figura 4.3 encontra-se representada a variação da eficiência na caldeira 1 relativamente ao excesso de ar utilizado.

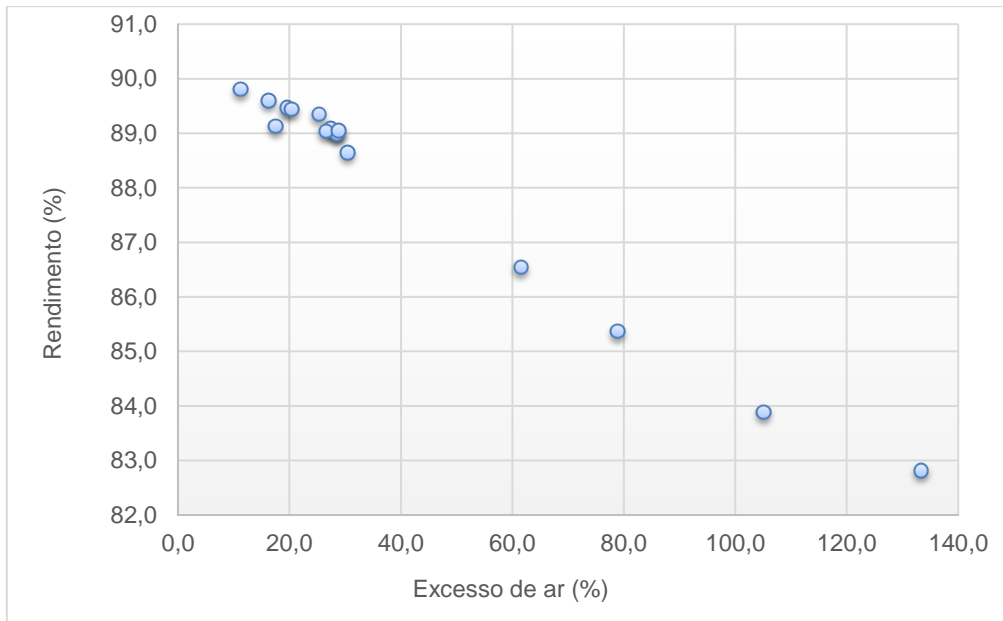


Figura 4.3 - Rendimento em função do excesso de ar para a situação 1.

A existência de uma maior quantidade de oxigénio nos gases de combustão providenciou maiores perdas energéticas, diminuindo a eficiência do gerador de vapor. Esta maior quantidade de oxigénio teve também como consequência a diminuição da temperatura adiabática de combustão. Porém, a temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira foi superior, implicando uma maior dissipação de energia nos gases de combustão. Isto porque embora o caudal de gases de combustão seja inferior, não se torna necessário uma diferença de temperaturas tão acentuada para fornecer o calor necessário para a vaporização da água.

Para uma pressão superior ao *setpoint*, o excesso de ar esteve compreendido entre 11,2 e 28,4%, variando entre 30,4 e 133,3% com o seu decréscimo. O aumento percentual unitário do excesso de ar nos gases de combustão diminuiu a eficiência da caldeira em 0,076%. O cálculo do excesso de ar foi obtido utilizando a equação 2.6, encontrando-se a sua demonstração no anexo C.

4.2. Análise comparativa da renovação do queimador

A análise do rendimento da caldeira 1 após renovação do queimador foi realizada para uma taxa de queima de combustível de 48 a 86%. Na tabela 4.1 apresenta-se a comparação desse rendimento antes e depois da renovação do queimador, utilizando os dois métodos de cálculo (direto e das perdas). O cálculo pelo método direto encontra-se exemplificado no anexo E.

Tabela 4.1 - Eficiência média do gerador de vapor utilizando o método direto e das perdas, antes e depois da renovação do queimador.

Método Direto (%)		Método das Perdas (%)	
Antes da renovação	Depois da renovação	Antes da renovação	Depois da renovação
107,3	109,1	88,4	87,9

A eficiência ou o rendimento do gerador de vapor variou significativamente mediante o método utilizado, ultrapassando o valor de 100% pelo método direto, aumentando 1,9% com a renovação do queimador. Por outro lado, quando aplicado o método das perdas, a eficiência foi de 88,4%, diminuindo 0,5%.

A necessidade de medir cada um dos fluxos de energia é um dos principais problemas no cálculo da eficiência quando se recorre ao método direto. Para além das diversas incertezas de medição associadas aos equipamentos, o desgaste e as condições a que estes estão sujeitos influenciam significativamente este cálculo. Admite-se alguns erros nas leituras associados à temperatura de vapor, e aos caudais de vapor e de fuelóleo.

Pelo método direto, as incertezas de medição nos equipamentos implicam que o valor da eficiência oscile $\pm 2,6\%$, sendo 6,9 vezes superior quando comparado com o método das perdas. Por exemplo, utilizando as contagens de vapor e de água do mês de junho foi possível verificar que durante esse mês a massa de vapor foi 137 toneladas superior à da água, algo que só se poderia justificar pela diminuição do nível de água da caldeira, situação esta que não se verificou, uma vez que este se encontrar no seu *setpoint*. Partindo do pressuposto que o contador da água estaria em perfeitas condições, o contador de vapor apresentou um desvio de +2,85% relativamente ao valor esperado teoricamente, pelo balanço de massa. Esta consideração, em nada invalida que ambos os contadores já se encontrassem com erros, pois a presente demonstração apenas teve por base comprovar a influência que os erros associados aos equipamentos têm aquando da aplicação em ambiente industrial do método direto.

A entalpia do vapor sobreaquecido é baseada na temperatura e na pressão a que este se encontra. Consultando os registos de agosto de 2015 verificou-se que a temperatura média do vapor à saída do sobreaquecedor (3ª passagem) foi de 353°C, 20°C inferior à temperatura de vapor, para uma pressão de vapor similar. Quanto às temperaturas do vapor, na 1ª e 2ª passagem os valores são concordantes com o ano anterior. A diferença de temperaturas

implica uma diminuição da entalpia de 3182 para 3137 kJ/kg, e consequentemente uma menor potência térmica recebida pelo vapor.

O caudal de fuelóleo apresentou também um erro associado. Recorrendo aos valores das contagens do mês de junho de 2016 verificou-se que o contador mássico de fuelóleo à saída do depósito foi de 35550 kg, enquanto pelos contadores das caldeiras foi de 34320 kg, representando um desvio – 3,45%. Na tabela 4.2 encontram-se os valores da eficiência segundo o método direto, corrigidos para cada uma das variáveis descritas anteriormente.

Tabela 4.2 - Eficiência segundo o método direto, corrigindo o caudal de vapor, entalpia de vapor e caudal de fuelóleo

Variável corrigida	Antes da renovação do queimador (%)	Depois da renovação do queimador (%)
Caudal de vapor	104,7	106,5
Caudal de vapor + Entalpia de vapor	103,7	105,0
Caudal de vapor + Entalpia de vapor + Caudal de fuelóleo	100,7	102,0

Após a correção verificou-se que a eficiência se mantivera com valores excessivos, embora com uma diminuição de 6,5 e 7,1%, antes e depois da renovação do queimador, respetivamente. Admite-se que a alteração do caudal de vapor e do caudal de fuelóleo apresentaram uma importância significativa no valor da eficiência. Por cada 1% de decréscimo do caudal de vapor a eficiência diminui 1,1%, enquanto um aumento percentual unitário no caudal de fuelóleo diminui a eficiência em 1,2%.

O facto da eficiência da caldeira, depois da correção, ainda rondar os 100% sugere a existência de erros sistemáticos nas leituras. Como já referido, o caudal de vapor foi corrigido mediante o pressuposto que o contador de água estaria sem qualquer erro, com exceção do indicado pelo fabricante (*Honeywell*). Sendo assim, resta a possibilidade do contador de água não se encontrar devidamente calibrado. Quanto ao caudal de fuelóleo, foi corrigido com base numa leitura mais exata, não sendo colocado de parte o facto de por vezes a leitura no depósito ser desfasada em termos temporais da leitura obtida pelos contadores das caldeiras, aumentando ainda mais a incerteza quanto ao seu valor.

A eficiência segundo o método das perdas, como se encontra demonstrada na tabela 4.2, indicou uma perda na eficiência depois da renovação do queimador. Contudo, a quantidade

de água vaporizada foi superior. Na tabela 4.3 encontra-se o caudal de vapor, temperatura de gases de combustão à saída da caldeira e teor de oxigénio nos gases de combustão, antes e após a renovação do queimador.

Tabela 4.3 - Caudal de vapor, temperatura de gases de combustão à saída da caldeira e teor de oxigénio nos gases de combustão médios, antes e após a renovação do queimador.

Antes da renovação			Depois da renovação		
\dot{m}_{vapor} (ton/h)	T _{gs} (°C)	O ₂ (%)	\dot{m}_{vapor} (ton/h)	T _{gs} (°C)	O ₂ (%)
23,22	213	3,68	23,62	225	3,83

Depois da renovação do queimador a temperatura dos gases à saída da caldeira aumentou, tal como a quantidade de água vaporizada. O facto de antes da renovação as perfurações da roseta, se encontrarem obstruídas, implicou que a inflamabilidade da chama, antes da renovação, fosse menor tal como a sua temperatura. De realçar que o aumento de temperatura em nada se deveu a qualquer isolamento efetuado durante esse período, uma vez este se encontrara estagnado.

Após renovação e melhorada a mistura de ar com o fuelóleo verificou-se um aumento da quantidade de calor transferido, contudo as perdas energéticas nos gases de combustão também cresceram. Como o método das perdas não tem em conta o caudal de vapor, apenas a temperatura dos gases de combustão, se houver um acréscimo desta menor o aproveitamento energético do gerador de vapor. O aumento do caudal de vapor acaba, assim, por ter uma implicância no método direto, pois aumenta a energia útil e consequentemente a eficiência. Porém, o facto do caudal de vapor se encontrar dependente do caudal de água pode ser um fator justificativo para a maior ou menor vaporização.

Pode-se, então, afirmar que a renovação no queimador pode ter uma diferente interpretação mediante o método de cálculo utilizado. Devido à sua maior exatidão torna-se assim recomendável a aplicação do método das perdas.

4.3. Perdas energéticas – convecção e radiação

As perdas por radiação e convecção têm uma importância significativa aquando a aplicação do método das perdas para a avaliação da eficiência de um gerador de vapor. Na tabela 4.4 encontram-se as perdas por convecção e radiação teóricas e experimentais para um caudal

de 1400 kg/h de fuelóleo (caudal médio para a taxa de queima estudada), depois de concluído o isolamento.

Tabela 4.4 - Perdas por radiação teóricas e experimentais.

Perdas empíricas (%)	Perdas experimentais (%)
2,0	1,9

As perdas por convecção e radiação experimentais apresentam um desvio de -2,85% relativamente às teóricas. Esta divergência de valores pode ser justificada pelas diferentes emissividades e temperatura do ar utilizadas.

Segundo a norma Americana ASME PTC 4-2008, uma das mais utilizadas e na qual se baseia a norma inglesa (BS 1987), as constantes utilizadas (incerteza $\pm 20\%$) para o cálculo das perdas por radiação e convecção são baseadas na temperatura do ar a 25 °C e numa emissividade de 0,80, valor este apropriado para uma superfície suja e oxidada. Na realidade as superfícies de alumínio encontraram-se totalmente limpas e, como tal, para efeitos de medição e de cálculo, foi considerada uma emissividade de 0,10 (a temperatura do ar esteve compreendida entre 26 e 32 °C). [31] [40]

Para além disso, as perdas experimentais foram determinadas a partir da medição das temperaturas superficiais, utilizando uma pistola infravermelha para medir a temperatura mínima e máxima da superfície. Nestas medições é aconselhável a utilização de um equipamento que permita a obtenção da temperatura em função do comprimento da superfície, como a câmara termográfica. No entanto, a sua utilização tem a limitação da temperatura máxima de funcionamento ser de 370°C.

O cálculo demonstrativo das perdas experimentais é apresentado no anexo G. Na tabela 4.5 encontram-se as perdas por radiação e convecção antes e depois o isolamento.

Tabela 4.5 – Perdas por convecção e radiação antes e depois da manutenção.

Antes do Isolamento (kW.h)	Depois do Isolamento (kW.h)
644	314

Depois de isolada a caldeira, foi possível verificar que as perdas por radiação e convecção da caldeira foram de 314 kW.h, tendo as perdas por convecção um peso relativo de 79,9% e as perdas por radiação com uma importância de 20,1%.

Das perdas totais, depois do isolamento, 4,1% corresponderam a superfícies não isoladas, como a válvula de saída de vapor, extremidades dos tubos da água no economizador, portas dos ebulidores e porta da chaminé. Relativamente às perdas antes do isolamento estas foram de 644 kW.h, 2,0 vezes superior (correspondendo a 3,9% das perdas totais).

No subcapítulo 4.1. foi efetuada uma análise à influência da temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira, na qual se apurou que devido à utilização dos valores tabelados, o rendimento obtido encontrava-se afastado da realidade. Por exemplo, na situação 2, a caldeira ainda não se encontrava totalmente isolada, sendo as perdas por convecção e radiação correspondentes a 2,7%, 0,7% superiores ao valor tabelado.

Depois da manutenção efetuada à caldeira 1, o rendimento foi de $87,2 \pm 0,4\%$. Conclui-se que o isolamento efetuado permitiu um ganho energético de 330 kW.h, correspondente a uma redução de 201,13 ton/ano de fuelóleo, o que representa um benefício financeiro anual de 60 341 € (o respetivo cálculo encontra-se no anexo I). Na figura 4.4 encontra-se a distribuição das perdas por convecção e radiação.

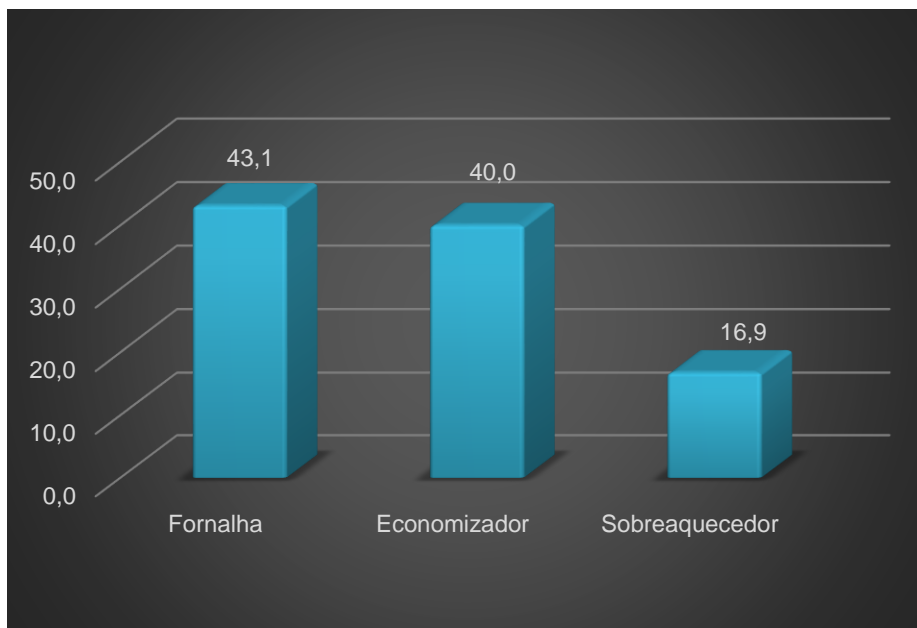


Figura 4.4 - Distribuição das perdas por convecção e radiação.

As maiores perdas por convecção e radiação ocorreram na fornalha tendo estas um peso relativo de 43,1%, seguindo - se o economizador com 40,0% e o sobreaquecedor com 16,9%.

4.4. Eficiência do economizador

A eficiência de um gerador de vapor é influenciada pela troca de energia ocorrida no economizador. É, por isso, do interesse de qualquer instalação geradora de vapor minimizar

as perdas de energia no aquecimento da água. Na tabela 4.6 é apresentada a eficiência antes e depois do isolamento e revestimento.

Tabela 4.6 - Eficiência do economizador antes e depois do isolamento e do revestimento.

Antes do isolamento (%)	Depois do isolamento (%)
91,1 ± 5,1	105,8 ± 5,1

Os valores calculados, baseados nas leituras obtidas não foram de encontro à realidade, houve perdas por radiação e convecção e a troca de calor entre os gases de combustão e a água nunca é total. A respetiva demonstração encontra-se no anexo H.

Antes do isolamento do economizador utilizou-se uma pistola infravermelho pela qual se mediu cada uma das temperaturas à entrada e saída do economizador. Foi definida uma emissividade de 0,69 (aço vermelho e enferrujado) para a superfície onde se mediu a temperatura gases de combustão e de 0,88 (aço intensamente oxidado) para a tubagem onde circulava a água. Na figura 4.5 encontram-se, então, representadas as variações de temperatura dos gases de combustão e da água.

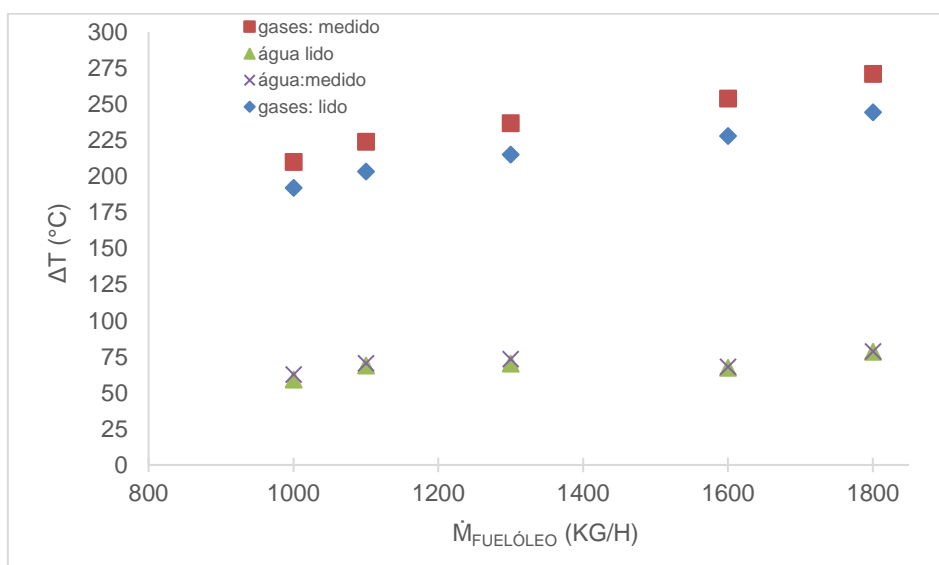


Figura 4.5 - Diferença de temperaturas dos gases de combustão e da água no economizador.

Verificou-se uma diferença de temperaturas média dos gases de combustão de 22,6°C entre o medido e o lido. Relativamente à diferença de temperaturas da água, esta foi em média 1,8°C superior, estando este valor compreendido na incerteza do equipamento.

De forma a demonstrar a influência da variação das temperaturas dos gases de combustão na eficiência do economizador, verifique a tabela 4.7 onde se encontra a eficiência do economizador, antes e depois do isolamento, utilizando as temperaturas medidas e fazendo a correção do caudal de gases de combustão.

Tabela 4.7 - Eficiência do economizador corrigindo as temperaturas e o caudal de fuelóleo.

Antes do isolamento (%)	Depois do isolamento (%)
78,3 ± 5,0	92,9 ± 4,5

A correção das temperaturas e do caudal de gases de combustão (obtida pela correção do caudal de fuelóleo), permitiu a determinação da eficiência do economizador com uma maior exatidão. Sendo assim, a eficiência antes do completo isolamento e revestimento foi de 78,3 ± 5,0%, havendo um acréscimo entre 5,2 e 24,1% depois do isolamento.

5. Ajuste da Relação Ar/ Combustível

A ajuste da relação Ar/combustível acabou por ser o principal objetivo do presente trabalho. Para isso, a uma taxa de queima entre 48 e 86%, foi otimizada a quantidade de ar introduzida no queimador. Na figura 5.1 apresenta-se o sistema de controlo da caldeira 1, dizendo respeito a linha encarnada ao fuelóleo, a branca ao gás natural e a azul à relação ar/combustível.

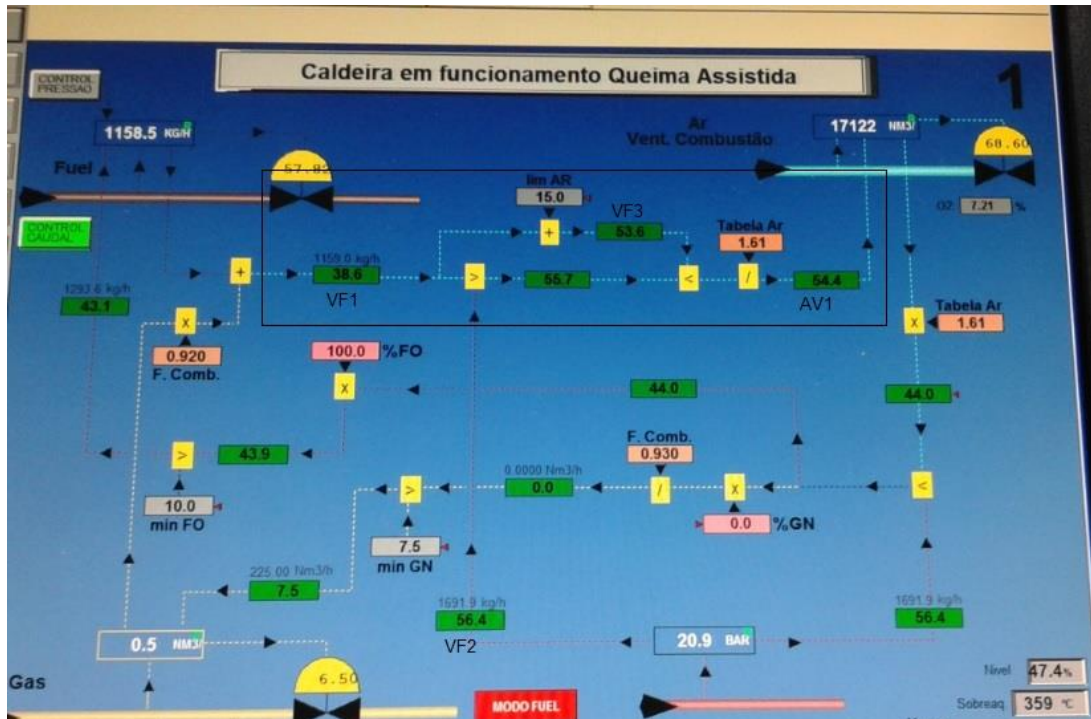


Figura 5.1 - Sistema de controlo da caldeira 1.

O sistema de controlo, já implementado na caldeira 1, tal como comprovado pelos resultados experimentais, apresentados no capítulo 4 encontra-se dependente da pressão de vapor, ou seja, havendo uma perturbação nesta variável, o ventilador abre ou fecha mediante a necessidade de ser admitida mais ou menos uma determinada quantidade de ar para a queima do fuelóleo de forma a que a pressão de vapor se mantenha no seu *setpoint*.

É importante salientar que primeiro abre a válvula o ventilador e só depois a válvula de fuelóleo, ou seja, o controlador *PI* (proporcional integral) do volume de ar tem uma resposta mais rápida do que o do caudal de fuelóleo. A percentagem de abertura do ventilador encontra-se (AV1) imposta pela seguinte relação:

$$\% AV1 = \frac{\% \text{ Abertura válvula de fuelóleo (VF3)}}{\text{fator}_{\text{tabela estequiométrica}} \times \text{fator}_{\text{de deslocamento}}} \quad (5.1)$$

Onde:

- $\text{fator}_{\text{tabela estequiométrica}}$ - Fator da tabela estequiométrica que relaciona a quantidade de ar necessária estequiometricamente com a quantidade de fuelóleo.
- $\text{fator}_{\text{de deslocamento}}$ – Fator de deslocamento da relação estequiométrica ar/combustível, de forma a permitir uma combustão completa. Está dependente do tipo de combustível, e encontra-se pré-definido o valor de 0,61 para o fuelóleo.
- $\text{fator}_{\text{tabela estequiométrica}} = 0,0103 \times \% \text{ Abertura}_{\text{válvula de fuelóleo}} + 1,2067$ (5.2)
- A abertura da válvula de fuelóleo (VF3) encontra-se dependente da pressão da caldeira e conseqüentemente da quantidade de ar introduzida.
- VF1 – abertura da válvula de fuelóleo, correspondente ao caudal momentâneo;
- VF2 – abertura da válvula de fuelóleo, correspondente ao caudal necessário para contrariar a descida de pressão da caldeira;
- Mediante o sistema de controlo se $\text{VF2} > \text{VF1}$, então VF3 seria o menor valor entre $\text{VF1} + 15$ ou VF2;
- Caso contrário, se $\text{VF1} > \text{VF2}$, então $\text{VF3} = \text{VF1}$.

De forma a melhorar a relação ar/fuelóleo, foram realizados ensaios experimentais, aumentando o declive da reta que relaciona a abertura da admissão de ar com o caudal de combustível, aproximando-se este ao da quantidade de ar estequiométrica. Na figura 5.2 encontra-se a abertura da válvula do ventilador em função do caudal de fuelóleo, para o fator de deslocamento pré-definido e o implementado.

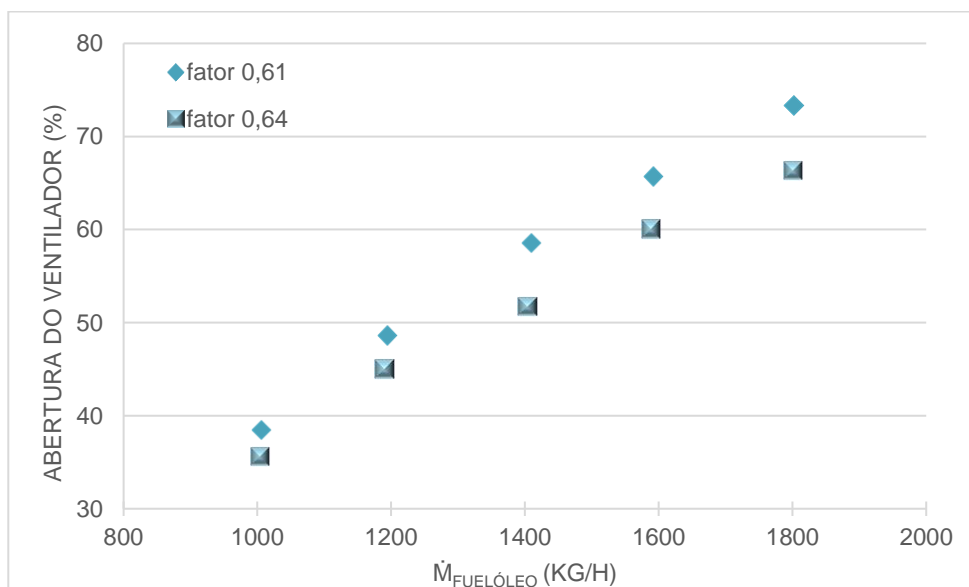


Figura 5.2 - Abertura do ventilador para fatores de deslocamento de 0,61 e 0,64.

A alteração do declive da reta ar/fuelóleo implicou a diminuição da abertura da válvula do ventilador, sendo 0,64 o valor ótimo. Para caudais de fuelóleo entre 1000 e 1400 kg/h, não existiu qualquer inconveniente na utilização de um declive superior a 0,64, por outro lado até se minimizara a quantidade de ar introduzida. Contudo, estando o sistema de controlo apenas em função do fator estequiométrico (equação 5.2), não se tornou aplicável a utilização de um fator de deslocamento superior a 0,64, para valores entre 1000 e 1400 kg/h de fuelóleo.

Na tabela 5.1 encontra-se a melhoria de eficiência da caldeira 1, com a implementação do fator de deslocamento de 0,64, e o benefício financeiro.

Tabela 5.1 - Melhoria de eficiência e benefício financeiro com a implementação do fator de deslocamento de 0,64.

Melhoria de eficiência (%)	Benefício financeiro (€)
[0,004 - 1,5]	[116 - 42 917 €]

A otimização da relação ar combustível, para fator de deslocamento de 0,64, permitiu um decréscimo de 7,4% no excesso de ar utilizado, possibilitando um acréscimo de eficiência da caldeira 1 compreendido entre [0,004 - 1,5%], correspondente a um aproveitamento financeiro anual entre [116 - 42 917 €]. O respetivo cálculo encontra-se no anexo J.

Implementação de um algoritmo de otimização energética

Na obtenção do fator de deslocamento ótimo foram realizados ensaios experimentais com diferentes fatores, sendo possível constatar que a sujidade da sonda do ventilador afeta significativamente o valor ótimo do declive da relação ar/fuelóleo. Ensaios realizados ao fim de 4 semanas, em que a sonda não foi limpa, proporcionaram um declive ótimo de 0,69. No entanto, ao limpar a sonda do ventilador, verificou-se que para caudais de fuelóleo entre 1600 e 1800 kg/h, passou a haver existência de fumos negros na chaminé.

A sonda de medição do volume de ar, aquando suja, origina um erro de leitura por excesso e introduz mais ar do que é necessário na câmara de combustão, causando uma diminuição do rendimento da caldeira.

Na figura 5.3, encontra-se o desvio da leitura da sonda de medição do volume de ar em função do tempo, aplicando um ajuste logarítmico, sendo o dia 1 correspondente ao dia da limpeza.

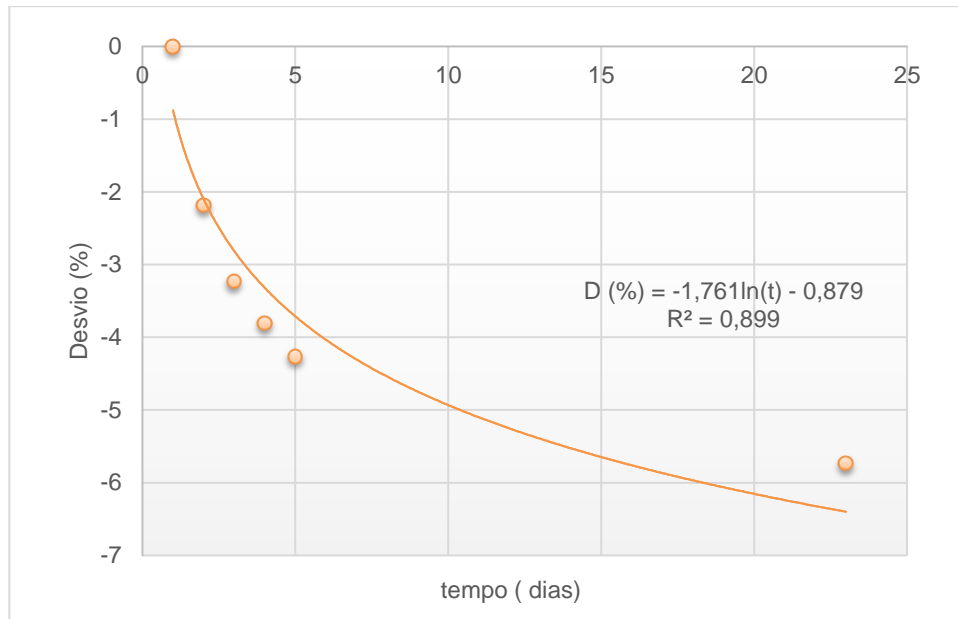


Figura 5.3 - Desvio do volume de ar em função do tempo, aplicando um ajuste logarítmico.

A sujidade da sonda implicou um desvio de -4,3% em relação ao valor indicado, ao fim de uma semana, sendo ao final de 4 semanas de -5,7%. Como tal, e de forma a minimizar este desvio/erro sugere-se a implementação de um algoritmo/fator corretivo num ciclo de 23 dias sem necessidade de limpeza da sonda. Sendo assim, a relação encontrada foi:

$$Desvio = -1,761 \times \ln(\text{tempo}) - 0,879 \quad (5.2)$$

Com o desvio da sonda quantificado, foi criada uma nova função logarítmica (fd), que permite a correção da leitura da sonda. Esta função determina o fator de deslocamento (declive) ao longo dos 23 dias, sem que a sonda seja limpa, adicionando à ordenada na origem (fd_o) (fator de deslocamento no dia 1, dia em que a sonda é limpa) uma parcela que depende da amplitude dos fatores entre o dia 23 e o dia 1 ($f_{23} - f_1$) e a razão entre o desvio de leitura da sonda num determinado dia (t) e o mesmo desvio no dia 23 ($\frac{D(t)}{D(t \rightarrow 23)}$).

$$fd = fd_o + (f_{23} - f_1) \times \frac{D(t)}{D(t \rightarrow 23)} \quad (5.3)$$

A %abertura da válvula de ar no ventilador passaria a ser definida da seguinte forma:

$$\% \text{ Abertura}_{\text{ventilador}} = \frac{\% \text{ Abertura}_{\text{válvula de fuelóleo}}}{\text{fator}_{\text{tabela estequiométrica}} \times fd} \quad (5.4)$$

Substituindo os valores na equação 5.3:

$$fd = 0,64 + 0,05 \times \frac{1,761 \times \ln t - 0,879}{5,73}$$

$$t = [1 - 23]$$

Esta função foi baseada no pressuposto que a sonda seria limpa ao fim de 23 dias (4 semanas laborais) de funcionamento, admitindo que a caldeira se encontra a trabalhar apenas durante um fim de semana/mês.

Poderia ser interessante ter este fator de deslocamento relacionado com o fator estequiométrico e a %abertura da válvula do combustível. Outro aspeto que merece a devida referência, é o facto deste estudo ter sido efetuado com temperaturas do ar típicas de verão, em que o ar tem menor densidade, se fosse no Inverno, a quantidade de ar introduzida seria superior e o rendimento da caldeira seria mais afetado negativamente. No entanto, se o fator de deslocamento fosse função do teor de oxigénio nos gases de combustão poder-se-ia, então, corrigir esta perda de rendimento.

Caso a empresa não queira alterar o sistema de controlo da abertura da válvula de admissão de ar à caldeira, sugere-se pelo menos a limpeza semanal da sonda, de forma a minimizar a perda de eficiência da caldeira 1.

6. Melhorias Energéticas e Sugestões de manutenção

Durante o período em que se desenvolveu a dissertação na RCOG foram detetadas algumas anomalias, ora em termos de aproveitamento energético ou em termos do incorreto funcionamento de equipamentos.

6.1. Aproveitamento energético

A gestão de energia é fundamental em todos os processos em que esta se encontra envolvida. O seu desperdício acaba, acima de tudo, por ter implicações financeiras que por vezes podem ser cruciais para a melhor sustentação das empresas.

Na RCOG, tal como referido no subcapítulo 4.2, 4,1% das perdas energéticas da caldeira 1 devem-se ao incompleto isolamento do equipamento. Na tabela 6.1 encontram-se alguns ganhos energéticos e financeiros, custo e o período de recuperação do investimento (*Payback*) em caso de isolamento de alguns equipamentos.

Tabela 6.1 - Ganhos energéticos financeiros, custo do isolamento e *Payback*, do isolamento de alguns equipamentos.

Superfície	Ganhos Energéticos (kW/ano)	Ganhos Financeiros (€/ano)	Custo de Isolamento (€)	<i>Payback</i> (meses)
Válvula de vapor	33043	874	230	4
Extremidades tubos de água economizador	7914	209	380	22
Portas dos ebulidores	15598	412	580	17
Porta da chaminé	13544	358	195	7

A válvula de vapor, em caso de isolamento, é aquela que permite um maior aproveitamento financeiro anual e com um menor período de recuperação do investimento numa camisa apropriada (aproximadamente 4 meses).

O isolamento da porta da chaminé tem um período de recuperação também inferior a um ano (7 meses), enquanto o isolamento das portas do ebulidor e das extremidades dos tubos de água é recuperado antes do 2º ano.

O isolamento das superfícies, anteriormente descritas, permite que a empresa obtenha um ganho energético anual de 70098 kW, e que a recuperação do investimento total seja inferior a 1 ano. Para além do baixo período de recuperação, este investimento torna-se atrativo, uma vez que a longa durabilidade dos materiais, permitindo um ganho anual de 1854 €.

Quanto ao tipo de isolamento, para a porta da chaminé, portas dos ebulidores e válvula de vapor, este terá de ser do tipo flexível, de modo a que possa ser retirado e novamente colocado sem que ocorra dano e consequentemente custo de reparação.

No cálculo do benefício energético com o isolamento não foi considerada a recuperação total da energia, mas uma aproximação da diminuição da energia dissipada. Para tal, foi tido em conta um estudo energético da empresa *Capela & Filhos, Lda*. Nos anexos L e M encontram-se o tipo de isolamento para cada superfície e o cálculo dos benefícios energéticos, financeiros e o período de recuperação.

6.2. Sugestões de manutenção

Ao longo do presente trabalho foram enumerados alguns erros sistemáticos em leituras de equipamentos de medição, com uma incerteza superior à da especificação técnica. Por tal, sugere-se as seguintes recomendações à equipa de manutenção da RCOG, nomeadamente a efetuar à caldeira 1:

- Calibração/Renovação dos contadores, principalmente de vapor e de fuelóleo.
- Calibração/Renovação das sondas de temperatura do vapor, temperatura dos gases de combustão à entrada e saída do economizador.
- Substituição da válvula que permite a admissão de água ao economizador, uma vez totalmente fechada, existir uma fuga de 13,5 ton/h.

Além destas manutenções, foi evidenciado um problema que favorece a corrosão na caldeira 2. Na figura 6.1 encontra-se o sistema de monitorização desta caldeira.

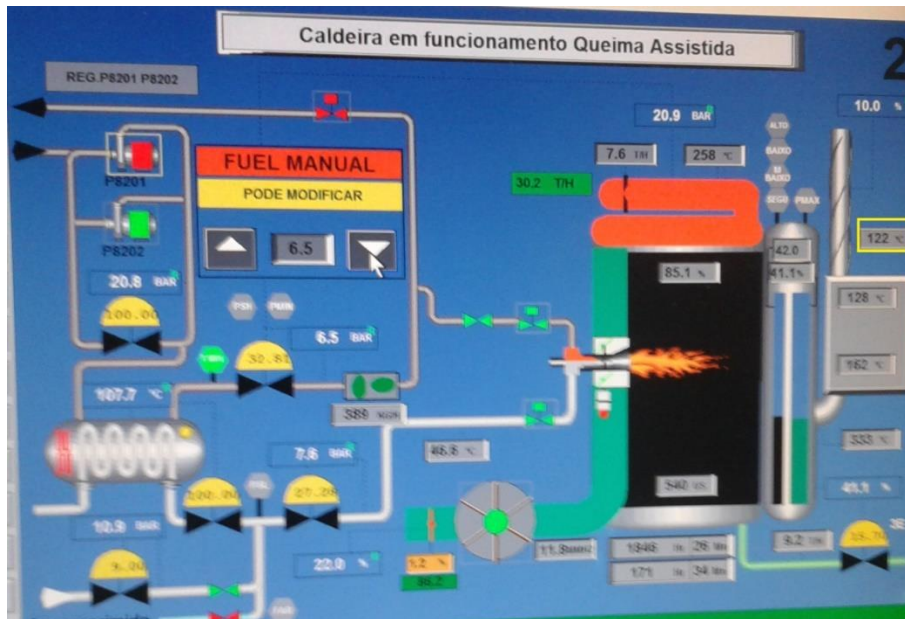


Figura 6.1 - Sistema de monitorização da caldeira 2 que evidencia possibilidade de corrosão na chaminé.

Na figura 6.1 é possível verificar que a caldeira 2 se encontra equipada com um economizador e que a temperatura de saída dos gases de combustão é inferior à temperatura mínima recomendada para evitar os fenómenos de corrosão. Se o combustível é fuelóleo, com 1% de enxofre, a temperatura de orvalho dos gases de combustão deveria ser superior a 140°C. Todavia, durante a realização dos ensaios em que se recorreu à caldeira 2 foi possível observar uma temperatura entre 100 e 125°C. Esta situação vai acabar por implicar a ocorrência de fenómenos de corrosão na chaminé, com custos posteriores para a empresa.

Importante referir que a temperatura dos gases à saída do economizador pode não ser verdadeira, tal como aconteceu com a caldeira 1, contudo, não deixa de ser uma chamada de atenção para um possível problema.

7. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Dado estar-se na presença de uma central que vive períodos de manutenção tornou-se importante a minimização de desperdícios energéticos associados à caldeira 1 e a identificação de anomalias relativas aos equipamentos.

a) Renovação do Queimador

Depois da renovação do queimador, a inflamabilidade da chama foi melhorada, aumentando em 12°C a temperatura dos gases de combustão. Em termos de eficiência, segundo o método das perdas, a renovação implicou uma diminuição na eficiência de 0,5%.

b) Análise às perdas energéticas

A eficiência da caldeira, depois de isolada, e utilizando o método das perdas para uma taxa de queima entre 48 e 86% foi de $87,2 \pm 0,4\%$. As perdas de calor por convecção e radiação foram de 314 kW.h, sendo que 4,1% são correspondentes a superfícies não isoladas como a válvula de vapor, portas da chaminé, ebulidores e extremidades do tubo da água no economizador. As medições realizadas na caldeira permitiram verificar um desvio de 2,85% comparativamente aos valores teoricamente esperados e concluir que o isolamento efetuado pela equipa de manutenção da RAR possibilitou um ganho energético de 330 kW.h, representando um benefício financeiro anual de 60 342 €.

c) Afição da Caldeira

A otimização da relação ar/fuelóleo foi conseguida através da mudança do declive da reta que relaciona a abertura da admissão de ar com o caudal de combustível. Alterou-se o valor desse declive de 0,61 para 0,64, o que permitiu um acréscimo de eficiência compreendido entre 0,004 e 1,5%, ou seja, um aproveitamento financeiro anual entre 116 e 42 917 € para a gama de caudais de fuelóleo referida. A verificação da sujidade cíclica da sonda de medição do caudal de ar de admissão permitiu concluir que o declive deve ser função do período desse ciclo.

d) Melhorias de isolamento

O isolamento da válvula de vapor, porta da chaminé e ebulidores e extremidades dos tubos da água no economizador é uma solução atrativa, sendo o período de recuperação do investimento inferior a 1 ano, e um benefício financeiro anual de 1843 €, após o 1^a ano de investimento.

e) *Renovação de equipamentos*

No decorrer do trabalho foram identificadas anomalias no correto funcionamento de equipamentos como os contadores de vapor e fuelóleo, sondas de temperatura de vapor e gases de combustão e na válvula de admissão da água.

Sugestões para trabalhos futuros

Com o intuito de continuar o trabalho desenvolvido, à caldeira 1, seria importante:

- Determinação do fator ótimo de deslocamento, para temperaturas de ar mais baixas (Inverno);
- Dimensionamento de um pré-aquecedor de ar para a caldeira nº 1 e verificação da sua viabilidade;

De forma a tentar a melhor o aproveitamento energético da central térmica, será aconselhável, futuramente, a realização dos seguintes trabalhos:

- Afinação da relação ar/fuelóleo da Caldeira 2 e 3;
- Otimização da queima utilizando simultaneamente fuelóleo e gás natural;
- Levantamento das perdas de energia na distribuição de vapor e implementação de medidas que permitam a sua minimização;

Bibliografia

- [1] Patro, B., 2015 “Efficiency studies of combination tube boilers,” *Alexandria Engineering Journal*
- [2] <http://www.pnaee.pt/pnaee#enquadramentopnaee>. [Acedido em 29 Julho 2016].
- [3] Direção Geral de Energia e Geologia, 2014. “Balanço Energético Sintético” (versão PDF do documento descarregada a 25 de Março de 2016)
- [4] Direção Geral de Energia e Geologia, 2014, “Energia em Portugal” (versão PDF do documento descarregada a 25 de Março de 2016)
- [5] ADENE, 2010. “Relatório Final de Acção de Promoção de Eficiência Energética em Caldeiras de Vapor e de Termofluido” (versão PDF do documento descarregada a 2 de Março de 2016)
- [6] <http://www.docerar.pt/>. [Acedido em 21 Março 2016].
- [7] <http://www.rar.com/pt/>. [Acedido em 17 Março 2016].
- [8] Assis,C., 2014 “ Apontamentos da cadeira de Utiidades - Vapor de Aquecimento,” Mestrado em Engenharia Química
- [9] <http://www.adene.pt/>. [Acedido em 16 Março 2016].
- [10] Bazzo, E., 1995. Geração de vapor, 2ª ed., Florianópolis: UFCS
- [11] Pera,H., 1990 Geradores de Vapor, 2ª ed., Farna S/C Ltda
- [12] Procel Indústria, 2005. Eficiência energética no uso de vapor, Rio de Janeiro, 2005.
- [13] <http://www.spiraxsarco.com/resources/pages/steam-engineering-tutorials.aspx>. [Acedido em 28 Abril 2016].
- [14] <http://www.babcock-wanson.com/>. [Acedido em 18 Março 2016].
- [15] Arruda,M. Z, 2009. “Análise de combustíveis de caldeiras,” Universidade de Passo Fundo.
- [16] Procel Indústria e Efficienti , "Eficiência Energética no uso de vapor: Manual Prático."
- [17] Machado,L., 2010. “Apontamentos da cadeira de Fontes e conversão de energia - Geradores de vapor,” Mestrado em Engenharia Química

- [18] <http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston/chapter3.pdf>. [Acedido em 11 Junho 2016].
- [19] Ribeiro, P. E. A., 2012. "Aglomeração de Cinzas numa Caldeira a Pellets - Influência da temperatura e do fluxo de ar," Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho
- [20] Machado, L., 2010. "Apontamentos da cadeira de Fontes e conversão de energia - Combustão," Mestrado em Engenharia Química
- [21] C. Brooks, "Excess air and boiler efficiency", (versão PDF do documento descarregada a 30 Junho de 2016).
- [22] Biarnes, M., "Combustion," (versão PDF do documento descarregada a 30 de Junho de 2016)
<http://www.e-inst.com/docs/Combustion-Booklet-2013.pdf>.
- [23] <http://www.engineeringtoolbox.com/>. [Acedido em 30 Junho 2016].
- [24] Dantas, M. A., 2010. "Análise do desempenho de um queimador infravermelho funcionando com gás liquefeito de petróleo e glicerina," Tese de Mestrado em Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande
- [25] Bizzo, P. W. A., 2003. "Geração, distribuição e utilização de vapor"
- [26] CleaverBrooks, "Boiler Sekection Considerations". (versão PDF do documento descarregada a 2 de Junho de 2016)
- [27] CleaverBrooks, "The impact of excess air on efficiency" (versão PDF do documento descarregada a 29 de Abril de 2016)
- [28] <http://constructionmanuals.tpub.com/14279/css/Oil-Burner-Maintenance-137.htm>. [Acedido em 2 Julho 2016].
- [29] Fives Pillard, <http://combustion.fivesgroup.com/>. [Acedido em 13 Abril 2016].
- [30] Kulla, A, Teir S., 2002 "Boiler Calculations," *Energy Engineering and Environmental Protection*
- [31] ASME, 2008. "Fired Steam Generators - Performance Test Codes". Patente PTC 4.
- [32] B. Standard, 1987 "Methods for Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids". Patente 845-1.
- [34] GEANKOPOLIS, C. J., 2003. "Transport Processes and Unit Operations", 3ª ed., I. Prentice - Hall, Ed., 1993.
- [35] Honeywell, (versão PDF do documento descarregada a 6 de Maio de 2016)

<https://www.honeywellprocess.com/library/marketing/tech-specs/34-ST-03-65.pdf>.

- [36] Testo, "Testo 350-S Control Unit in combination with Testo 350-S/ XL Flue Gas Analyse: Instruction Manual".
- [37] Fluke, "Precision Infrared Thermometers".
- [38] FFonseca, "Guia técnico de sondas de temperatura".
- [39] FOX, (versão PDF do documento descarregada a 23 de Maio de 2016)
http://www.conflo.com/Products_doc/FT2%20Flow%20Temperature%20Thermal%20Mass%20Transmitter.PDF.
- [40] Neto, A. P., 2004 "Noções sobre termografia,"
- [41] Martins, D., 2015 "Otimização do Funcionamento de Caldeiras aquatubulares em Indústria de Processo Químico," Tese de Mestrado em Engenharia Química, ISEP Porto
- [42] ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., 2015. "Thermodynamics" An Engineering Approach, 8ª ed., 2015, pp. 901;956-957.
- [43] Capela & Filhos, Lda, "Consumos e custos energéticos" (Documento fornecido pela empresa)

Anexos

Anexo A - Dados experimentais

Nas tabelas A.1, A.2 e A.3 encontram-se os valores experimentais dos ensaios realizados utilizados para efeitos de cálculo, antes da renovação e manutenção do queimador.

Tabela A.1 - Dados experimentais para a situação 1 e pressão maior ou igual a 22,5 barg.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)
950,50	16,14	16,78	378	358	170	109	119	166	22,8	27,8	12803	4,52	0,00
1006,65	16,85	16,50	378	356	174	109	122	179	23,0	27,0	13621	4,66	0,00
1106,38	18,75	16,97	372	372	179	109	122	182	23,1	27,5	14795	4,41	0,00
1202,87	20,29	17,96	366	383	182	109	123	182	23,0	25,9	16188	4,41	0,00
1316,90	22,43	20,87	372	393	185	109	120	184	23,2	29,1	16825	4,23	0,00
1413,77	23,83	21,43	368	403	189	109	120	183	23,5	26,2	17986	3,44	0,00
1488,87	25,07	23,19	370	414	194	109	120	184	22,7	29,0	18533	3,56	0,00
1699,46	28,90	26,97	367	427	198	109	118	184	22,5	27,7	20840	2,93	0,00
1799,10	30,24	26,65	372	437	202	108	118	182	23,1	27,0	21205	2,12	0,00

Tabela A.2 - Dados experimentais para a situação 1 e pressão inferior a 22,5 barg.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)
509,00	9,45	5,33	348	314	150	108	119	159	18,3	26,5	13568	12,00	0,00
692,50	11,42	9,92	369	345	168	108	118	183	20,2	26,5	15572	10,76	0,00
904,18	14,96	14,48	368	368	184	109	125	187	21,9	27,1	17639	9,26	0,00
1203,30	20,68	18,75	370	385	192	109	122	185	21,4	25,9	20217	8,00	0,00
1594,70	23,08	28,47	370	425	199	109	119	186	21,5	27,2	20900	4,90	0,00

Tabela A.3 - Dados experimentais para a situação 2.

$\dot{m}_{\text{fuel\acute{o}leo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)
405,20	8,42	14,40	362	299	160	108	117	158	22,3	28,7	6663	6,54	0,00
671,70	10,72	14,15	372	338	181	108	118	178	23,0	29,4	9321	5,67	0,00
809,90	14,77	15,37	380	363	182	108	117	185	21,6	29,8	11694	5,24	0,00
896,80	14,57	15,98	376	366	190	108	121	180	23,4	32,1	12783	4,80	0,00
998,64	16,54	16,83	371	377	193	108	121	183	22,6	31,0	13531	4,71	0,00
1199,60	20,45	19,64	367	403	204	108	120	188	23,1	31,0	15797	4,48	0,00
1396,88	23,06	23,36	364	431	217	108	118	188	23,4	30,5	17739	4,17	0,00
1591,41	26,18	26,57	368	444	221	108	117	186	23,5	32,1	19457	2,81	0,00
1804,26	29,88	29,46	360	467	232	108	116	185	21,5	32,4	21178	2,23	0,00

Na tabela A.4 encontram-se os dados experimentais rejeitados para o cálculo da eficiência, para situação 1 com a pressão inferior ao 22,5 barg.

Tabela A.4 - Dados experimentais rejeitados com pressão inferior a 22,5 barg.

$\dot{m}_{\text{fuel\acute{o}leo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)
1007,00	16,30	16,33	378	388	194	109	119	175	21,8	29	18344	9,04	0,00
1103,50	18,23	18,23	375	411	204	109	120	188	22,0	34	19451	8,78	0,00
1316,80	23,08	19,82	370	385	192	109	122	185	21,4	26	20217	7,17	0,00
1421,50	25,66	24,47	370	415	199	109	119	186	21,5	29	20706	6,40	0,00
1700,20	29,32	27,28	372	436	207	109	119	194	21,9	28	21000	4,62	0,00
1800,82	29,45	27,87	371	480	236	109	117	196	21,4	28	21195	3,86	0,00

Na tabela A.5 encontram-se os dados experimentais depois da renovação e manutenção do queimador.

Tabela A.5 - Dados experimentais depois de renovado o queimador.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)
1000,00	16,92	17,03	369	382	206	109	122	181	21,5	34	13127	4,87	0,00
1198,67	20,89	20,78	375	410	214	108	120	186	22,8	35	15750	4,54	0,00
1399,25	23,54	23,84	376	441	229	107	119	190	22,9	36	18040	3,78	0,00
1586,00	26,32	25,38	377	460	237	109	119	193	23,0	35	19293	2,96	0,00
1799,60	30,42	29,56	369	471	241	108	113	183	22,5	32	21200	2,62	0,00

Na tabela A.6 e A.7 encontram-se os dados experimentais depois do isolamento completo da caldeira 1, com um fator de deslocamento de 0,61 e 0,64.

Tabela A.6 - Dados experimentais depois de isolada a caldeira 1, com um fator de deslocamento de 0,61.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}}$ (kg/h)	\dot{m}_v (ton/h)	\dot{m}_a (ton/h)	T_v (°C)	T_{ge} (°C)	T_{gs} (°C)	$T_{\text{desgasificador}}$ (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	P_v (barg)	T_{ar} (°C)	V_{ar} (Nm ³)	O_2 (%)	CO (ppm)	Ventilador (%)
1007,6	17,28	16,71	377	407	212	109	121	190	22,4	31	13429	5,16	0,00	38,4
1195,9	21,16	20,56	365	432	222	109	120	190	19,1	31	15913	4,82	0,00	48,6
1407,06	23,10	22,30	372	462	242	109	119	194	22,4	32	18050	4,06	0,00	58,5
1593,2	26,10	24,90	378	482	249	109	119	194	23,0	32	19516	3,18	0,00	65,7
1803,5	30,70	28,91	380	500	257	109	119	190	21,6	32	21352	2,73	0,00	73,3

Tabela A.7 - Dados experimentais depois de isolada a caldeira 1, com um fator de deslocamento de 0,64.

$\dot{m}_{\text{fuel}}(\text{kg/h})$	$\dot{m}_v(\text{ton/h})$	$\dot{m}_a(\text{ton/h})$	$T_v(^\circ\text{C})$	$T_{ge}(^\circ\text{C})$	$T_{gs}(^\circ\text{C})$	$T_{\text{desgasificador}}(^\circ\text{C})$	$T_{ae}(^\circ\text{C})$	$T_{as}(^\circ\text{C})$	$P_v(\text{barg})$	$T_{ar}(^\circ\text{C})$	$V_{ar}(\text{Nm}^3)$	$O_2(\%)$	$CO(\text{ppm})$	Ventilador (%)
1005,03	18,25	18,21	370	399	206	109	121	185	22,2	31	13109	4,57	0,00	35,6
1191,10	21,30	20,80	393	429	219	109	119	188	22,8	31	15416	3,88	0,00	45,0
1404,65	24,04	23,23	361	452	235	109	119	188	21,9	32	17040	2,67	0,00	51,7
1589,60	25,80	25,10	379	476	246	109	119	192	24,0	32	18286	2,00	5,00	60,0
1801,80	30,17	29,12	380	489	251	109	118	187	22,9	32	19701	1,27	8,00	66,3

Na tabela A.8 encontram-se os dados experimentais, utilizando um fator de deslocamento de 0,69, antes da limpeza da sonda do ventilador. (Valores obtidos antes do completo isolamento da caldeira).

Tabela A.8 - Dados experimentais, com um fator de deslocamento de 0,69.

$\dot{m}_{\text{fuel}}(\text{kg/h})$	$\dot{m}_v(\text{ton/h})$	$\dot{m}_a(\text{ton/h})$	$T_v(^\circ\text{C})$	$T_{ge}(^\circ\text{C})$	$T_{gs}(^\circ\text{C})$	$T_{\text{desgasificador}}(^\circ\text{C})$	$T_{ae}(^\circ\text{C})$	$T_{as}(^\circ\text{C})$	$P_v(\text{barg})$	$T_{ar}(^\circ\text{C})$	$V_{ar}(\text{Nm}^3)$	$O_2(\%)$	$CO(\text{ppm})$	Ventilador (%)
994,10	19,76	19,82	362	382	209	109	121	178	18,4	36	12938	4,54	0,00	37,3
1203,48	20,44	19,97	383	413	220	109	120	181	23,1	35	14595	3,56	0,00	44,7
1398,72	23,97	22,60	375	432	226	109	119	180	22,1	36	16075	2,65	2,00	52,0
1593,28	27,14	25,35	375	452	238	109	118	181	23,6	38	16993	1,68	3,00	58,5
1793,43	29,98	29,31	371	470	249	109	117	182	22,0	37	18614	1,18	6,50	66,9

Anexo B- Tabela estequiométrica

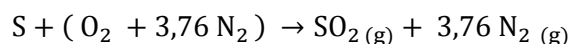
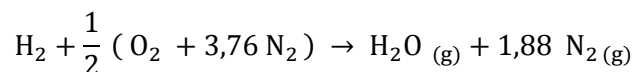
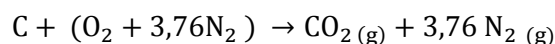
Para a determinação da percentagem de dióxido de carbono tornou-se necessário a utilização da composição dos gases de combustão. Devido à indisponibilidade em analisar o fuelóleo, foi considerada a seguinte composição [10] [41] :

Tabela B. 1 – Composição do Fuelóleo nº 4 BTE.

Constituintes	% m/m
C	85,2
H ₂	13,2
S	1,0
N ₂	0,5
H ₂ O	0,1

Os valores de enxofre e água foram obtidos através das especificações do combustível recebido pela RCOG.

Através das reações de combustão completa:



Considerando 100 kg de combustível como base de cálculo, foi calculado o número de kmol de cada elemento. Na tabela B.2 apresenta-se as kmol de cada constituinte por 100 kg de fuelóleo.

Tabela B. 2 - kmol por cada 100 kg de fuelóleo.

Constituintes	MM (kg/kmol)	Kmol
C	12,011	7,094
H ₂	2,016	6,548
S	32,065	0,031
N ₂	28,013	0,018
H ₂ O	18,015	0,006

Exemplificando o cálculo para o carbono:

$$\begin{aligned} \text{Kmol}_C &= \frac{85,2}{12,011} \\ &= 7,094 \end{aligned}$$

De seguida foi elaborada a tabela estequiométrica (tabela B.3), através do número de kmol inicial e pela estequiometria das reações anteriores.

Tabela B. 3 - Tabela estequiométrica.

Constituintes	Comburente				Produtos de combustão							
	Fator multiplicador		Necessário		Fator multiplicador				Necessário			
	O ₂	Ar	O ₂	Ar	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂
C	1	4,76	7,093	33,765	1			3,76	7,093	0	0	26,672
H₂	0,5	2,38	3,274	15,583			1	1,88	0	0	6,548	12,310
S	1	4,76	0,031	0,148		1		3,76	0	0,0312	0	0,117
N₂												
H₂O											0,9608	
Total			10,398	49,496					7,093	0,0312	7,509	39,119

A quantidade de água total diz respeito à soma da água inicial no combustível, da oxidação do hidrogénio e da água contida no ar. A água contida no ar foi obtida através da carta psicométrica, onde foi considerada uma humidade relativa de 44%, valor este obtido através de medições experimentais, e uma temperatura do ar (entrada do ventilador) de 32 °C. Para estas condições, a humidade absoluta foi de 0,0120 kg água / kg ar seco.

A água contida no ar determinou-se como:

$$n_{\text{água}} = \frac{n_{\text{água}}}{n_{\text{ar seco}}} \times n_{\text{ar seco}}$$

Calculando-se o número de moles de água no ar:

$$\begin{aligned}\frac{n_{\text{água}}}{n_{\text{ar seco}}} &= 0,0120 \times \frac{MM_{\text{ar seco}}}{MM_{\text{água}}} \\ &= 0,0120 \times \frac{28,890}{18,015} \\ &= 0,0193 \frac{\text{kmol}_{\text{água}}}{\text{kmol}_{\text{ar seco}}}\end{aligned}$$

Sendo $n_{\text{ar seco}} = 49,497 \text{ kmol}$;

$$n_{\text{água}} = 0,0193 \times 49,497 = 0,955 \text{ kmol}$$

$$n_{\text{água total}} = 0,955 + 0,006 + 6,548 = 7,509 \text{ kmol}$$

Anexo C - Determinação do excesso de ar

O excesso pode ser obtido pelas equações 2.15 e 2.16 de forma mais rigorosa, tal como graficamente a partir do triângulo de Ostwald. De seguida é exemplificado o cálculo, método 1 e 2, para um caudal de fuelóleo de 998,64 kg/h (situação 2), em que o teor de oxigénio nos gases de combustão foi de 4,71%.

III. 1 – Método 1: utilizando a composição do combustível:

O excesso de ar foi determinado através:

$$\text{Exc} = \left(\frac{\text{CO}_2 \text{ máx}}{\text{CO}_2 \text{ real}} - 1 \right) \times 100$$

Sendo, $\text{CO}_2 \text{ máx} = 15,34\%$ (valor obtido a partir da tabela estequiométrica, anexo B), o $\text{CO}_2 \text{ real}$ foi determinado através da composição em base seca dos gases de combustão:

$$\text{CO}_2 \text{ real (\%)} = \frac{n \text{ CO}_2}{n \text{ CO}_2 + n \text{ SO}_2 + n \text{ O}_2 + n \text{ N}_2 \text{ total}} \times 100$$

Em que $n \text{ CO}_2$ e $n \text{ SO}_2$, provêm da tabela estequiométrica, e $n \text{ O}_2$ e $n \text{ N}_2$ foram calculados mediante o teor de oxigénio nos gases de combustão, sendo assim:

$$n \text{ O}_2 = \frac{-(n \text{ CO}_2 + n \text{ SO}_2 + n \text{ N}_2 \text{ estequiométrico}) \times \frac{\% \text{O}_2}{100}}{\frac{\% \text{O}_2}{100} - 1 + 3,76 \times \frac{\% \text{O}_2}{100}}$$

Substituindo pelos valores:

$$\begin{aligned} n \text{ O}_2 &= \frac{-(7,09 + 3,12 \times 10^{-2} + 39,12) \times \frac{4,71}{100}}{\frac{4,71}{100} - 1 + 3,76 \times \frac{4,71}{100}} \\ &= 2,81 \text{ kmol} \end{aligned}$$

Conhecida a quantidade de oxigénio determinou-se a quantidade total de azoto por:

$$n \text{ N}_2 \text{ total} = n \text{ N}_2 \text{ estequiométrico} + 3,76 \times n \text{ O}_2$$

Substituindo:

$$\begin{aligned} n \text{ N}_2 \text{ total} &= 39,12 + 3,76 \times 2,81 \\ &= 49,66 \text{ kmol} \end{aligned}$$

Calculadas as quantidades molares de O_2 e N_2 nos gases de combustão, a percentagem de dióxido de carbono nestes foi obtida:

$$\begin{aligned} CO_{2\text{real}} (\%) &= \frac{7,09}{7,09 + 3,12 \times 10^{-2} + 2,81 + 49,66} \times 100 \\ &= 11,90\% \end{aligned}$$

Sendo assim, calculou-se o excesso de ar:

$$\begin{aligned} E &= \left(\frac{15,34}{11,90} - 1 \right) \times 100 \\ &= 28,90\% \end{aligned}$$

III. 2 – Método 2: Independente da composição do combustível.

Neste método o excesso de ar foi obtido pela equação 2.10:

$$\text{Exc} (\%) = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} \times 100$$

Substituindo pelo teor de oxigénio:

$$\begin{aligned} \text{Exc} (\%) &= \frac{\% 4,71}{21 - \% 4,71} \times 100 \\ &= 28,91\% \end{aligned}$$

O desvio percentual entre o método 1 e 2 foi calculado como:

$$\begin{aligned} \text{Desvio} (\%) &= \frac{\text{Exc método 2} - \text{Exc método 1}}{\text{Exc método 2}} \times 100 \\ &= \frac{28,91 - 28,90}{28,91} \times 100 \\ &= 0,03\% \end{aligned}$$

Anexo D - Cálculo do Rendimento: Método das perdas

Para a determinação do rendimento do pelo método das perdas foi necessário calcular cada uma das suas parcelas. Na tabela D.1, D.2 e D.3 encontram-se as parcelas relativas a cada uma das perdas antes da renovação do queimador.

Tabela D. 1 - Perdas de energia para a situação 1 e pressão maior ou igual a 22,5 barg.

m_{fuelóleo} (kg/h)	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
950,50	6,26	1,31	0,00	3,09	0,25
1006,65	6,51	1,33	0,00	2,92	0,25
1106,38	6,73	1,37	0,00	2,66	0,25
1202,87	6,85	1,41	0,00	2,44	0,25
1316,90	6,74	1,46	0,00	2,24	0,25
1413,77	6,75	1,45	0,00	2,08	0,26
1488,87	6,89	1,44	0,00	1,97	0,25
1699,46	6,85	1,48	0,00	1,73	0,34
1799,10	6,77	1,52	0,00	1,63	0,28

Tabela D. 2 - Perdas de energia para a situação 1 e pressão inferior a 22,5 barg.

m_{fuelóleo} (kg/h)	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
509,00	9,99	1,20	0,00	5,78	0,21
692,50	10,31	1,34	0,00	4,25	0,23
904,18	9,74	1,41	0,00	3,25	0,24
1203,30	9,31	1,47	0,00	2,44	0,24
1594,70	7,77	1,50	0,00	1,84	0,24

Tabela D. 3 - Perdas de energia para a situação 2.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}} \text{ (kg/h)}$	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
405,20	6,52	1,24	0,00	7,26	0,24
671,70	7,10	1,36	0,00	4,38	0,25
809,90	6,93	1,36	0,00	3,63	0,24
896,80	7,08	1,38	0,00	3,28	0,25
998,64	7,23	1,41	0,00	2,94	0,25
1199,60	7,61	1,48	0,00	2,45	0,25
1396,88	8,08	1,57	0,00	2,10	0,25
1591,41	7,55	1,57	0,00	1,85	0,26
1804,26	7,75	1,64	0,00	1,63	0,24

Na tabela D.4 encontram-se as parcelas relativas a cada uma das perdas depois da renovação do queimador.

Tabela D. 4 - Perdas de energia depois da renovação do queimador.

$\dot{m}_{\text{fuelóleo}} \text{ (kg/h)}$	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
1000,00	7,76	1,45	0,00	2,94	0,24
1198,67	7,95	1,50	0,00	2,45	0,25
1399,25	8,34	1,57	0,00	2,10	0,25
1586,00	8,12	1,63	0,00	1,85	0,25
1799,60	8,32	1,70	0,00	1,63	0,24

Nas tabelas D.5 e D.6 encontram-se as parcelas relativas a cada uma das perdas depois do isolamento da caldeira com um fator de deslocamento de 0,61 e 0,64.

Tabela D. 5 - Perdas de energia depois do isolamento com um fator de deslocamento de 0,61.

m_{fuelóleo} (kg/h)	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
1007,60	8,31	1,53	0,00	2,92	0,24
1195,90	8,62	1,60	0,00	2,46	0,23
1407,06	9,04	1,70	0,00	2,09	0,24
1593,20	8,86	1,74	0,00	1,85	0,25
1803,50	8,96	1,79	0,00	1,63	0,24

Tabela D. 6 - Perdas de energia depois do isolamento com um fator de 0,64.

m_{fuelóleo} (kg/h)	L1 (%)	L2 (%)	L3 (%)	L4 (%)	L7 (%)
1005,03	7,75	1,49	0,00	2,93	0,24
1191,10	8,02	1,58	0,00	2,47	0,25
1404,65	8,09	1,66	0,00	2,09	0,24
1589,60	8,20	1,72	0,00	1,85	0,25
1801,80	8,09	1,76	0,00	1,63	0,25

De seguida é exemplificado para o ensaio de 998,64 kg/h, situação 2, o cálculo de cada uma destas perdas, utilizando os valores experimentais do anexo A, tabela A.3.

O rendimento foi baseado no poder calorífico inferior e calculado a partir da equação 2.19 sendo acrescentado as perdas de energia nas purgas:

$$\eta = 100 - L1 - L2 - L3 - L4 - L7$$

L7 – Perdas nas purgas

As perdas nos gases de combustão foram calculadas utilizando a eq. 2.20:

$$L1 = \frac{K \times (T_{gs} - T_{ar}) \times \left(1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100}\right)}{CO_{2 \text{ real}}}$$

Em que:

$$K = \frac{255 \times 85,19}{40825,22}$$
$$= 0,53$$

Para o cálculo considerou-se um PCI médio de 40825,22 kJ/kg.

$$L1 = \frac{0,53 \times (193 - 31,0) \times \left(1 - \frac{0}{100}\right)}{11,90}$$
$$= 7,23\%$$

As perdas associadas à entalpia do vapor de água foram obtidas através da equação 2.22.

$$L2 = \frac{(mH_2O + 9H_2) \times (210 - 4,2 T_{ae} + 2,1 T_{gs})}{PCI}$$

Os valores utilizados para a percentagem mássica de água no combustível e hidrogénio foram de 0,1 e 13,2 respetivamente, podendo ser confirmados no anexo B, tabela B.1.

Substituindo os valores:

$$L2 = \frac{(0,1 + 9 \times 13,2) \times (210 - 4,2 \times 31,0 + 2,1 \times 193)}{40825,22} = 1,41\%$$

As perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão foram calculadas utilizando a equação 2.23:

$$L3 = \frac{K1 \times CO \times (1 - 0,1 \times (P_{cv} + P_{cf}))}{CO + CO_{2 \text{ real}}}$$

Em que $K1 = 54$.

$$P_{CO} = \frac{54 \times 0 \times (1 - 0,1 \times 0)}{0 + 11,90} = 0$$

As perdas por radiação e convecção foram obtidas utilizando o valor de 1,4% das perdas à capacidade nominal da caldeira, sendo este valor apropriado para caldeiras aquatubulares com uma potência térmica máxima ≥ 5 MW

Sendo assim:

$$L4 = \frac{\dot{m}_{\text{fuelóleo máximo}}}{\dot{m}_{\text{fuelóleo nas condições de ensaio}}} \times \% \text{ Perdas à capacidade nominal}$$

$$= \frac{2100,00}{998,64} \times 1,40$$

$$= 2,94\%$$

As perdas nas purgas foram calculadas da seguinte forma:

$$P_p = \frac{(T_p - T_{ae}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ae}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ae})}$$

Sendo p a percentagem de purgas relativa à água alimentada, foi determinada através de um balanço mássico aos sólidos dissolvidos:

$$\dot{m}_{\text{purga}} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \times \text{TDS}_{\text{alimentação}}}{\text{TDS}_{\text{caldeira}}}$$

Em que:

$$\text{TDS} = \text{condutividade} \times \text{fator de conversão a ppm}$$

Os fatores de conversão encontram-se na tabela 3.2.

Sendo assim:

$$\text{TDS alimentação} = 5,24 \times 1,36509$$

$$= 7,16 \text{ ppm}$$

$$\text{TDS caldeira} = 711,65 \times 0,758544$$

$$= 527,63 \text{ ppm}$$

Os valores de condutividade representam valores médios.

Substituindo no balanço de massa:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{purga}} &= \frac{16,83 \times 7,16}{527,63} \\ &= 0,23 \frac{\text{t}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Calculando de seguida a percentagem de purgas relativamente à água alimentada:

$$\begin{aligned}p &= \frac{0,23}{16,83} \times 100 \\ &= 1,36\%\end{aligned}$$

A temperatura das purgas corresponde à temperatura de saturação para a pressão de vapor da caldeira. A temperatura foi obtida através da expressão que relaciona a pressão com a temperatura (tabelas termodinâmicas) [33]:

$$P = 0,0444 \times T - 7,4408$$

A pressão em MPa e a temperatura em °C. A expressão é válida para uma gama de pressões de 1,9 a 2,8 MPa. Para uma pressão de 22,6 barg (g):

$$\begin{aligned}T &= \frac{(22,6 + 1) \times \frac{101,13}{1000} + 7,4408}{0,0444} \\ &= 221,3 \text{ °C}\end{aligned}$$

Calculando as perdas nas purgas:

$$\begin{aligned}P_p &= \frac{(221,3 - 108) \times 1,36 \times (100 - (7,23 + 1,41 + 2,94))}{(221,3 - 109) \times 1,36 + (100 - (7,23 + 1,41 + 2,94)) \times (660 - 109)} \\ &= 0,25\%\end{aligned}$$

Depois de obtidas cada uma das perdas, calculou-se a eficiência do gerador de vapor:

$$\eta = 100 - 7,23 - 1,41 - 2,94 - 0,25 = 88,17\%$$

Anexo E - Cálculo do rendimento: Método Direto

Para a exemplificação do cálculo do método direto foi considerado o ensaio na situação 2 com um caudal de fuelóleo de 998,64 kg/h.

O método direto é definido como:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}} \times (h_v - h_l)}{\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}}$$

Para o caso em que existe pré-aquecimento do combustível e do ar:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}} \times (h_v - h_l)}{\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI} + \dot{m}_{\text{comb}} \times c_{p_{\text{comb}}} (T - T_{\text{ref}}) + \dot{m}_{\text{ar seco}} \times c_{p_{\text{ar seco}}} (T - T_{\text{ref}})}$$

Sendo:

- Temperatura do combustível: 120°C após o pré-aquecimento;
- Entalpia do vapor a 22,6 barg e 371 °C: 3177,0 kJ/kg;
- Calor específico da água a 109 °C: 4,19 kJ/(kg.°C);
- Calor específico do fuelóleo: 2,1 kJ/(kg.°C);
- Calor específico do ar de 1 kJ/(kg.°C).

Para uma temperatura de referência de 0°C:

$$\eta = \frac{16,54 \times 1000 \times (3177,0 - 4,19 \times 109)}{998,64 \times 40825,22 + 998,64 \times 2,1 \times (120 - 0) + 998,64 \times 1 \times 13,8 \times (31 - 0)} \times 100$$
$$= 108,56\%$$

Anexo F- Cálculo do Volume de ar estequiométrico

O ar, sendo considerado um gás ideal por cada mol ocupa um volume de 22,4 dm³, a 1 atm e a 0 °C, podendo este valor ser obtido através da equação dos gases perfeitos:

$$P \times V = n \times R \times T$$

Resolvendo em relação ao volume:

$$V = \frac{n \times R \times T}{P}$$

Em que T em Kelvin, e R (constante dos gases perfeitos) depende das unidades de pressão e do volume. Para pressão em atm e volume em dm³ a constante dos gases perfeitos tem um valor de 0,08205 $\frac{\text{atm} \times \text{dm}^3}{\text{mol} \times \text{K}}$

Substituindo:

$$V = \frac{1 \times 0,08205 \times 273}{1} = 22,40 \text{ dm}^3$$

No anexo B, verificou-se que por cada 100 kg de fuelóleo são necessárias 49,496 kmol de ar. Sendo assim o volume estequiométrico pode ser obtido:

$$\text{Var estequiométrico} = \frac{\dot{m}_{\text{fuelóleo}}}{100} \times \frac{n_{\text{ar}}}{100 \text{ kg}_{\text{fuelóleo}}} \times \frac{V_{\text{ocupado}}}{n_{\text{ar}}}$$

Para um caudal de fuelóleo de 998,64 kg/h (situação 2):

$$\begin{aligned} \text{Vestequiométrico} &= \frac{998,64}{100} \times 49,496 \times 22,40 \\ &= 1172,03 \text{ dm}^3 \end{aligned}$$

Anexo G - Cálculo das perdas experimentais: convecção e radiação

Na tabela G.1 encontram-se os valores das perdas por convecção e radiação para o sobreaquecedor, fornalha e economizador.

Tabela G. 1 - Perdas de energia no sobreaquecedor, fornalha e economizador para um caudal de 1400 kg/h fuelóleo.

Superfícies	Perdas por radiação (kW.h)	Perdas por convecção (kW.h)
Sobreaquecedor	13,46	39,42
Fornalha	29,25	106,24
Economizador	25,14	100,64

As perdas experimentais foram determinadas como:

$$Perdas_{\text{experimentais}} (\%) = \frac{Q_{\text{rad}} + Q_{\text{conv}}}{\dot{m}_{\text{fuelóleo}} \times PCI} \times 100$$

O calor trocado por radiação foi obtido através da equação 2.24:

$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon \times \sigma \times A (T_{\text{sup}}^4 - T_{\text{ar}}^4)$$

As perdas por convecção foram calculadas utilizando a equação 2.25:

$$Q_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} \times A \times (T_{\text{sup}} - T_{\text{ar}})$$

Sendo o coeficiente pelicular de transferência de calor baseado no fluido envolvente e na geometria da superfície.

Para ar a 1 atm, a correlação encontra-se dependente do produto do número de *Grashof* pelo número de *Prandtl*.

Utilizando a equação 2.26

$$Gr = \frac{L^3 \times \rho^2 \times g \times \beta \times (T_{\text{sup}} - T_{\text{ar}})}{\mu^2}$$

Sendo:

$$Pr = \frac{cp \times \mu}{k}$$

$$\beta = \frac{1}{T_m}$$

As propriedades do fluido, como a densidade, viscosidade, e número de *Prandtl* foram determinadas à temperatura média, utilizando as seguintes correlações:

$$\rho = 1 \times 10^{-5} \times Tm^2 - 0,0044 \times Tm + 1,2874 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\mu = -3 \times 10^{-11} \times Tm^2 + 5 \times 10^{-8} \times Tm + 2 \times 10^{-5} \text{ (Pa.s)}$$

$$Pr = 5 \times 10^{-7} \times Tm^2 - 3 \times 10^{-4} \times Tm + 0,7464$$

Para o cálculo dos coeficientes peliculares de transferência de calor foi necessário dividir as diversas superfícies em placas. Exemplificando o cálculo para a placa frontal do economizador, tendo esta um comprimento de 3,80 m e largura 2,40 m.

A temperatura da superfície e do ar foi de 166,5 e 28,1 °C, respetivamente.

Determinando a temperatura média:

$$Tm = \frac{166,5 + 28,1}{2}$$

$$= 97,3 \text{ °C}$$

Calculando as propriedades físicas:

$$\beta = \frac{1}{97,3 + 273,15}$$

$$= 2,70 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$\rho = 1 \times 10^{-5} \times 97,3^2 - 0,0044 \times 97,3 + 1,2874$$

$$= 0,9539 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = -3 \times 10^{-11} \times 97,3^2 + 5 \times 10^{-8} \times 97,3 + 2 \times 10^{-5}$$

$$= 2,46 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$Pr = 5 \times 10^{-7} \times 97,3^2 - 3 \times 10^{-4} \times 97,3 + 0,7464$$

$$= 0,722$$

Calculando Gr:

Sendo:

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$Gr = \frac{3,80^3 \times 0,9539^2 \times 9,8 \times 2,70 \times 10^{-3} \times (166,5 - 28,2)}{2,46^2}$$

$$= 3,03 \times 10^{-11}$$

Determinando Gr.Pr:

$$Gr.Pr = 3,03 \times 10^{-11} \times 0,722$$

$$= 2,19 \times 10^{-11}$$

Como Gr.Pr > 10⁹

Para placas verticais:

$$h_{conv} = 1,24 \times (T_{sup} - T_{ar})^{\left(\frac{1}{3}\right)}$$

$$= 1,24 \times (166,5 - 28,1)^{\left(\frac{1}{3}\right)}$$

$$= 6,41 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Determinando as perdas por radiação e convecção, para uma emissividade de 0,10 (placa de alumínio comercial) [40] :

$$Q_{rad} = \frac{0,10 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 3,80 \times 2,40 \left((166,5 + 273,15)^4 - (28,1 + 273,15)^4 \right)}{1000}$$

$$= 1,51 \text{ kW.h}$$

$$Q_{conv} = \frac{6,41 \times 3,80 \times 2,40 \times (166,5 - 28,1)}{1000}$$

$$= 8,10 \text{ kW.h}$$

Calculando a percentagem de perdas experimentais kg/h, utilizando a correção de 3,46 para o caudal de fuelóleo %:

$$Perdas_{experimentais} = \frac{314,15}{1400 \times (1 + 0,346) \times 40825,22} \times 100$$

$$= 1,92\%$$

Anexo H - Cálculo da eficiência do economizador

Para o cálculo da eficiência do economizador utilizou-se a composição do combustível presente no anexo II. A eficiência é dada por:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_g} \times 100$$

Em que Q_a é o calor recebido pela água e Q_g o cedido pelos gases;

O calor recebido pela água foi calculado da seguinte forma:

$$Q_a = \dot{m}_{\text{água}} \times c_{p\text{água}} \times \Delta T_{\text{água}}$$

Em que o c_p foi determinado à temperatura média da água a partir da seguinte expressão, válida para temperaturas entre 273,15 e 490,15 K [43]:

$$c_{p\text{água}} = 2 \times 10^{-8} \times T_{\text{água média}}^3 - 1 \times 10^{-5} \times T_{\text{água média}}^2 - 0,0005 \times T_{\text{água média}} + 4,6512$$

Para o caudal de 998,64 kg/h (situação 2) as temperaturas de entrada e saída da água no economizador foram de 121 e 183 °C, respetivamente.

Calculando-se a temperatura média da água:

$$\begin{aligned} T_{\text{água média}} &= \frac{121 + 183}{2} + 273,15 \\ &= 425,15 \text{ K} \end{aligned}$$

Determinando o calor específico:

$$c_{p\text{água}} = 2 \times 10^{-8} \times 425,15^3 - 1 \times 10^{-5} \times 425,15^2 - 5 \times 10^{-4} \times 425,15 + 4,6512 = 4,168 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

O caudal de água aquecido para este ensaio foi de 16,83 ton/h.

Calculando o calor recebido pela água:

$$Q_a = \frac{16,83 \times 1000}{3600} \times 4,168 \times (183 - 121) = 1206,75 \text{ kW}$$

A potência térmica cedida pelos gases de combustão define-se:

$$Q_g = \dot{m}_{\text{gases}} \times c_{p\text{gases}} \times \Delta T_{\text{gases}}$$

Em que o c_p dos gases foi uma média ponderada dos constituintes dos gases de combustão, sendo estes calculados da seguinte forma:

$$c_{p_{gases}} = c_{p_{O_2}} \times a + c_{p_{N_2}} \times b + c_{p_{SO_2}} \times c + c_{p_{H_2O}} \times d + c_{p_{CO_2}} \times e$$

Definindo-se:

- a- Percentagem mássica de O_2 nos gases de combustão;
- b- Percentagem mássica de N_2 nos gases de combustão;
- c- Percentagem mássica de SO_2 nos gases de combustão;
- d- Percentagem mássica de H_2O nos gases de combustão;
- e- Percentagem mássica de CO_2 nos gases de combustão;

Sendo:

$$a = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{total}}$$

$$b = \frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{total}}$$

$$c = \frac{\dot{m}_{SO_2}}{\dot{m}_{total}}$$

$$d = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{total}}$$

$$e = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_{total}}$$

Para o cálculo da massa total de gases foi necessário conhecer a massa de gases por kg de fuelóleo. Esta foi obtida através das reações químicas provenientes da tabela estequiométrica (anexo B) e da quantidade de oxigénio nos gases de combustão. Sendo assim:

$$\frac{m_{gases}}{kg_{fuel\acute{o}leo}} =$$

$$= \frac{(n_{SO_2} \times MM_{SO_2} + n_{CO_2} \times MM_{CO_2} + n_{O_2} \times MM_{O_2} + n_{N_2} \times MM_{N_2} + n_{H_2O} \times MM_{H_2O})}{100}$$

As massas moleculares utilizadas de cada um dos componentes encontram-se na tabela H.1.

Tabela H. 1 - Massas moleculares.

Componente	MM (kg/kmol)
O ₂	31,999
CO ₂	44,010
SO ₂	64,063
N ₂	28,013
H ₂ O	18,015

Substituindo os valores para o ensaio da situação 2 (998,64 kg/h) de fuelóleo:

$$\frac{m_{\text{gases}}}{kg_{\text{fuelóleo}}} =$$

$$= \frac{(0,0310 \times 64,063 + 7,094 \times 44,010 + 2,81 \times 31,999 + 49,66 \times 28,013 + 7,509 \times 18,015)}{100}$$

$$= 19,30 \text{ kg}$$

Calculando as percentagens mássicas:

$$a = \frac{\frac{2,81 \times 31,999}{100}}{19,30}$$

$$= 0,0465$$

$$b = \frac{\frac{49,66 \times 28,013}{100}}{19,30}$$

$$= 0,721$$

$$c = \frac{\frac{3,12 \times 10^{-2} \times 64,063}{100}}{19,30}$$

$$= 1,04 \times 10^{-3}$$

$$d = \frac{\frac{7,509 \times 18,015}{100}}{19,30}$$

$$= 0,0701$$

$$e = \frac{\frac{7,094 \times 44,010}{100}}{19,30}$$

$$= 0,162$$

Para o cálculo do calor específico de cada um dos elementos utilizou-se correlações empíricas, sendo estas válidas para uma gama de temperaturas de 273 a 1800 K [43]:

$$c_{p_{O_2}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right): (25,48 + 1,520 \times 10^{-2} \times T_{\text{gases média}} - 0,7155 \times 10^{-5} \times T_{\text{gases média}}^2 + 1,312 \times 10^{-9} \times T_{\text{gases média}}^3) / MM_{O_2}$$

erro máximo de 1,19%;

$$c_{p_{N_2}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right): (28,90 + 0,1571 \times 10^{-2} \times T_{\text{gases média}} + 0,8081 \times 10^{-5} \times T_{\text{gases média}}^2 - 2,873 \times 10^{-9} \times T_{\text{gases média}}^3) / MM_{N_2}$$

erro máximo de 0,59%;

$$c_{p_{H_2O}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right): (32,34 + 0,1923 \times 10^{-2} \times T_{\text{gases média}} + 1,055 \times 10^{-5} \times T_{\text{gases média}}^2 - 3,595 \times 10^{-9} \times T_{\text{gases média}}^3) / MM_{H_2O}$$

erro máximo de 0,53%;

$$c_{p_{CO_2}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right) : (22,26 + 5,981 \times 10^{-2} \times T_{\text{gases média}} - 3,501 \times 10^{-5} \times T_{\text{gases média}}^2 + 7,469 \times 10^{-9} \times T_{\text{gases média}}^3) / MM_{CO_2}$$

erro máximo de 0,67%;

$$c_{p_{SO_2}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right) : (25,78 + 5,795 \times 10^{-2} \times T_{\text{gases média}} - 3,812 \times 10^{-5} \times T_{\text{gases média}}^2 + 8,612 \times 10^{-9} \times T_{\text{gases média}}^3) / MM_{SO_2}$$

erro máximo de 0,45%;

Sendo a temperatura de entrada e de saída dos gases de combustão de 353 e 169°C respetivamente, a temperatura média foi calculada como:

$$T_{\text{gases média}} = \frac{377 + 193}{2} + 273,15 \\ = 558,28 \text{ K}$$

Calculando para cada elemento o calor específico:

$$c_{p_{O_2}} = \frac{25,48 + 1,520 \times 10^{-2} \times 558,28 - 0,7155 \times 10^{-5} \times 558,28^2 + 1,312 \times 10^{-9} \times 558,28^3}{31,999} \\ = 0,999 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

$$c_{p_{N_2}} = \frac{28,90 + 0,1571 \times 10^{-2} \times 558,28 + 0,8081 \times 10^{-5} \times 558,28^2 - 2,873 \times 10^{-9} \times 558,28^3}{28,103} \\ = 1,073 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

$$c_{p_{H_2O}} = \frac{32,34 + 0,1923 \times 10^{-2} \times 558,28 + 1,055 \times 10^{-5} \times 558,28^2 - 3,595 \times 10^{-9} \times 558,28^3}{18,015} \\ = 2,003 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

$$c_{p_{CO_2}} = \frac{22,26 + 5,981 \times 10^{-2} \times 558,28 - 3,501 \times 10^{-5} \times 558,28^2 + 7,469 \times 10^{-9} \times 558,28^3}{44,010}$$

$$= 1,047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

$$c_{p_{\text{SO}_2}} = \frac{25,78 + 5,795 \times 10^{-2} \times 558,28 - 3,812 \times 10^{-5} \times 558,28^2 + 8,612 \times 10^{-9} \times 558,28^3}{64,063}$$
$$= 0,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}}$$

Determinando o calor específico dos gases de combustão:

$$c_{p \text{ gases}} = 0,0465 \times 0,999 + 0,721 \times 1,073 + 1,04 \times 10^{-3} \times 0,745 + 0,0701 \times 2,003 + 0,162 \times 1,047$$
$$= 1,129$$

O calor cedido pelos gases:

$$Q_g = 19,30 \times \frac{998,64}{3600} \times 1,129 \times (377 - 193) = 1116,32 \text{ kW}$$

A eficiência foi então obtida:

$$\eta = \frac{1206,75}{1116,32} \times 100 = 108,10\%$$

Anexo I - Cálculo do benefício financeiro, do isolamento

O cálculo da energia ganha com o isolamento da caldeira foi baseado nas temperaturas de saída dos gases de combustão, para um caudal de 1400 kg/h de Fuelóleo.

- Antes do isolamento: $T_{gs} = 189 \text{ °C}$ (tabela A.1);
- Depois do isolamento: $T_{gs} = 242 \text{ °C}$ (tabela A.6);
- $\dot{m}_{\text{gases}} = 25500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$;
- $c_{p_{\text{gases}}} = 1,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$
- Acréscimo da temperatura devido à renovação do queimador: 12 °C ;

$$Q_{\text{ganho}} = \dot{m}_{\text{gases}} \times c_{p_{\text{gases}}} \times (T_f - \Delta T_{\text{queimador}} - T_i)$$

Substituindo os valores

$$\begin{aligned} Q_{\text{ganho}} &= \frac{25500}{3600} \times 1,15 \times (242 - 12 - 189) \\ &= 329,99 \text{ kW.h} \end{aligned}$$

Calculando a implicação do ganho de energia no consumo de fuelóleo:

$$\dot{m}_{\text{fuelóleo economizado}} = \frac{Q_{\text{ganho}}}{PCI}$$

Substituindo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{fuelóleo economizado}} &= \frac{329,99}{40825,22} \times 3600 \\ &= 29,10 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Sendo o custo do Fuelóleo de $0,3 \text{ €/kg}$ e considerando o período de funcionamento atual, de 12 meses, 24 dias e 24 horas, determinou-se o benefício financeiro como:

$$\begin{aligned} \text{benefício financeiro} &= 29,10 \times 0,3 \times 24 \times 24 \times 12 \\ &= 60\,342 \text{ €} \end{aligned}$$

Anexo J - Benefício financeiro da otimização do fator de deslocamento

Para o cálculo do benefício financeiro foi necessário conhecer a energia útil, a percentagem de melhoria energética, o PCI e o custo do fuelóleo:

Sendo:

- Melhoria energética com a otimização do fator de deslocamento, com $\approx 95\%$ de certeza [0,004 - 1,48%];
- Energia útil para uma potência média entre 48 e 86% de 15858,75 kW;
- Custo do Fuelóleo de 0,3 €/kg

Exemplificando para o limite superior, 1,48% de melhoria:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{fuel\acute{o}leo\ ganho} &= \frac{15858,75 \times \frac{1,48}{100}}{PCI} \times 3600 \\ &= 20,697 \frac{kg}{h}\end{aligned}$$

Considerando um período de funcionamento de 12 meses, 24 dias por mês e 24 horas por dia, o benefício financeiro anual foi calculado como:

$$\begin{aligned}benefício\ financeiro\ anual &= 20,697 \times 0,3 \times 24 \times 24 \times 12 \\ &= 42\ 917\ €\end{aligned}$$

Anexo L – Custo para o isolamento da válvula de vapor, porta do ebulidor, porta da chaminé e extremidades do tubo da água no economizador.

Na figura L.1, L.2, L.3 e L.4 encontram-se as superfícies não isoladas, válvula de vapor, porta do ebulidor, porta da chaminé e extremidades do tubo da água no economizador. Os custos de seguida apresentados foram obtidos na empresa *Capela & Filhos, Lda*.



Figura L.1 - Válvula de vapor.

- Isolamento em sistema flexível com isolamento 50 mm espessura e 70 kg/m³ densidade;
- Revestimento exterior em malha aço, 350°C;
- Fixação através de velcro alta temperatura;
- Valor unitário: 230 €;



Figura L.2 - Porta do ebulidor.

- Isolamento em sistema flexível com isolamento 50 mm espessura e 70 kg/m³ densidade;
- Revestimento exterior em malha aço, 350°C;
- Fixação através de velcro alta temperatura;
- Valor unitário: 145 €;



Figura L.3 - Porta da chaminé.

- Isolamento em sistema flexível com isolamento 50 mm espessura e 70 kg/m³ densidade;
- Revestimento exterior em malha aço, 350°C;
- Fixação através de velcro alta temperatura;
- Valor unitário: 195 €;



Figura L.4 - Extremidade do tubo da água no economizador.

- Isolamento térmico com lã mineral de rocha 80 mm espessura e 100 kg/m³ densidade;
- Revestimento exterior em chapa de alumínio 0,8 mm L-3003 H-16;
- Fixação através de parafusos 1/2x8 em inox;
- Valor Unitário: 95 €;

Anexo M - Cálculo do *Payback* do Isolamento

Para o cálculo do período de recuperação do investimento foi necessário conhecer os custos de isolamento e os benefícios financeiros que a sua implementação implicaria. Quanto aos custos do isolamento foram obtidos através do anexo J.

Sendo assim:

$$\begin{aligned} \text{Custos de isolamento} = & \\ & \text{Custos da válvula de vapor} \\ & + \\ & \text{Custos da porta da chaminé} \\ & + \\ & \text{Custos das portas do ebulidor} \\ & + \\ & \text{Custos das extremidades do tubo da água no economizador} \end{aligned}$$

Substituindo os valores:

$$\begin{aligned} \text{Custos de isolamento} &= 230 + 195 + 4 \times 145 + 4 \times 95 \\ &= 1385 \text{ €} \end{aligned}$$

Relativamente aos benefícios financeiros, foi baseado no estudo energético da empresa *Capela & Filhos, Lda.*, foi considerado, depois do isolamento [44] :

- Fração de energia dissipada pela válvula (DN 50) de 0,28;
- Fração de energia dissipada por cada ebulidor de 0,15;
- Fração de energia dissipada pela porta da chaminé de 0,10;
- Fração de energia dissipada pelas extremidades do tubo da água no economizador 0,05;

Sendo as perdas, por não isolamento de 4,1% das perdas totais, encontraram-se divididas da seguinte forma:

- Válvula de vapor: 2,13%;
- Portas dos ebulidores: 0,85%;
- Porta da chaminé: 0,69%;
- Extremidades do tubo da água no economizador: 0,38%;

Considerando a energia útil para um caudal de Fuelóleo de 1400 kg/h de 16425,80 kW, as perdas experimentais de 1,92%, PCI de 40825,22, o custo de fuelóleo de 0,3 €/kg, e o período de funcionamento de 12 meses, 24 dias por mês e 24 horas por dia, o benefício financeiro anual foi calculado como:

$$\text{Benefício financeiro anual} = \dot{m}_{\text{fuelóleo ganho}} \times \text{Preço}_{\text{fuelóleo}}$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{fuelóleo ganho}} = \frac{\left(\frac{\% \text{ Energia}_{\text{perdida por não isolamento}}}{100} \times \frac{\% \text{ Perda}_{\text{experimentais}}}{100} \times \text{Energia}_{\text{útil}} \right) \times (1 - \text{fração}_{\text{Energia dissipada}})}{\text{PCI}}$$

Substituindo, para a válvula de vapor:

$$\dot{m}_{\text{fuelóleo ganho}} = \frac{\left(\frac{2,13}{100} \times \frac{1,92}{100} \times 16425,80 \right) \times (1 - 0,28)}{40825,22} \times 3600 = 0,426 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\begin{aligned} \text{Benefício financeiro anual} &= 0,426 \times 24 \times 24 \times 12 \times 0,3 \\ &= 874 \text{ €} \end{aligned}$$

Para as portas dos ebulidores:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{fuel\acute{o}leo ganho}} &= \\ &= \frac{\left(\frac{0,85}{100} \times \frac{1,92}{100} \times 16425,80\right) \times (1 - 0,15)}{40825,22} \times 3600 = 0,199 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Benefício financeiro anual} &= 0,199 \times 24 \times 24 \times 12 \times 0,3 \\ &= 413 \text{ €} \end{aligned}$$

Para a porta da chaminé:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{fuel\acute{o}leo ganho}} &= \\ &= \frac{\left(\frac{0,69}{100} \times \frac{1,92}{100} \times 16425,80\right) \times (1 - 0,10)}{40825,22} \times 3600 = 0,173 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Benefício financeiro anual} &= 0,173 \times 24 \times 24 \times 12 \times 0,3 \\ &= 358 \text{ €} \end{aligned}$$

Para as extremidades do tubo da água no economizador:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{fuel\acute{o}leo ganho}} &= \\ &= \frac{\left(\frac{0,38}{100} \times \frac{1,92}{100} \times 16425,80\right) \times (1 - 0,05)}{40825,22} \times 3600 = 0,101 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Benefício financeiro anual} &= 0,101 \times 24 \times 24 \times 12 \times 0,3 \\ &= 199 \text{ €} \end{aligned}$$

Calculando o *Payback* para válvula de vapor, sendo este definido como:

$$\textit{Payback} = \frac{\text{Custo do isolamento}}{\text{Benefício financeiro anual}}$$

Substituindo:

$$\begin{aligned}\textit{Payback} &= \frac{230}{874} \\ &= 0,26 \text{ anos} \approx 4 \text{ meses}\end{aligned}$$

Quanto ao *Payback* global, foi calculado através dos custos e benefícios financeiros de todas as superfícies:

$$\begin{aligned}\textit{Payback} &= \frac{1385}{874 + 358 + 413 + 199} \\ &= 0,75 \text{ anos} \approx 9 \text{ meses}\end{aligned}$$

Anexo N – Especificações do fuelóleo

Especificações dos fuelóleos

Característica	Unidades	Fuelóleo			Métodos de ensaio
		N.º 3	N.º 4 ATE (1)	N.º 4 BTE	
Massa volúmica a 15°C, máx.	kg/m ³	A relatar	A relatar	A relatar	NP EN ISO 3675; EN ISO 3675.
Viscosidade a 100°C, máx.	mm ² /s	17	40	40	NP EN ISO 3104; EN ISO 3104.
Ponto de inflamação, mín.	°C	60	65	65	EN ISO 2719.
Água, máx.	% (v/v)	0,8	1,0	1,0	ISO 3733.
Sedimento total, máx.	% (m/m)	0,20	0,25	0,25	ISO 10307-1.
Enxofre, máx.	% (m/m)	1,0	3,0	1,0	EN ISO 8754.
Cinzas, máx.	% (m/m)	0,15	0,20	0,20	NP EN ISO 6245; EN ISO 6245.

(1) Só poderá ser utilizado nas instalações de combustão que dispõem de licença, emitida por autoridade competente, que especifique os limites de emissão (artigo 3.º, n.º 5, do Decreto-Lei n.º 281/2000, de 10 de Novembro).