

Análise Energética da Estação de Regulação e Medição de Gás Natural (ERMG) do Carregado

Miguel Azeredo Garcez Sequeira

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga

Orientador na Empresa: Eng. António Pereira



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2020

By failing to prepare, you are preparing to fail
Benjamin Franklin

Resumo

O Gás Natural tem vindo a ganhar cada vez mais importância como fonte de energia. De forma a facilitar a sua distribuição, este é comprimido e transportado em gasodutos de alta pressão até vários pontos do país, onde será distribuído por linhas de média pressão. Esta ponte de ligação entre as linhas de alta e média pressão é feita por Estações de Regulação e Medição de Gás Natural (ERMG), sendo uma destas estações o foco do trabalho realizado. À redução de pressão está associada uma queda de temperatura que tem de ser compensada pelo pré-aquecimento do GN, evitando que este tenha temperaturas negativas a jusante da estação e prevenindo danos nos equipamentos a ele associados.

É então avaliado o desempenho termodinâmico do módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado, através do desenvolvimento de um modelo numérico no software *Engineering Equation Solver* (EES). Os valores de pressão e temperatura do GN à entrada da estação são considerados constantes e é também assumido um regime permanente de funcionamento. São também analisados dois “*set-points*” de temperatura nas caldeiras e diferentes temperaturas do GN à saída da estação. É ainda calculado o ganho energético no Poder Calorífico Inferior (PCI) associado ao fornecimento do GN às temperaturas de saída consideradas.

Conclui-se que existiam poupanças energéticas e económicas significativas na escolha da temperatura de funcionamento das caldeiras. Sendo que estas poupanças são cerca de 3% para o regime de caudal nº1 e cerca de 1.4% para os regimes de caudal nº2 e nº3, podendo atingir valores até 12352,9€ anuais no caso do regime de caudal nº1, até 6078,15€ anuais no caso do regime de caudal nº2 e até 4022,05€ anuais no caso do regime de caudal nº3. Os ganhos no valor do PCI do GN foram residuais para as temperaturas estudadas, tomando o valor máximo de 0,36%.

Energetic Analysis of the Gas Regulation and Metering Station (GRMS) of Carregado

Abstract

Natural gas has become increasingly important as an energy source. In order to facilitate its distribution, it is compressed and transported in high pressure pipelines to various parts of the country, where it is distributed over medium pressure lines. This connection between the high and medium pressure lines is made by Gas Regulation and Metering Stations (GRMS), being one of these stations the focus of the work carried out. Pressure reduction is associated with a drop in temperature that must be compensated by pre-heating the Natural Gas, preventing it from having negative temperatures downstream of the station and preventing damage to the equipment.

The thermodynamic performance of the GRMS of Carregado pre-heating module is evaluated through the development of a numerical model in the Engineering Equation Solver (EES) software. The pressure and temperature values of the Natural Gas at the inlet of the station is considered constant and a permanent operating regime is also assumed. Two temperature set-points in the boilers and different temperatures of Natural Gas at the exit of the station are also analysed. The energy gain in the Lower Calorific Power (LCP) associated with the supply of Natural Gas at the considered outlet temperatures is also calculated.

It was concluded that there were significant energy and economic savings in the choice of boiler operating temperature. These savings are about 3% for flow regime no. 1 and about 1.4% for flow regimes no. 2 and no. 3, reaching values up to € 12352,9 per year in the case of flow regime no. 1, up to 6078,15 € per year in the case of flow regime no. 2 and up to 4022.05 € per year in the case of flow regime no. 3. The earnings in the LCP value were residual for the studied temperatures, taking the maximum value of 0,36%.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Engenheiro António Pereira pela possibilidade de poder realizar esta dissertação na empresa Pcv – Equipamentos e Soluções de Gás Natural, Lda. Gostaria também de agradecer aos outros colaboradores da empresa por todo o apoio prestado e boa disposição demonstrada ao longo destes meses.

Gostaria também de agradecer ao Prof. Szabolcs Varga por toda a disponibilidade e orientação dada no decorrer do presente trabalho. Agradecia também, aos demais docentes da FEUP que de algum modo me apoiaram na realização do trabalho, ou que contribuíram para o seu sucesso. Uma última palavra aos colegas e funcionários da faculdade que também tiveram um contributo na minha formação, quer como aluno quer como cidadão.

Agradeço profundamente à minha família, em especial ao meu pai, por todas as oportunidades proporcionadas e que tiveram impacto na pessoa que sou hoje.

Finalmente, gostaria também de deixar um agradecimento aos meus amigos, em especial à Maria, por todos os momentos de amizade, motivação e paciência, e que sem eles, não seria possível a conclusão deste percurso académico.

Índice

Resumo.....	iii
Abstract.....	iv
Agradecimentos.....	v
Índice.....	vii
Índice de figuras.....	ix
Índice de tabelas.....	ix
Abreviações.....	x
Nomenclatura.....	xi
1. Introdução.....	1
1.1. Introdução geral.....	1
1.2. Processo de pré-aquecimento.....	1
1.3. PCV - Equipamentos e Soluções de Gás Natural, Lda.	2
1.4. Objetivos do trabalho desenvolvido.....	2
1.5. Estrutura do Relatório.....	3
2. Estado de arte.....	4
2.1. Notas históricas da evolução da utilização do gás natural.	4
2.2. Composição do Gás Natural.....	4
2.3. Contexto económico e aplicações do Gás Natural.....	5
2.4. Complementaridade do Gás Natural na Produção Elétrica Renovável.....	7
2.5. Central Termoelétrica do Carregado e Central Termoelétrica do Ribatejo.....	8
2.6. Estação de regulação e medição de Gás (ERMG) do Carregado.....	9
2.7. Módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado.....	9
2.7.1. Caldeiras.....	10
2.7.2. Bombas de Circulação.....	12
2.7.3. Permutadores de calor.....	14
3. Elaboração do modelo matemático em EES.....	16
3.1. Grupo I - Caldeiras e Queimadores.....	16
3.2. Grupo II - Conjunto de bombas de circulação.....	18
3.3. Grupo III - Permutadores de calor.....	20
3.4. Grupo IV - Perdas Térmicas.....	21
3.5. Cálculo do PCI do GN em função das temperaturas de saída da ERMG.....	22
4. Resultados do trabalho efetuado.....	24

4.1.	Análise dos resultados por regimes de caudal	24
4.1.1.	Regime de caudal nº1	25
4.1.2	Regime de caudal nº2.....	27
4.1.3	Regime de caudal nº3.....	29
4.2.	Estudo económico na escolha dos “ <i>set-points</i> ”	32
4.2.1.	Regime de caudal nº1	32
4.2.2.	Regime de caudal nº2.....	33
4.2.3.	Regime de caudal nº3.....	33
4.3.	Análise aos ganhos de PCI.....	34
5.	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.....	35
Anexo A:	Declaração de rendimento Vitoplex 200	36
Anexo B:	Print do Catálogo Vitoplex 200.....	37
Referências Bibliográficas	38

Índice de figuras

Figura 1 - Consumo final de GN por setor de atividade [14].	6
Figura 2 - Consumo mundial de GN em 10^5 de m^3 [15].	6
Figura 3 - Esquema da central térmica de ciclo combinado do Ribatejo [22]	8
Figura 4 - Esquema do módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado	9
Figura 5 - Diagrama de fluxos numa caldeira.	10
Figura 6 - Esquema de uma caldeira piro-tubular [24].	11
Figura 8 - Distinção esquemática entre caldeiras de condensação e não condensação [25].	11
Figura 7 - Esquema de uma caldeira aquotubular [24].	11
Figura 9 - Caldeira Vitoplex 200 SX2A, Potência nominal: 1600kW [26].	12
Figura 10 - Diagrama de fluxos numa bomba	12
Figura 11 - Esquemas de rotores: a) radial b) misto c) axial [28].	13
Figura 12 - Associação de bombas em série(esquerda) e em paralelo (direita) [30].	13
Figura 13 - Bomba de circulação da ERMG do Carregado Ref: TP 80-110/4 A-F-A-BQQE [32].	14
Figura 14 - Diagrama de fluxos no permutador.	14
Figura 16 - Fotografia de um permutador de carcaça e tubo, sem carcaça [35].	15
Figura 15 - Esquema de um permutador de carcaça e tubo [34].	15
Figura 17 - Rendimento das caldeiras para "set-points" de 75°C e 80°C [36].	18
Figura 18 - Gráfico do caudal necessário de MEG em função da temperatura de saída do GN e "set-points" de temperatura das caldeiras	24
Figura 19 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os "set-points" de 75°C e 80°C em função da temperatura do GN à saída da estação	25
Figura 20 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os conjuntos de "set-points" de 80°C e 80 e 75°C em função da temperatura do GN à saída da estação para o regime n-2.	27
Figura 21 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os conjuntos de "set-points" de 80°C e 80 e 75°C em função da temperatura do GN à saída da estação para o regime n-3.	30

Índice de tabelas

Tabela 1 - Percentagens da composição molar do GN por componente[7]	4
Tabela 2 - Composição Molar do GN por origem[10].	5
Tabela 3 - Emissões de CO ₂ e PCI por combustível [12].	5
Tabela 4- Consumo de energia primária, em Portugal, por tipo de fonte em 2000, 2007 e 2016 [13]	7
Tabela 5 - Curva da instalação e funcionamento das bombas para a circulação com uma caldeira	19
Tabela 6 -Curva da instalação e funcionamento das bombas para a circulação com duas caldeiras.	19
Tabela 7 - Perdas térmicas com e sem isolamento.	22
Tabela 8 - Tabela dos resultados para o regime de caudal nº1 e "set-point" de 80°C	25
Tabela 9 - Tabela dos resultados para o regime de caudal nº1 e "set-point" de 75°C	26
Tabela 10 - Tabela dos resultados para o regime nº2 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C	28
Tabela 11 - Tabela dos resultados para o regime nº2 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C e 75°C	28
Tabela 12 - Tabela dos resultados para o regime nº3 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C	30
Tabela 13 - Tabela dos resultados para o regime nº3 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C e 75°C.	31
Tabela 14 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do "set-point" para o regime nº1	32
Tabela 15 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do "set-point" para o regime nº2	33
Tabela 16 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do "set-point" para o regime nº3	33
Tabela 17 - Tabela de resultados dos ganhos no PCI	34

Abreviações

EES – *Engineering Equation Solver*

ERMG – Estação de Regulação e Medição de Gás Natural

GN – Gás Natural

GNL – Gás Natural Liquefeito

GPL – Gás de Petróleo Liquefeito

GRMS – Gas Regulating and Metering Station

LCP – Lower Calorific Power

MEG – Mistura de Etilenoglicol

NTU – Number of Transfer Units

PCI – Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]

TER – Termoelétrica do Ribatejo

Nomenclatura

\dot{Q}_{GN} - Calor necessário para aquecer o Gás Natural [kW]

$\dot{Q}_{out,cald}$ - Potência fornecida pela caldeira [kW]

$\dot{Q}_{out,queim}$ - Potência calorífica fornecida pelo queimador [kW]

\dot{Q}_{perdas} - Calor perdido nas tubagens e no permutador [kW]

\dot{V}_{GN} - Caudal Volúmico normalizado de Gás Natural [m³(N)/h]

$\dot{V}_{MEG,1}$ - Caudal volúmico da mistura de etilenoglicol que circula na caldeira 1 [m³/h]

$\dot{V}_{MEG,2}$ - Caudal volúmico da mistura de etilenoglicol que circula na caldeira 2 [m³/h]

$\dot{V}_{MEG,total}$ - Caudal volúmico total da mistura de etilenoglicol [m³/h]

\dot{V}_{MEG} - Caudal volúmico da mistura de etilenoglicol [m³/h]

\dot{m}_{Ar} - Caudal mássico de ar [kg/s]

\dot{m}_{FG} - Caudal mássico de gás consumido no queimador [kg/s]

\dot{m}_{MEG} - Caudal mássico da mistura de etilenoglicol [kg/s]

\dot{m}_{gc} - Caudal mássico dos gases de combustão [kg/s]

$P_{GN,ent}$ - Pressão de Entrada do Gás Natural na Estação [Bar]

$P_{GN,sai}$ - Pressão de Saída do Gás Natural da Estação [Bar]

$T_{GN,ent}$ - Temperatura de Entrada do Gás Natural na Estação [°C]

$T_{GN,sai}$ - Temperatura de Saída do Gás Natural da Estação [°C]

ΔT_{MEG} - Diferença de temperatura da mistura de etilenoglicol [°C]

ΔT_{GN} - Diferença de temperatura do Gás Natural na estação [°C]

cp_{GN} - Calor específico a pressão constante do Gás Natural [kJ/kg·K]

cp_{MEG} - Calor específico a pressão constante da mistura de etilenoglicol [kJ/kg·K]

$\eta_{caldeira}$ - Rendimento da caldeira [%]

μ_{GN} - Coeficiente de *Joule-Thomson* do Gás Natural [K/Bar]

$\rho_{MEG,médio}$ - Valor médio da densidade da mistura de etilenoglicol [kg/m³]

ρ_{GN} - Densidade normalizada do Gás Natural [kg/m³(N)]

1. Introdução

1.1. Introdução geral

A eficiência energética e sustentabilidade são temas assíduos nas agendas dos governos e das empresas. Seja por razões económicas seja por razões ambientais, cabe então a estes intervenientes a responsabilidade de fazer face a estes desafios, tornando-os prioritários no âmbito das suas mais diversas atividades. Nesse sentido, é necessário o desenvolvimento e implementação de projetos que visem a otimização dos recursos energéticos, atingindo assim uma redução de custos e de emissões de CO₂ e outros poluentes para a atmosfera, e tornando as atividades industriais cada vez mais sustentáveis, tanto a nível económico como a nível ambiental.

Para a concretização destes projetos existem mecanismos de financiamento apropriados, por exemplo provenientes de fundos comunitários[1]. Sendo que uma parte do investimento é financiada pelo setor público, também o setor bancário é capaz de disponibilizar o financiamento restante ou criar produtos financeiros atraentes para as empresas, de modo a criar uma economia energeticamente sustentável. Alguns destes incentivos e apoios financeiros incluem o Programa Operacional Competitividade e Internacionalização (COMPETE 2020), o Programa Operacional Sustentabilidade e Eficiência no Uso dos Recursos (PO SEUR) e ainda os Programas Operacionais Regionais (PO Regionais). No entanto, por diversos motivos, nomeadamente a falta de informação, nem sempre é possível às empresas tirarem partido destes mecanismos de apoio[2]. É então essencial que as empresas, ou as entidades que as representam, procurem obter as informações necessárias sobre a legislação e elegibilidade a concursos deste tipo, de modo a poderem usufruir de tais benefícios, tornando assim a sua atividade mais sustentável a nível ambiental e ao mesmo tempo competitiva no mercado.

1.2. Processo de pré-aquecimento

Uma grande maioria dos gases sofre uma diminuição de temperatura quando é expandido adiabaticamente. Este princípio termodinâmico é conhecido por efeito de Joule-Thomson[3]. O fenómeno foi comprovado quando, em 1852, os dois cientistas forçaram ar comprimido por um pequeno orifício, observando que a sua temperatura tinha diminuído.

Numa rede de distribuição de Gás Natural, este é transportado em estado comprimido para reduzir as perdas associadas e maximizar a quantidade de gás transportado por unidade de tempo. Numa rede de distribuição de GN existem assim postos de redução de pressão que fazem a ligação entre as linhas de alta e média pressão, conhecidos por Estação de Regulação e Medição de Gás (ERMG). Na estação em estudo, a ERMG do Carregado, a diferença das linhas de alta para média pressão é cerca de 40 Bar, o que pode resultar numa queda de temperatura na ordem dos 30°C. Uma vez que a temperatura média de entrada do gás na estação é cerca de 10°C, tal redução na temperatura resultaria em temperaturas negativas nas tubagens e nos equipamentos a jusante da estação. Dado

que as temperaturas negativas favorecem a condensação e congelamento da água presente no ar envolvente, processo que pode levar aos danos dos equipamentos utilizados, torna-se essencial aquecer o GN anteriormente à sua expansão, de modo a evitar que a temperatura do gás após a expansão seja inferior a 0°C.

1.3.PCV - Equipamentos e Soluções de Gás Natural, Lda.

Fundada em 2004, a PCV–Equipamentos e Soluções de Gás Natural, Lda garante a fiabilidade e a qualidade em tecnologias de Controlo, Regulação e Medição de gases corrosivos e não-corrosivos. Tem assim um reconhecido conhecimento e experiência comprovada na área de equipamentos e soluções integradas para o mercado português na área da distribuição do GN. A empresa mantém relações comerciais privilegiadas com um conjunto alargado de fornecedores, nomeadamente, empresas internacionais como a Honeywell e RMG. Estas parcerias viabilizam uma abordagem profissional e eficaz a cada projeto, desde o momento da conceção até ao final da vida útil dos equipamentos.

A PCV dispõe de um conjunto alargado de equipamentos de regulação, medição, filtragem, aquecimento, controlo e análise de gases para clientes industriais e concessionárias de gás natural. Como prestador de serviços, assegura, através da sua equipa técnica altamente qualificada, uma vasta gama de serviços. Serviços estes que contam com assistência técnica, consultoria, calibração de equipamentos, formação e ainda manutenção de equipamentos. No seu portefólio de projetos elaborados constam, como clientes, grandes empresas nacionais, tais como a REN e a GALP. Classificada como Pequena e Média Empresa (PME), a organização da PCV é feita através dos departamentos administrativo, comercial, financeiro e técnico.

Aquando do desenvolvimento da presente dissertação, a empresa levava a cabo um projeto para a empreitada de remodelação do sistema de aquecimento da ERMG que abastece a Termoelétrica do Ribatejo, localizada no Carregado. É, então, no âmbito deste projeto que o presente trabalho se insere, confirmando a vontade, por parte da PCV, em ver os seus trabalhos atingirem padrões de eficiência cada vez mais elevados.

1.4.Objetivos do trabalho desenvolvido

Os objetivos desta dissertação passam então, numa primeira fase, por realizar uma análise individual detalhada aos componentes do módulo de pré-aquecimento da ERMG, sob o ponto de vista energético e mássico. Posteriormente, é analisado o sistema de uma forma geral e o desempenho dos componentes individuais quando integrados no sistema.

Para tal, é desenvolvido um modelo do sistema de aquecimento de GN através do software *Engineering Equation Solver* (EES). Aplicando no programa as equações termodinâmicas pelas quais os componentes se regem, é possível determinar e calcular

os parâmetros da instalação. Parâmetros estes que podem ser, entre outros, caudais, consumos, rendimentos e temperaturas. Desta forma, torna-se possível avaliar as características da instalação e melhor entender o seu impacto no cenário energético do módulo.

De forma a simplificar o problema foi também adotada uma abordagem por regimes de caudais, considerando três valores de caudal de entrada de GN na ERMG, com o objetivo de determinar quais as variáveis, e por consequência, os componentes que limitam o funcionamento da instalação para cada valor de caudal. Prevê-se que as variáveis limitadoras do sistema sejam a potência trocada no permutador, a potência gerada nas caldeiras e o caudal de fluido quente. Não esquecendo ainda que existe uma temperatura mínima de retorno à caldeira definida pela tipologia da mesma.

1.5. Estrutura do Relatório

A dissertação está organizada em 5 capítulos. O presente capítulo serve de contextualização do trabalho realizado contando com uma introdução geral ao tema e abordando também o processo de pré-aquecimento. É também introduzida a empresa que proporcionou esta dissertação e mencionados os objetivos da mesma.

No Capítulo 2, apresentam-se dados relativos ao GN, abordando também o enquadramento atual do GN e as suas aplicações. É ainda feita uma descrição do funcionamento da ERMG do Carregado e dos componentes da mesma.

No Capítulo 3, são apresentados o modelo numérico elaborado e o software EES, bem como as equações termodinâmicas pelas quais se regem os seus componentes.

No Capítulo 4, são apresentados e analisados os resultados da simulação da instalação, fazendo também alguns comentários ao funcionamento da mesma.

Por fim, o Capítulo 5 aborda as principais conclusões e apresenta sugestões de futuros trabalhos relacionados com o tema.

2. Estado de arte

2.1. Notas históricas da evolução da utilização do gás natural.

O gás natural começou a ser comercializado na antiga China há cerca de 2400 anos atrás. O gás era obtido em poços pouco profundos e transportado em canas de bambu. Depois era utilizado na produção de sal a partir de água salgada, recorrendo a evaporadores alimentados a gás. Mais tarde, em 1821, foi construído o primeiro furo, com o objetivo de extração de gás natural e posterior distribuição em Fredonia, EUA. No entanto, dada a precariedade da rede de distribuição, não havia mecanismos fiáveis que fizessem o transporte de gás de forma segura, impedindo o seu uso para aquecimento e cozinha, restringindo-se então à iluminação pública. Foi apenas na década de 50 do séc. XX, depois da segunda guerra mundial, que começou a exploração do gás natural em grande escala, devido aos avanços tecnológicos da época que permitiram assim a construção de redes de distribuição seguras e de grande alcance [4]. A partir do momento em que as redes de transporte e distribuição se expandiram, a indústria e as centrais térmicas passaram a ser clientes de referência do gás natural. Atualmente, cerca de 23% da energia elétrica produzida mundialmente utiliza o GN como fonte de combustível [5], contribuindo para este facto a utilização da tecnologia do ciclo combinado. Em centrais que utilizam esta tecnologia de produção de eletricidade, o rendimento da produção é significativamente superior ao das centrais convencionais [6].

2.2. Composição do Gás Natural

O gás natural é um combustível fóssil classificado como fonte de energia não renovável. A sua composição consiste numa mistura gasosa de diversos hidrocarbonetos. O GN é um produto da decomposição e compressão de materiais orgânicos que são acumulados ao longo de milhares de anos em jazidas subterrâneas. A sua composição varia consoante a origem, mas tipicamente é formado por Metano (CH_4) e Etano (C_2H_6), com pequenas percentagens de Propano (C_3H_8), Butano (C_4H_{10}), outros alcanos ($\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$), Dióxido de Carbono (CO_2) e Azoto (N_2). A composição dos componentes secos do gás natural é representada na Tabela 1.

Tabela 1 - Percentagens da composição molar do GN por componente[7]

Componentes	Mol (%)
CH_4 (Metano)	78,2-100
C_2H_6 (Etano)	0,2-10,7
C_3H_8 (Propano)	< 3,3
C_4H_{10} (Butano)	< 0,6
C_5H_{12} (Pentano)	< 0,1
N_2 (Nitrogénio)	< 19,2
CO_2 (Dióxido de Carbono)	< 6,1

Em Portugal, o GN pode ser fornecido por duas vias diferentes, o gasoduto europeu do Magreb e o terminal de gás natural liquefeito (GNL) de Sines [8]. O GN fornecido através do gasoduto europeu do Magreb é oriundo de países do Norte de África. O GN que chega do terminal GNL de Sines entra no país por via marítima [9]. Uma vez que o GN tem origens distintas a sua composição pode variar. A Tabela 2 mostra as composições médias do GN consoante o seu ponto de entrada em território nacional [10].

Tabela 2 - Composição Molar do GN por origem[10].

Componente	% Molar	
	Magreb	Terminal GNL
Metano	87,885	92,215
Etano	8,056	4,841
Propano	1,378	2,111
i-Butano	0,108	0,36
n-Butano	0,158	0,381
i-Pentano	0,022	0,018
n-Pentano	0,018	0,003
n-Hexano	0,02	0
Nitrogénio	1,088	0,071
CO ₂	1,266	0

2.3. Contexto económico e aplicações do Gás Natural

O consumo de gás natural tem vindo a aumentar todos os anos [11], isto pode ser justificado pelo facto da queima do GN ser mais limpa e eficiente quando comparada a outros combustíveis fósseis, como por exemplo o fuelóleo ou o gasóleo[12], libertando menos CO₂ para a atmosfera e possuindo mais energia. Observando a Tabela 3 é possível concluir que o GN é o combustível com menor fator de emissão (kg de CO₂ emitidos por GJ) e maior Poder Calorífico Inferior (PCI), unidade que retrata a energia libertada por kg de combustível queimado. Por consequência, é o combustível fóssil economicamente mais rentável uma vez que, por emitir menos CO₂ por unidade de energia, é menos afetado pelo imposto do carbono[13]. Esta vantagem económica aliada ao seu conteúdo energético faz deste combustível o mais atrativo para fins de exploração.

Tabela 3 - Emissões de CO₂ e PCI por combustível [12]

Combustível	Fator de emissão (kg CO ₂ e/GJ)	PCI (MJ/kg)
GPL	63	46,7
Gás Natural	56,1	47,5
Fuelóleo	77,3	40,2
Coque de petróleo	97,5	31,8
Gasóleo	74	42,8

Em Portugal, o Gás Natural é destinado aos sectores do comércio e residencial (confeção de alimentos, aquecimento de águas quentes sanitárias e climatização), indústria (matéria prima em alguns processos, produção de energia térmica, química e eletricidade) e do setor dos transportes(Figura 1) [8].

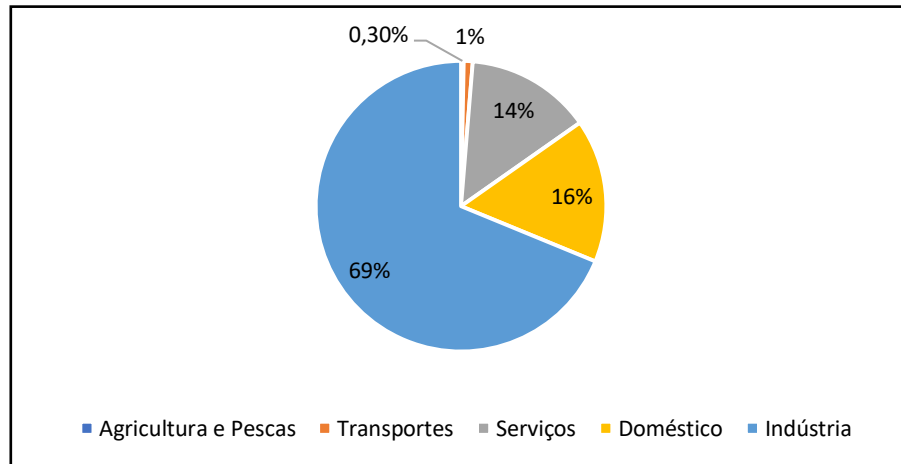


Figura 1 - Consumo final de GN por setor de atividade [14].

Para melhor compreensão da importância do Gás Natural no cenário energético Português e mundial são apresentadas a Figura 2 e a Tabela 4. Analisando a Figura 2 verifica-se que o consumo mundial de GN cresceu cerca de 70% num período de 20 anos, comprovando assim o aumento da relevância do GN no contexto global[14, 15].

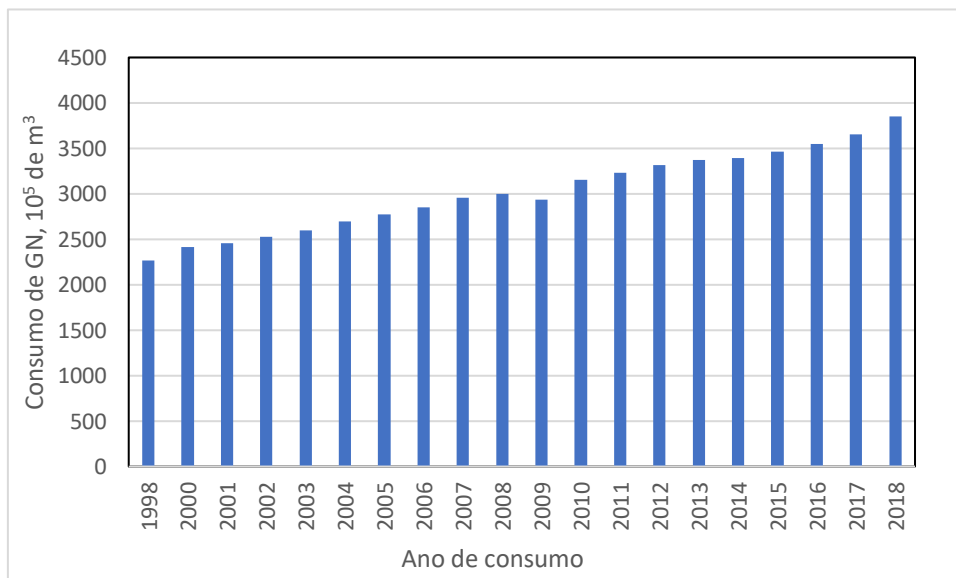


Figura 2 - Consumo mundial de GN em 10⁵ de m³ [15]

A nível nacional, mostra ainda a Tabela 4 a evolução do consumo de GN ao longo dos últimos anos, “conquistando terreno” ao petróleo como energia primária.

Tabela 4- Consumo de energia primária, em Portugal, por tipo de fonte em 2000, 2007 e 2016 [13]

Anos	Carvão (%)	Petróleo (%)	Gás Natural (%)	Eletricidade (saldo Importador) (%)	Resíduos Industriais (não renováveis) (%)	Energias renováveis (%)	Total (%)
2000	15,1	61,6	8,2	0,3	0,3	14,4	100
2007	11,4	53,5	15,1	2,5	0,5	17,0	100
2016	13,1	42,2	20,0	-2,0	1,0	25,7	100

O gás natural é utilizado, em grande escala, para a produção de eletricidade em centrais térmicas de cogeração e de ciclo combinado. Além disso, é adequado para responder aos picos de consumo na rede elétrica de um país. Esta característica faz do gás natural um parceiro ideal para um cenário de produção elétrica que utiliza centrais hídricas, eólicas e solares para a sua produção, conseguindo colmatar a necessidade das horas de maior consumo [16], tendo assim um papel preponderante na transição energética.

A nível doméstico, o GN é um combustível conveniente para confeção de alimentos e aquecimento [17], sendo usado também em sistemas de aquecimento central com recurso a caldeiras. No setor dos transportes, é uma alternativa limpa e barata comparativamente ao uso de gasolina. No final de 2014 havia cerca de 20 milhões de veículos a funcionar a GN, muito devido ao facto da fácil adaptação dos motores de combustão interna. Na indústria, o GN também pode ser utilizado na produção de fertilizantes e de hidrogénio, bem como na produção de energia elétrica e térmica para várias indústrias de pequena escala.

2.4. Complementaridade do Gás Natural na Produção Elétrica Renovável

É esperado que até 2050, a eletricidade gerada na União Europeia seja cerca de 80% proveniente de fontes renováveis[18]. Apesar das energias renováveis representarem um baixo risco no agravamento da situação ambiental, têm a desvantagem de serem altamente dependentes das condições climáticas e não conseguem satisfazer picos de consumo da rede. Por outro lado, a produção elétrica por via de GN é capaz de satisfazer a procura a curto prazo da rede, mas com um determinado custo associado, seja ele financeiro ou ambiental[19]. Considerando então que até no eventual caso de se atingir energia elétrica produzida 100% a partir de energias renováveis, existirão sempre desfazamentos entre a procura e oferta de eletricidade [20]. Por exemplo, no caso da energia solar, apenas durante o dia haverá produção e no caso da energia hídrica a produção será mais escassa nos meses de pouca chuva. É preciso então que haja uma boa gestão destas duas formas de produção elétrica, tendo como prioridade o compromisso entre as emissões de carbono e o custo final, suportado, à partida, pelo consumidor. Neste

2.6. Estação de regulação e medição de Gás (ERMG) do Carregado

Uma Estação de Regulação e Medição de Gás (ERMG) é responsável pela ligação entre as linhas da rede de alta pressão (até cerca de 84bar) e as linhas de pressão média (cerca 34bar). As ERMG fornecem os consumidores locais e industriais, no entanto, esta estação em particular abastece a central termoelétrica do Ribatejo[23].

As ERMG têm como principais funções a medição do fluxo de gás para fins de contabilização, a odorização obrigatória do gás e a redução da pressão para a pressão de operação dos sistemas de distribuição. Para tal, consideram-se como componentes principais da estação a entrada e saída do GN, o módulo de filtragem, o módulo de pré-aquecimento, o módulo de regulação de pressão, o módulo de medição e ainda o sistema de odorização. No trabalho presente apenas foi analisado o módulo de pré-aquecimento da estação.

2.7. Módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado

Na Figura 4 é representado esquematicamente o módulo de pré-aquecimento da ERMG do carregado. Este módulo de pré-aquecimento utiliza água quente num circuito fechado que troca calor com o GN que chega à estação, através de um permutador de calor. A água é circulada por três bombas centrífugas (Bomba 1-3) montadas em paralelo.

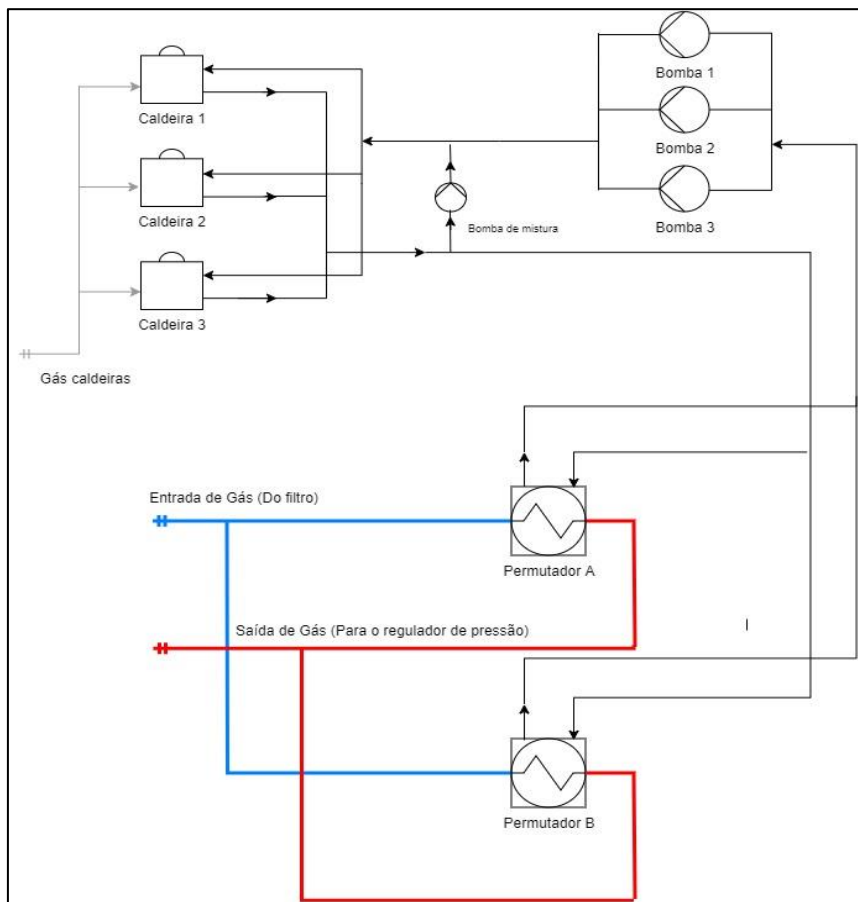


Figura 4 - Esquema do módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado

Uma das três bombas é apenas utilizada no caso de alguma das outras falhar ou necessitar de manutenção.

Para fornecer energia térmica ao circuito de água, existem três caldeiras a gás que funcionam fora do regime de condensação. O gás que alimenta as caldeiras é o próprio GN que atravessa a estação, depois de ser devidamente tratado e regulado. Como no caso das bombas, uma das três caldeiras entrará em funcionamento apenas quando qualquer uma das outras falhar ou necessitar de manutenção. Uma vez que as caldeiras selecionadas não permitem condensação dos gases de combustão, é fundamental garantir uma temperatura mínima de retorno da água. Existe então um sistema de “by-pass” entre as tubagens de retorno e de ida e que recorre a uma bomba centrífuga para misturar a água fria (proveniente do permutador) e água quente (proveniente da caldeira). O “by-pass” é ativado quando a temperatura de retorno for inferior a 60°C, valor definido pelo fabricante das caldeiras. A bomba faz circular a água que sai das caldeiras a uma temperatura superior e mistura-a com a água de retorno, fazendo com que a água que chega às caldeiras tenha a temperatura indicada para o correto funcionamento das mesmas. A transferência de calor do circuito de água para o circuito de GN é feita com recurso a dois permutadores de calor tubulares e verticais. São instalados dois permutadores (A e B) para que haja redundância no circuito, mantendo em funcionamento a estação no caso de avarias no caso de manutenção.

Nas próximas secções, apresentam-se os componentes tipicamente utilizados em sistemas de aquecimento de Gás Natural em ERMGs.

2.7.1. Caldeiras

De um modo geral, uma caldeira é um permutador de calor que utiliza os gases provenientes da queima de um combustível para aquecer um fluido (normalmente água, Figura 5). As caldeiras podem ser classificadas com base na sua construção: piro-tubulares e fluidotubulares. Nas piro-tubulares, os tubos em que circulam os gases de escape estão imersos no fluido que se pretende aquecer (Figura 6). Nas fluidotubulares, os gases quentes escoam em redor dos tubos por onde circula o fluido a aquecer (Figura 8). Além das características de construção as caldeiras podem ser classificadas pelo combustível utilizado, a natureza do fluido a aquecer, a potência térmica nominal, a capacidade,

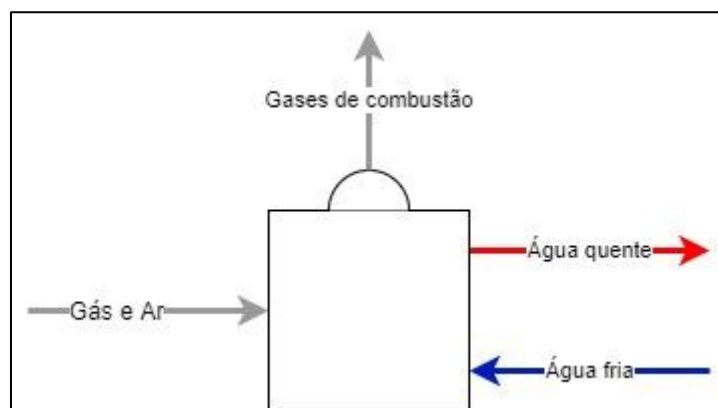


Figura 5 - Diagrama de fluxos numa caldeira.

número de passagens e ainda alguns parâmetros de funcionamento como pressão e temperatura [24].

Existe ainda uma outra distinção a ser feita e que tem a ver com o facto da caldeira permitir ou não a condensação da água presente nos gases provenientes da combustão [25] (Figura 7). O tipo de caldeiras existentes na ERMG do Carregado é do tipo que funciona sem condensação, também conhecidas como caldeiras convencionais. As caldeiras são do fabricante Viessmann e modelo Vitoplex 200 SX2A (Figura 9), com potência nominal de 1600 kW [26]. Utilizam queimadores a gás do fabricante Weishaupt cuja referência é WM-G30/1-A/ZM-LN [27]. Os queimadores têm incorporado um motor elétrico sem variador de frequência e com potencia nominal de 7.2 kW, este motor tem como objetivo direcionar a chama para a câmara de combustão da caldeira. Estas caldeiras

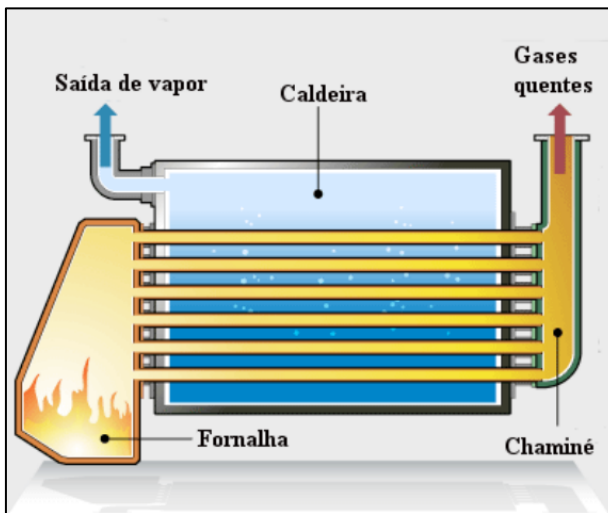


Figura 7 - Esquema de uma caldeira pirotubular [24].

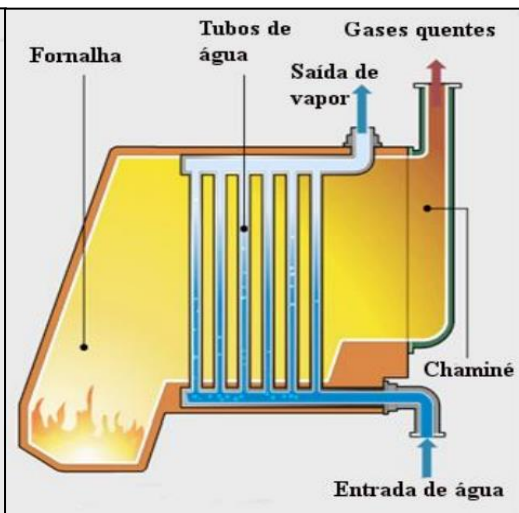


Figura 6 - Esquema de uma caldeira aquotubular [24].

não aproveitam o calor latente da água proveniente dos gases de escape e é por isso necessário que a temperatura da água de retorno seja superior ao ponto de orvalho da água contida nos gases de escape. Em caso de condensação dos gases no interior da caldeira causará a corrosão no interior da câmara de combustão, sendo que esta não foi fabricada para tal. Por esta razão fica clara necessidade do uso da bomba de mistura.

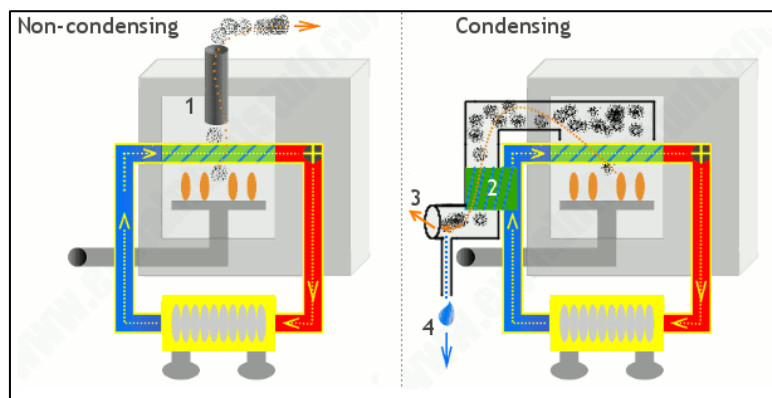


Figura 8 - Distinção esquemática entre caldeiras de condensação e não condensação [25].

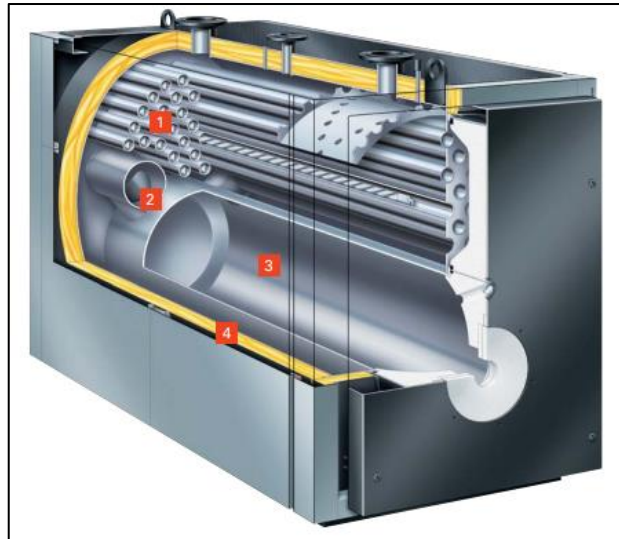


Figura 9 - Caldeira Vitoplex 200 SX2A, Potência nominal: 1600kW [26].

2.7.2. Bombas de Circulação

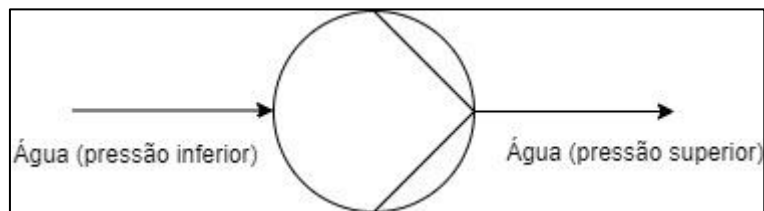


Figura 10 - Diagrama de fluxos numa bomba

As bombas convertem energia mecânica em energia hidráulica, aumentando para isso a pressão estática do fluido (Figura 10). Existem então três motivos pelos quais é necessário elevar a pressão estática do fluido a circular: altura estática, perdas por fricção e pressão do circuito. A altura estática prende-se com o transporte de um fluido para uma cota superior. As perdas por fricção acontecem sempre que um fluido circula num sistema de tubagens, onde existirão perdas causadas por atrito, que dependem não só da viscosidade e densidade do fluido, mas também da velocidade do mesmo. É por vezes necessário aumentar a pressão dum fluido para fazê-lo circular por um compartimento pressurizado, como pode ser o caso de uma caldeira [28]. As bombas podem ser classificadas segundo dois principais grupos: hidrostáticas e hidrodinâmicas. No caso das bombas hidrostáticas, a transferência de energia para o fluido é conseguida pela aplicação de uma força a um determinado volume de fluido através de um pistão ou êmbolo. Nas bombas hidrodinâmicas, a energia é transferida continuamente ao fluido pelo movimento de um elemento rotativo (rotor). No caso de um circuito de águas, o que se pretende é impor um caudal ao circuito e para isso utiliza-se uma bomba hidrodinâmica. Dentro do conjunto das bombas hidrodinâmicas, estas podem ser classificadas em função da posição do seu rotor (Figura 11). Existem então as bombas axiais, radiais ou centrífugas e mistas. A sua principal diferença prende-se no facto das bombas radiais ou centrífugas imporem o movimento do fluido perpendicularmente ao seu eixo de rotação e as do tipo axial fazerem-no de forma paralela ao eixo de rotação. Com uma bomba radial, consegue-se

elevada altura manométrica, mas baixo caudal, pelo contrário as bombas axiais são capazes de elevados caudais, mas baixa altura manométrica. As bombas do tipo misto conjugam as características das bombas radiais e axiais.

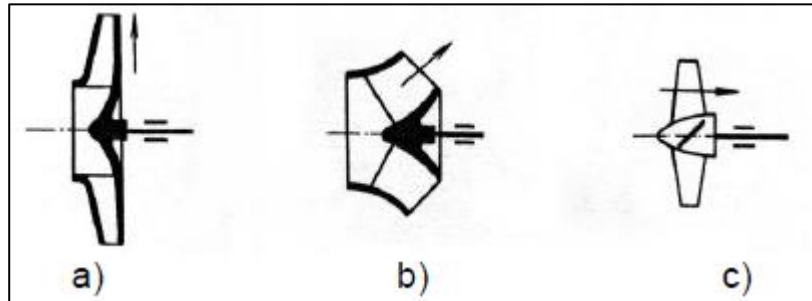


Figura 11 - Esquemas de rotores: a) radial b) misto c) axial [28].

Além disso, as bombas também podem ser instaladas em associação com outras. Tipicamente, se o objetivo for aumentar o caudal disponível opta-se por uma montagem em paralelo, somando os caudais conseguidos pelas bombas individualmente. Se o objetivo for aumentar a carga que se pretende vencer faz-se uma montagem em série, somando as alturas manométricas das bombas[29, 30] A Figura 12 ilustra as curvas resultantes das bombas quando associadas nas duas configurações acima referidas.

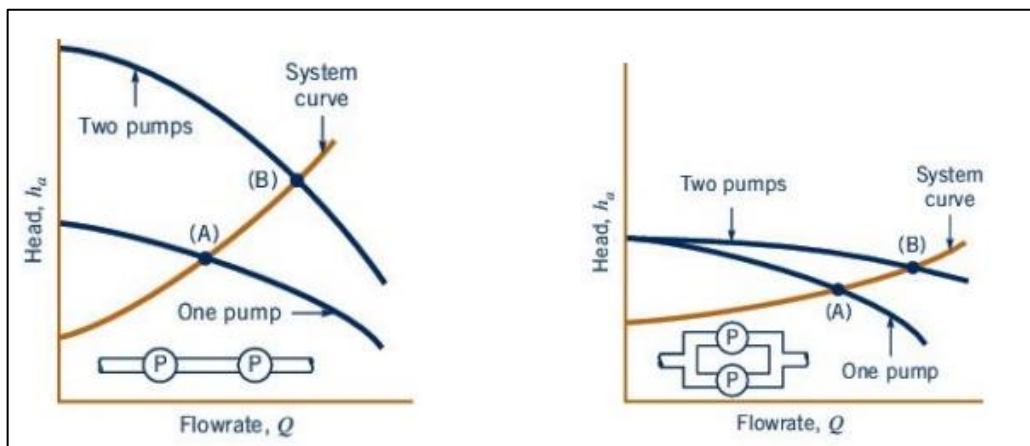


Figura 12 - Associação de bombas em série(esquerda) e em paralelo (direita) [30].

Na instalação em estudo, por ter perdas de carga significativas, induzidas principalmente pela circulação da água pelas válvulas, permutadores e caldeiras[31], recorre-se ao uso de bombas centrífugas. As três bombas de circulação utilizadas na ERMG são do fabricante Grundfos e referência é TP 80-110/4 A-F-A-BQQE com potência nominal de 2.2 kW e variador de frequência (Figura 13) [32]. Como as bombas radiais, quando montadas individualmente, não são capazes de assegurar os caudais necessários, estas são normalmente instaladas em paralelo.



Figura 13 - Bomba de circulação da ERMG do Carregado Ref: TP 80-110/4 A-F-A-BQQE [32].

2.7.3. Permutadores de calor

Um permutador de calor destina-se à troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos, a diferentes temperaturas e em contacto térmico, sem que haja, normalmente, fontes externas de energia ou trabalho[33]. Na maioria dos permutadores de calor, os fluidos são separados por uma superfície de transferência de calor sem contacto direto entre eles. Podem ser classificados segundo vários critérios, como processo de transferência, tipologia de construção, número de fluidos ou segundo o arranjo de fluxo que os fluidos descrevem[33].

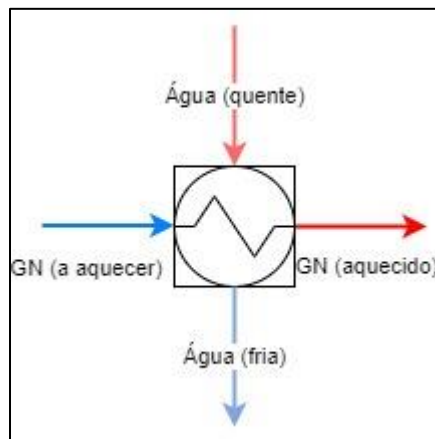


Figura 14 - Diagrama de fluxos no permutador.

Classificando-os pelas suas características construtivas, podem ser consideradas 4 classes distintas:

- Permutadores tubulares;
- Permutadores de placas;
- Permutadores de superfície estendida;
- Permutadores regenerativos.

Outro critério de classificação obtém-se pelo percurso descrito pelos fluidos que atravessam o permutador. Podem-se distinguir então permutadores de:

- Fluxos paralelos;
- Fluxos em contracorrente;
- Fluxos cruzados;
- Fluxos com múltiplas passagens.

Os permutadores utilizados na ERMG do Carregado são do tipo tubulares, nomeadamente de carcaça e tubo e são fornecidos pelo fabricante Calorifer Engineering AG. Quanto ao escoamento, podem ser considerados de múltiplo passe, tendo uma passagem na carcaça e duas passagens na zona tubular (Figura 16,[34]). Esta solução construtiva é adequada a altas pressões como é o caso das linhas de alta-pressão de GN.

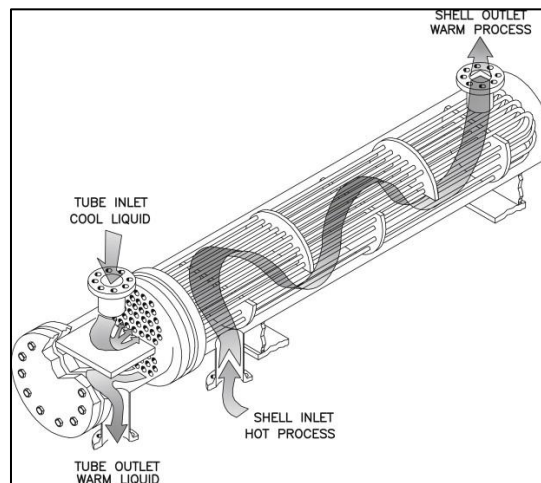


Figura 16 - Esquema de um permutador de carcaça e tubo [34]

Na Figura 15 [35], encontra-se uma fotografia de um permutador semelhante, sem a carcaça.



Figura 15 - Fotografia de um permutador de carcaça e tubo, sem carcaça [35]

3. Elaboração do modelo matemático em EES

Para o desenvolvimento do modelo matemático foi utilizado o software EES. Este Programa de cálculo focado na área de engenharia permite resolver grandes sistemas de equações não lineares e diferenciais, simultaneamente. A grande vantagem do software é o facto de permitir o acesso a propriedades termodinâmicas e propriedades de transferência de calor de inúmeros fluídos e assim determinar as variáveis das quais essas propriedades dependem.

De modo a simplificar o estudo realizado, foram assumidos alguns pressupostos. Foi considerado um regime permanente de funcionamento, não contemplando assim estados de arranque e de transição. As caldeiras podem funcionar com dois “*set-points*” de temperatura: 75°C ou 80°C. Se apenas uma caldeira for necessária, estuda-se o cenário de funcionamento com o “*set-point*” de temperatura a 75°C e a 80°C. Quando forem necessárias duas caldeiras, estuda-se o cenário em que uma caldeira funciona com o “*set-point*” de 75°C e outra com o “*set-point*” de 80°C e o cenário em que as duas caldeiras funcionam com o “*set-point*” de 80°C. Considerou-se também que a temperatura da água à saída do permutador é constante e com o valor de 60°C, este valor foi seleccionado por ser o valor de temperatura mínima de retorno à caldeira. Por ordem da REN, o fluido quente tem de ser uma mistura de água com etilenoglicol (MEG) com 10% em volume e que tem como principal propósito a prevenção de efeitos corrosivos ao longo da instalação. Relativamente ao GN, considerou-se que o valor do coeficiente de *Joule-Thomson*, μ_{GN} , tem o valor constante de 0,649K/bar e as densidades do GN foram calculadas com base em fatores de compressibilidade de misturas de hidrocarbonetos através da calculadora disponível no *website* da *unitrove* [36, 37]. Para o cálculo, foi considerado ainda o valor médio das propriedades, calculadas por sua vez, a partir das composições disponibilizadas pela REN[23]. Foram então considerados 4 grupos de interesse na análise desta instalação. São eles o grupo I, que inclui as caldeiras e os respetivos queimadores, o grupo II, responsável pelo conjunto de bombas de circulação, o grupo III, destinado aos permutadores de calor e, finalmente o grupo IV responsável pelas perdas de calor nas tubagens. Será então abordada a elaboração do modelo concebido nos capítulos seguintes.

3.1. Grupo I - Caldeiras e Queimadores

Na ERMG do carregado, são utilizadas caldeiras convencionais a gás. As caldeiras, responsáveis por fornecer água quente ao permutador de calor, funcionam com dois “*set-points*” de temperatura, sendo que para este estudo foram considerados 75°C e 80°C. Por sua vez, as caldeiras recebem calor proveniente dos queimadores. Os queimadores utilizam o GN como combustível, depois de este ser devidamente tratado e regulado. Cada queimador possui ainda um motor elétrico de 7.2 kW, sem variador de frequência e que tem como propósito o de direccionar a chama para a câmara de combustão.

Assumindo a ótima afinação dos queimadores a potência térmica debitada pelos queimadores pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{out,queim} = \dot{m}_{FG} PCI_{FG} \quad (1)$$

Na eq. (1), $\dot{Q}_{out,queim}$ é a potência calorífica que o queimador fornece, \dot{m}_{FG} é o caudal mássico de gás consumido e PCI_{FG} é o poder calorífico inferior do gás. A partir do catálogo das caldeiras, pode-se calcular o caudal mássico dos gases de combustão, \dot{m}_{gc} .

$$\dot{m}_{gc} = \frac{1,5225}{3600} \times \dot{Q}_{out,queim} \quad (2)$$

A eq. (2) é uma fórmula empírica dada pelo fabricante da caldeira, em que $\frac{1,5225}{3600}$ é uma constante, com as unidades em kg/kJ, $\dot{Q}_{out,queim}$, a potência calorífica fornecida pelo queimador, em kW e o caudal mássico dos gases de combustão, \dot{m}_{gc} , em kg/s [26]. Pela lei da conservação de massa, o caudal mássico de ar consumido, \dot{m}_{Ar} , é dado por:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{FG} + \dot{m}_{Ar} \quad (3)$$

O caudal volúmico do gás consumido \dot{V}_{FG} , por hora, nos queimadores é calculado segundo a seguinte equação:

$$\dot{V}_{FG} = \frac{\dot{m}_{FG}}{\rho_{FG}} \times 3600 \quad (4)$$

Na eq. (4), ρ_{FG} representa a densidade do gás consumido nas caldeiras, sendo um valor médio das densidades do GN, que têm por base as diferentes proveniências do GN, Terminal GNL e Magreb.

As equações do rendimento da caldeira, que relacionam a potência debitada pelo queimador com a potência líquida da caldeira e ainda a carga de utilização da caldeira para os dois “set-points” de temperatura estudados são dadas por:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{Q}_{out,cald}}{\dot{Q}_{out,queim}} \quad (5)$$

$$\eta_{caldeira} = A \times \theta + B \quad (6)$$

$$\theta = \frac{\dot{Q}_{out,cald}}{\dot{Q}_{out,máx}} \quad (7)$$

Em que na eq. (5) $\dot{Q}_{out,cald}$ representa a potência líquida debitada pela caldeira. O rendimento da caldeira foi aproximado pela equação (6) [26, 38] para os “set-point” de 75°C e 80°C, em que A é uma constante com o valor de -4,5714 e B toma o valor de 99,471 para o “set-point” de 75°C e 96,471 para o “set-point” de 80°C. Esta aproximação teve como base a declaração de rendimento da caldeira (Anexo A) e o catálogo da mesma (Anexo B). Foi considerado que o rendimento varia linearmente em função da carga da caldeira, eq. (7), como demonstrado na Figura 17.

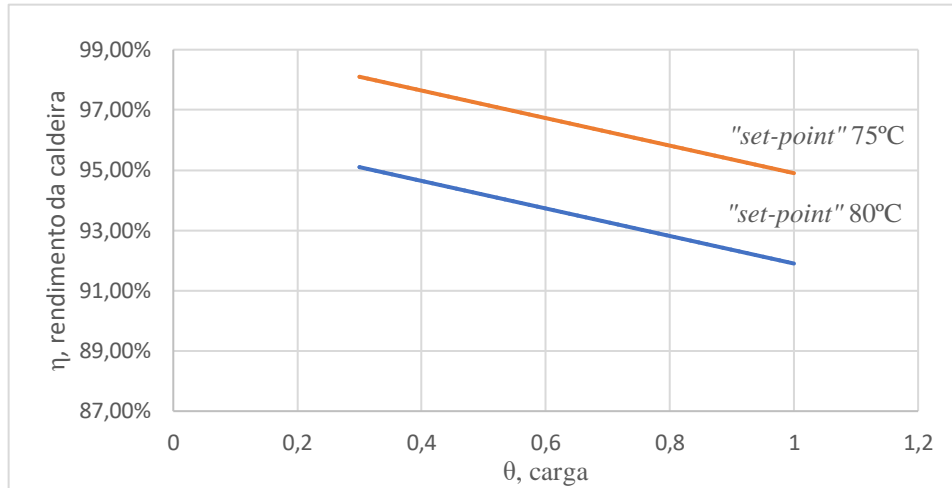


Figura 17 - Rendimento das caldeiras para "set-points" de 75°C e 80°C [36]

Pode-se então afirmar, pela 1ª lei da termodinâmica, que o calor fornecido à mistura de etilenoglicol com água, $\dot{Q}_{out,cald}$ é dado pela equação:

$$\dot{Q}_{out,cald} = \dot{m}_{MEG} \times cp_{MEG} \times \Delta T_{MEG} \quad (8)$$

Na eq. (8) cp_{MEG} é o calor específico a pressão constante da mistura e a uma temperatura média de entrada e saída na caldeira, ΔT_{MEG} é a diferença de temperatura de entrada e saída da caldeira e \dot{m}_{MEG} é o caudal mássico da mistura. O caudal volúmico \dot{V}_{MEG} , por hora, é calculado segundo a equação:

$$\dot{V}_{MEG} = \frac{\dot{m}_{MEG}}{\rho_{MEG,médio}} \times 3600 \quad (9)$$

Na eq. (9), $\rho_{MEG,médio}$ representa a densidade da mistura à temperatura média de entrada e saída da caldeira.

3.2. Grupo II - Conjunto de bombas de circulação

Para a determinação dos pontos de funcionamento das bombas, ou seja, altura manométrica e caudal bombeado, é fundamental conhecer as perdas de carga do circuito que as bombas terão de vencer dependendo da curva característica da instalação, definida pela perda de carga em função do caudal. Sabendo que o circuito pode ter várias configurações, é necessário definir a curva característica da instalação para cada uma das configurações. Conhecendo as curvas características da instalação, calculadas pela PCV numa fase anterior[31], é possível, através do website do fabricante[32], saber os consumos e as frequências de rotação das bombas para os pontos das curvas

características da instalação das duas configurações possíveis. Na Tabela 5 e na Tabela 6 estão representadas, respectivamente, as perdas de carga da instalação, para a circulação com 1 ou 2 caldeiras, bem como os pontos de funcionamento das bombas e os respectivos consumos. Foi analisado sempre o pior cenário possível no cálculo das perdas de carga, considerando para isso a circulação da MEG pelo permutador e caldeiras mais afastados.

Tabela 5 - Curva da instalação e funcionamento das bombas para a circulação com uma caldeira

Caudal (m ³ /h)	H Perdas (m)	nº de bombas	%frequência 100%/50hz	Potência de Consumo (kW)
5	0,137	1	25%	0,062
10	0,293	1	25%	0,068
15	0,467	1	25%	0,074
20	0,660	1	28%	0,098
30	1,100	1	40%	0,217
40	1,612	2	40%	0,384
50	2,197	2	47%	0,581
60	2,855	2	54%	0,837
70	3,586	2	61%	1,162
80	4,389	2	68%	1,571
90	5,265	2	75%	2,07
100	6,213	2	83%	2,669
110	7,235	2	90%	3,389
120	8,328	2	97%	4,27
130	9,495	2	104%	4,7108
140	10,733	2	111%	5,6373

Tabela 6 - Curva da instalação e funcionamento das bombas para a circulação com duas caldeiras

Caudal (m ³ /h)	H Perdas (m)	nº de bombas	%frequência 100%/50hz	Potência de Consumo (kW)
5	0,134	1	25%	0,062
10	0,282	1	25%	0,068
15	0,441	1	25%	0,075
20	0,614	1	27%	0,093
30	0,996	1	40%	0,217
40	1,428	2	38%	0,346
50	1,909	2	44%	0,512
60	2,441	2	51%	0,724
70	3,022	2	57%	0,996
80	3,653	2	63%	1,326
90	4,334	2	70%	1,727
100	5,064	2	76%	2,212
110	5,844	2	83%	2,778
120	6,674	2	89%	3,447
130	7,553	2	96%	4,227
140	8,482	2	100%	4,8

A partir destas tabelas, criam-se linhas de tendência pelas quais é possível determinar, aproximadamente, os consumos de eletricidade das bombas, nos casos de funcionamento de uma ou duas caldeiras. Estas linhas de tendência são dadas pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Cons,bombas} = & -1 \times 10^{-10} \dot{V}_{MEG}^5 + 5 \times 10^{-8} \dot{V}_{MEG}^4 - 6 \times 10^{-6} \dot{V}_{MEG}^3 \\ & + 5 \times 10^{-7} \dot{V}_{MEG}^2 + 7,8 \times 10^{-3} \dot{V}_{MEG} + 9,05 \times 10^{-2} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Cons,bombas} = & -1 \times 10^{-10} \dot{V}_{MEG}^5 + 5 \times 10^{-8} \dot{V}_{MEG}^4 - 5 \times 10^{-6} \dot{V}_{MEG}^3 \\ & + 4 \times 10^{-4} \dot{V}_{MEG}^2 - 5,9 \times 10^{-3} \dot{V}_{MEG} + 7,9 \times 10^{-2} \end{aligned} \quad (11)$$

A eq. (10) representa a linha de tendência do consumo elétrico das bombas, para uma configuração do sistema com uma caldeira em circulação e em que \dot{V}_{MEG} é o caudal volumétrico, em m³/h. Já a eq. (11) representa a linha de tendência do consumo elétrico das bombas, para uma configuração do sistema com duas caldeiras em circulação e em que \dot{V}_{MEG} é o caudal volumétrico, em m³/h. Determinadas as linhas de tendência, consegue-se calcular, aproximadamente, o consumo elétrico praticado pelas bombas, $\dot{W}_{Cons,bombas}$, em kW, em função do caudal que é necessário bombear pelas mesmas. De referir ainda, que para valores de caudal superiores a 120 m³/h o fabricante não fornece os consumos das bombas, então estes valores foram estimados pelas linhas de tendência referentes aos valores de caudal até 120 m³/h.

Na situação de estarem a funcionar duas caldeiras simultaneamente, foi considerado ainda um ajuste na distribuição dos caudais de água pelas mesmas. Uma vez que os percursos são diferentes, o ajuste na distribuição dos caudais garante quedas de pressão iguais para as duas caldeiras. A escolha das caldeiras segue o critério do pior cenário, ou seja, quando o percurso de água é o mais longo possível. Estas perdas de carga foram calculadas anteriormente por um colaborador da PCV [31] e a distribuição dos caudais resultante segue, aproximadamente, de acordo com a expressão:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{V}_{MEG,1}}{\dot{V}_{MEG,2}} = & 8^{-14} \dot{V}_{MEG,total}^6 - 4^{-11} \dot{V}_{MEG,total}^5 + 7^{-9} \dot{V}_{MEG,total}^4 \\ & - 7^{-7} \dot{V}_{MEG,total}^3 + 4^{-5} \dot{V}_{MEG,total}^2 - 1^{-3} \dot{V}_{MEG,total} + 1,118 \end{aligned} \quad (12)$$

Na eq. (12), $\dot{V}_{MEG,total}$ é o caudal volúmico total, $\dot{V}_{MEG,1}$ é o caudal volúmico que circula pela caldeira 1, e $\dot{V}_{MEG,2}$ o caudal volúmico que circula pela caldeira 2, em que todos estes caudais são em m³/h (Figura 4 - Esquema do módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado).

3.3. Grupo III - Permutadores de calor

Dada a complexidade da transferência de calor no permutador, os cálculos foram feitos com base nos pressupostos anteriormente expostos. Foi assumida uma diferença de

temperatura entre a ida e retorno da mistura de etilenoglicol de 15°C e 20°C para os *set-points* de 75°C e 80°C, respetivamente. Ou seja, partindo deste princípio, a água que sairá do permutador terá uma temperatura de 60°C.

Sendo que o propósito da estação é garantir que o GN tenha uma temperatura mínima de 0°C depois da redução de pressão, e tendo em conta que as temperaturas da mistura de etilenoglicol foram fixadas, é possível calcular, pela eq. (8), o caudal mássico da mistura de etilenoglicol necessário a fornecer ao permutador de calor para um determinado caudal de GN. Foi também colocada a hipótese de fornecer ao GN temperaturas superiores aos 0°C, considerando para isso as temperaturas de 5°C, 10°C, 15°C e 20°C. Para tal, o calor fornecido pela mistura de etilenoglicol, $\dot{Q}_{out,cald}$, é calculado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{out,cald} = \dot{Q}_{GN} + \dot{Q}_{perdas} \quad (13)$$

Na eq. (13), \dot{Q}_{GN} é o calor necessário para aquecer o GN e \dot{Q}_{perdas} é o calor perdido nas tubagens e no permutador. Para calcular \dot{Q}_{GN} , usa-se a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{GN} = \frac{\dot{V}_{GN} \times \rho_{GN} \times cp_{GN} \times \Delta T_{GN}}{3600} \quad (14)$$

Na eq. (14) [23], \dot{V}_{GN} é o caudal volúmico normalizado de GN por hora, ρ_{GN} é a densidade normalizada de GN, cp_{GN} é o calor específico a pressão constante do GN considerando uma temperatura média e ΔT_{GN} é a diferença de temperaturas de entrada e saída do GN na estação. ΔT_{GN} é dada pela equação seguinte:

$$\Delta T_{GN} = (P_{GN,ent} - P_{GN,sai}) \times \mu_{GN} + T_{GN,sai} - T_{GN,ent} \quad (15)$$

Na eq. (15) [23], $P_{GN,ent}$ é a pressão do GN à chegada da estação, $P_{GN,sai}$ é a pressão do GN depois da expansão, μ_{GN} é o coeficiente de *Joule-Thomson* do GN, $T_{GN,sai}$ é a temperatura do GN à saída da estação e $T_{GN,ent}$ é a temperatura do GN que chega à estação.

3.4. Grupo IV - Perdas Térmicas

Esta secção apresenta as perdas térmicas nas tubagens e nos permutadores de uma forma simplificada. Considerando um regime permanente, as perdas térmicas foram também calculadas anteriormente por um colaborador da PCV. Foi assumido que a temperatura das superfícies das tubagens será aproximadamente igual à temperatura do fluido que circula no interior da tubagem. Assim sendo, considera-se que a troca de calor com o ar exterior é dada apenas por convecção e radiação. Uma vez que parte das tubagens se encontram no interior de uma infraestrutura e outra parte ao ar livre, é considerada convecção forçada para a parte das tubagens exteriores e convecção natural para a parte das tubagens interiores, tendo assim em conta o efeito do vento[39]. Depois de efetuados os cálculos, verificou-se que seria benéfico incluir um isolamento tanto nas tubagens como no permutador. O isolamento usado é uma espuma elastomérica, denominado de Armaflex XG, com 19mm de espessura, revestida com 0,8mm de folha

de alumínio. Na Tabela 7, apresentam-se então as perdas térmicas, que haviam sido calculadas, com e sem isolamento. Uma vez que o isolamento foi instalado, para o trabalho em questão, consideraram-se apenas as perdas térmicas com o isolamento para a modelação do sistema.

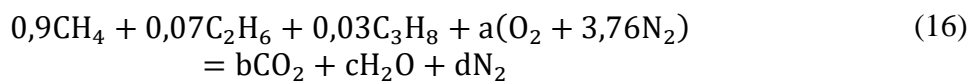
Tabela 7 - Perdas térmicas com e sem isolamento.

Perdas térmicas	Sem isolamento	Com isolamento
Potência de perdas(W)	10606,692	1356,382

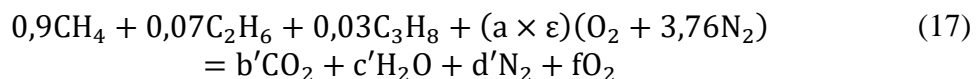
3.5. Cálculo do PCI do GN em função das temperaturas de saída da ERMG

Com o objetivo de tentar quantificar a vantagem energética de fornecer o GN a temperaturas superiores à de contrato, 0°C, foi calculado o Poder Calorífico Inferior (PCI) às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C. Prevendo que este valor não seria significativo a intenção seria perceber o aumento do rendimento na produção elétrica na central do Ribatejo, uma vez que se trata de valores elevados de caudais. No entanto, por falta de informação relativamente aos parâmetros de funcionamento da central não foi possível concluir este estudo. Ficou-se então, apenas pelo cálculo do PCI às temperaturas já mencionadas. O PCI é então a soma da energia química presente numa reação de combustão com a energia sensível associada à reação [3]. A queima de combustível na câmara de combustão é, normalmente, realizada com excesso de ar em relação à reação estequiométrica para, entre outras razões, limitar a temperatura máxima atingida. Esta temperatura deve ser limitada pois, após a queima, os gases de combustão serão encaminhados para a turbina, equipamento que não suporta temperaturas de ar demasiado elevadas. Foi então considerada uma queima com 20% de excesso de ar [40]. Para simplificar este cálculo foi também considerado que o GN seria apenas constituído por Metano (CH₄), Etano (C₂H₆) e Propano (C₃H₈) com as percentagens molares de 90%, 7% e 3%, respetivamente.

Começando pela determinação das frações molares dos produtos da reação estequiométrica, que é apresentada na seguinte equação:



Determinadas as frações molares da reação estequiométrica, resta calcular as frações molares para a reação com excesso de ar, representada na equação seguinte:



Em que, na eq (16), a, b, c e d são, respetivamente, o n° de moles de ar, dióxido de carbono, vapor de água e azoto na reação estequiométrica. Por sua vez, na eq. (17) b', c', d' e f' são respetivamente, o n° de moles de dióxido de carbono, vapor de água, azoto e oxigénio na reação com excesso de ar e ε representa esse excesso de ar.

Pela 1ª lei da termodinâmica, e considerando que a queima é dada em regime permanente num volume de controlo considerando desprezáveis a variação da energia cinética e potencial obtém-se a equação seguinte:

$$PCI = H_P - H_R = \sum_P n_i \bar{h}_i - \sum_R n_e \bar{h}_e \quad (18)$$

Em que, na eq. (18), H_P é a entalpia total dos produtos de combustão, H_R é a entalpia total dos reagentes, n_i e n_e são o n° de moles de um determinado produto e reagente da reação, respetivamente e \bar{h}_i e \bar{h}_e são a entalpia de um determinado produto ou reagente, respetivamente. Por sua vez, a entalpia de cada componente é calculada pela equação seguinte:

$$\bar{h}_{i,e} = (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_{i,e} \quad (19)$$

Em que, na eq. (19), \bar{h}_f^0 é a entalpia de formação no estado de referência, \bar{h} é a entalpia específica num dado estado diferente de referência e \bar{h}^0 é a entalpia específica no estado de referência [3].

4. Resultados do trabalho efetuado

4.1. Análise dos resultados por regimes de caudal

Foi considerado que o caudal de GN que chega à estação pode ser um de 3 regimes de caudal normalizado (nº1, nº2 ou nº3). Em que o regime nº1 corresponde a um caudal de $60000(N)m^3/h$, o regime nº2 corresponde a um caudal de $120000(N)m^3/h$ e o regime nº3 corresponde a $180000(N)m^3/h$. Estes valores de caudal foram escolhidos de forma a que cada regime corresponda a um cenário de admissão de caudal mínimo, intermedio e máximo á entrada da GRMS. Sendo que o valor máximo é aproximadamente definido com base no documento de especificação da REN para estações GRMS cujo fornecimento de GN é dedicado a centrais termoelétricas [23]. Foi também considerado que a temperatura e pressão absoluta do GN que entra na estação são constantes e com os valores de $10^{\circ}C$ e 73 bar absolutos, respetivamente. A pressão de GN de saída da estação, ou seja, depois da redução de pressão é de 34 bar absolutos. São então calculados os parâmetros da instalação, estes parâmetros são: o caudal de MEG necessário a fornecer ao permutador, a potência térmica fornecida pelas caldeiras, o consumo de gás por parte dos queimadores e ainda a potência elétrica total consumida. Os parâmetros foram então calculados em função dos “set-points” de temperatura das caldeiras, dos regimes de caudal de chegada à estação e ainda da temperatura de GN à saída da estação. Os valores da temperatura de GN à saída da estação considerados para os cálculos são então $0^{\circ}C$, $5^{\circ}C$, $10^{\circ}C$, $15^{\circ}C$ e $20^{\circ}C$. Na Figura 18 apresenta-se o caudal necessário de MEG para fornecer o GN às temperaturas referidas, em função do regime de caudal normalizado que chega à ERMG e em função dos “set-points”, sendo que mais à frente se fará uma explicação mais detalhada.

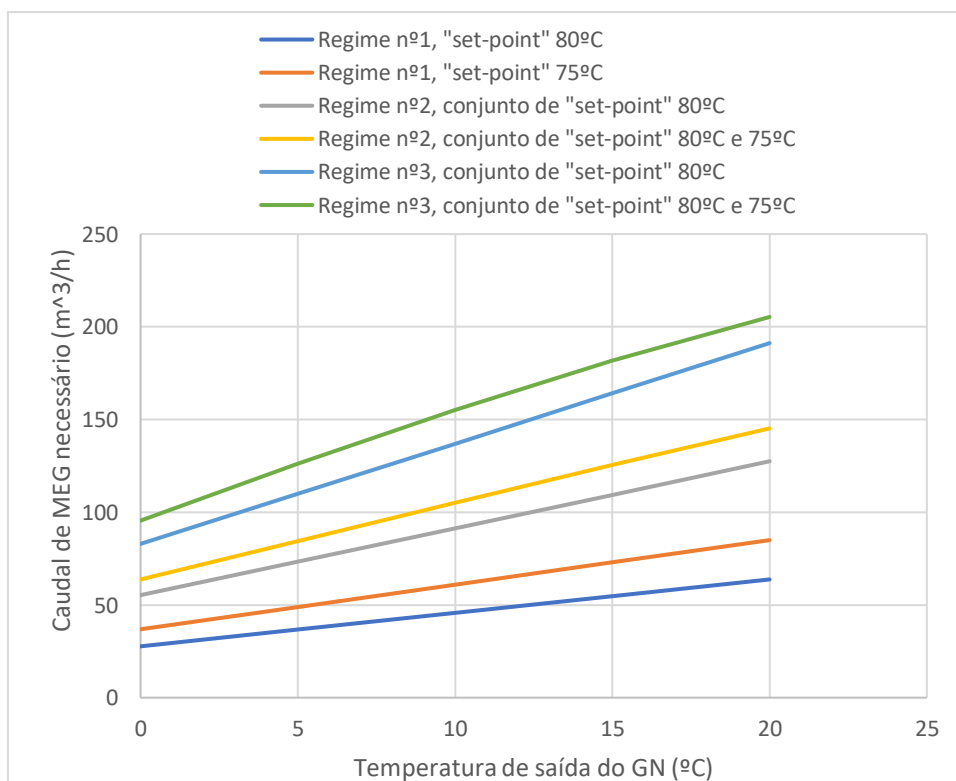


Figura 18 - Gráfico do caudal necessário de MEG em função da temperatura de saída do GN e "set-points" de temperatura das caldeiras

4.1.1. Regime de caudal nº1

Neste regime analisa-se um caudal volúmico normalizado de entrada de GN na estação de $60000(N)m^3/h$, que corresponde ao valor considerado como mínimo na admissão da GRMS. Com este valor de caudal verificou-se que apenas uma caldeira é suficiente para suportar a potência térmica requerida pelo permutador à mistura de etilenoglicol, pelo facto de a potência debitada pela caldeira não ultrapassar a potência nominal da mesma. Assim sendo, avaliou-se o funcionamento da instalação nas duas situações de “set-point” de temperatura da caldeira. Desta análise resulta a Tabela 8 para o “set-point” de $80^{\circ}C$ e a Tabela 9 para o “set-point” de $75^{\circ}C$ e ainda a Figura 19 que compara o consumo de gás nos queimadores e o consumo elétrico total para os dois “set-points”.

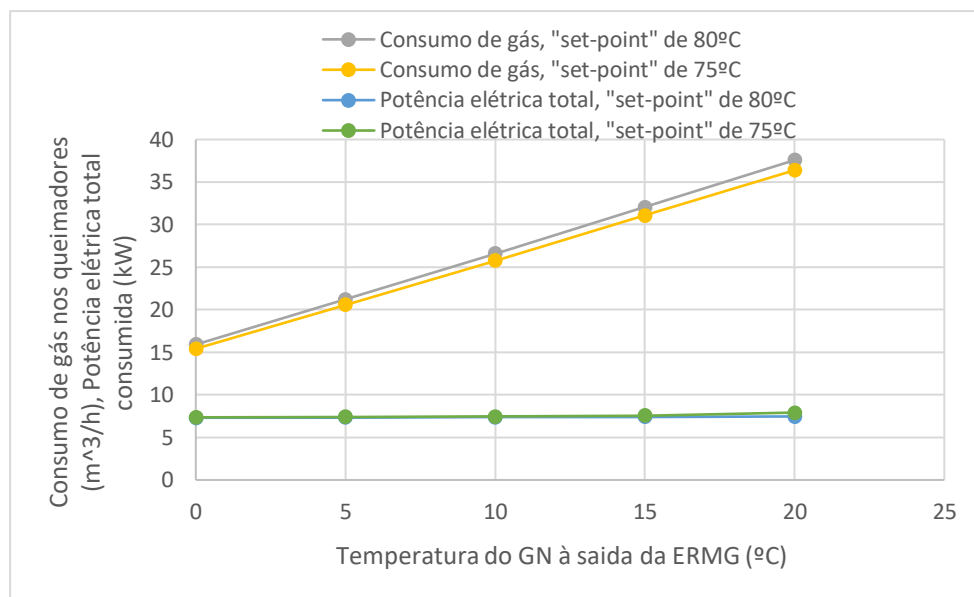


Figura 19 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os "set-points" de $75^{\circ}C$ e $80^{\circ}C$ em função da temperatura do GN à saída da estação

Tabela 8 - Tabela dos resultados para o regime de caudal nº1 e “set-point” de $80^{\circ}C$

regime #1	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	27,68	36,7	45,72	54,74	63,76
$\dot{Q}_{out,queim} (kW)$	658,0	877,9	1100,2	1325,4	1553,5
$\dot{Q}_{out,cald} (kW)$	623,1	826,2	1029	1232	1435
$\eta_{caldeira} (%)$	94,69	94,11	93,53	92,95	92,37
Pot_ele_total(kW)	7,31	7,36	7,39	7,42	7,47
$\Delta T_{GN} (^{\circ}C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (^{\circ}C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{FG} (m^3/h)$	15,91	21,23	26,61	32,06	37,58
nº de bombas	1	1	1	1	1
nº de caldeiras	1	1	1	1	1

Tabela 9 - Tabela dos resultados para o regime de caudal nº1 e "set-point" de 75°C

regime #1	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	36,88	48,9	60,91	72,93	84,95
$\dot{Q}_{out,queim} (kW)$	637,8	850,8	1066,0	1284,0	1504,7
$\dot{Q}_{out,cald} (kW)$	623,1	826,2	1029	1232	1435
$\eta_{caldeira} (%)$	97,69	97,11	96,53	95,95	95,37
Pot_ele_total(kW)	7,36	7,40	7,45	7,57	7,92
$\Delta T_{GN} (°C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (°C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{EG} (m^3/h)$	15,42	20,57	25,78	31,06	36,39
nº de bombas	1	1	1	2	2
nº de caldeiras	1	1	1	1	1

Pela análise dos resultados referentes ao regime de caudal nº1, constata-se que para fornecer o GN às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C é requerido à caldeira uma potência térmica útil de 623,1kW, 826,2kW, 1029kW, 1232kW e 1435kW, respetivamente, independentemente do "set-point" selecionado. Comparando a utilização dos dois "set-points", pode-se verificar que com o "set-point" de 75°C, é necessário um valor de caudal de MEG cerca de 33% superior ao valor de caudal de MEG quando se utiliza o "set-point" de 80°C, para obter as temperaturas de saída do GN indicadas. Consequentemente, haverá um maior consumo de eletricidade por parte das bombas, cerca de 37%, 26%, 30%, 70% e 170% superior para as temperaturas do GN à saída da estação de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C, respetivamente. Por outro lado, o consumo de gás nos queimadores será cerca de 3% inferior quando o "set-point" da caldeira for de 75°C, uma vez que a caldeira possui maior rendimento quando trabalha com um "set-point" de temperatura inferior. Também se pode comprovar este facto através da análise da potência debitada pelos queimadores, que para as temperaturas de saída do GN da estação de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C será de 658kW, 877,9kW, 1100,2kW, 1325,4kW e 1553,5kW, respetivamente, no caso da utilização do "set-point" de 80°C e 637,8kW, 850,8kW, 1066kW, 1284kW e 1504,7kW, respetivamente, no caso da utilização do "set-point" de 75°C. O consumo elétrico praticado pelo motor do queimador será igual em todas as situações uma vez que o motor não possui variador de frequência, funcionando assim sempre à mesma velocidade de rotação e com uma potencia de consumo de 7,2 kW. Apesar de, quando se utiliza o "set-point" de 75°C, se verificar um maior consumo elétrico nas bombas, o facto de o consumo de gás nos queimadores ser inferior compensa o maior consumo elétrico, sendo por isso mais económico o funcionamento da caldeira com o "set-point" de temperatura de 75°C. A queda de temperatura do GN causada pela redução da pressão de 73 bar para 34 bar tem o valor de 25,311°C e uma vez que se considerou que a temperatura do mesmo à entrada na estação tem o valor constante de 10°C, o incremento na temperatura do GN para que haja fornecimento do mesmo às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C terá de ser de 15,311°C, 20,311°C, 25,311°C, 30,311°C e 35,311°C, respetivamente.

De notar ainda que com a caldeira a funcionar a uma temperatura de 75°C e para temperaturas de saída pretendidas do GN de 15°C e 20°C é necessário o uso de duas bombas em funcionamento. Assim, com um valor de caudal normalizado de GN de 60000(N)m³/h, a instalação permite o fornecimento de GN a todas as temperaturas consideradas no estudo.

4.1.2 Regime de caudal n°2

Neste regime analisa-se um caudal de entrada de GN na estação de 120000(N)m³/h. Com este valor de caudal, verificou-se que para uma temperatura de saída do GN da estação de 0°C, uma caldeira seria suficiente para satisfazer as necessidades térmicas do permutador. No entanto, para temperaturas superiores seriam necessárias duas caldeiras então, optou-se pela utilização dessas duas caldeiras em toda gama de temperaturas considerada para este regime de caudal. Foi então analisado o funcionamento da instalação em duas situações: a primeira que utiliza as duas caldeiras com os “set-points” de temperatura a 80°C; e a segunda que utiliza uma caldeira a funcionar com o “set-point” de 75°C e a segunda caldeira com o “set-point” de 80°C. Na Tabela 10 e na Tabela 11 são apresentados os resultados para o funcionamento com o mesmo “set-point” e com “set-points” diferentes, respetivamente e ainda a Figura 20 que compara o consumo de gás nos queimadores e o consumo elétrico total.

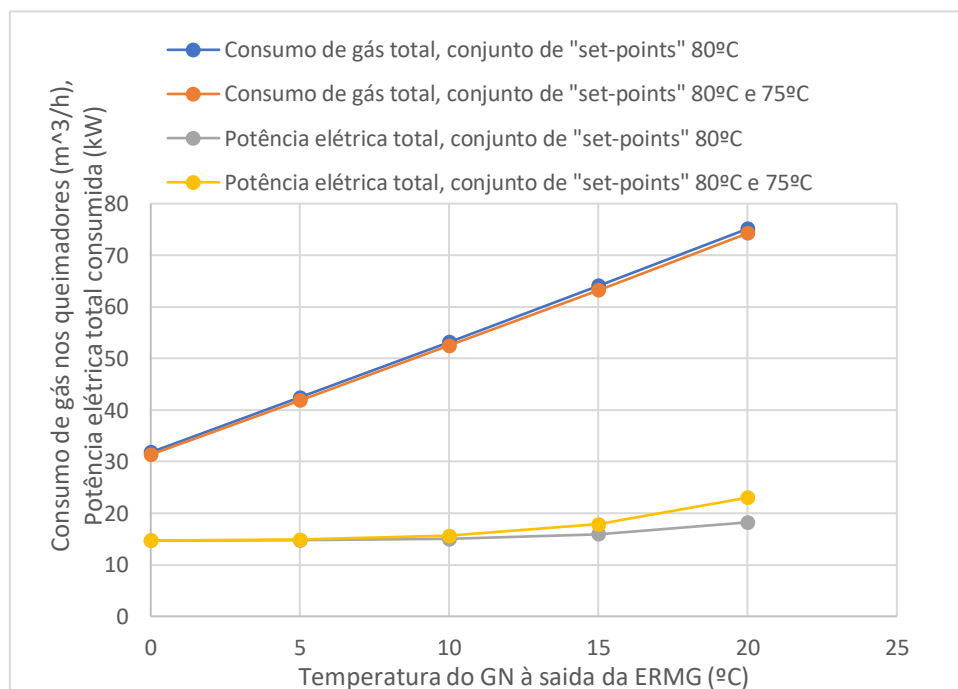


Figura 20 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os conjuntos de "set-points" de 80°C e 80 e 75°C em função da temperatura do GN à saída da estação para o regime n-2

Tabela 10 - Tabela dos resultados para o regime nº2 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C

regime #2	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	55,3	73,34	91,38	109,4	127,5
$\dot{Q}_{out,queim,total} (kW)$	1314,7	1754,3	2199,1	2650,0	3106,0
$\dot{Q}_{out,queim 1} (kW)$	693,3	925,5	1156,6	1380,2	1581,8
$\dot{Q}_{out,queim 2} (kW)$	621,4	828,7	1042,5	1269,7	1524,2
$\dot{Q}_{out,cald,total} (kW)$	1244,9	1650,9	2056,6	2463	2869
$\dot{Q}_{out,cald 1} (kW)$	655,9	869,9	1080	1281	1460
$\dot{Q}_{out,cald 2} (kW)$	589	781	976,6	1182	1409
$\eta_{caldeira 1} (%)$	94,6	93,99	93,38	92,81	92,3
$\eta_{caldeira 2} (%)$	94,79	94,24	93,68	93,09	92,44
Pot_ele_total(kW)	14,62	14,72	15,00	15,92	18,23
$\Delta T_{GN} (°C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (°C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{FG,total} (m^3/h)$	31,8	42,42	53,19	64,09	75,12
$\dot{V}_{FG,1} (m^3/h)$	16,77	22,38	27,98	33,38	38,25
$\dot{V}_{FG,2} (m^3/h)$	15,03	20,04	25,21	30,71	36,87
nº de bombas	1	2	2	2	2
nº de caldeiras	2	2	2	2	2

Tabela 11 - Tabela dos resultados para o regime nº2 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C e 75°C

regime #2	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	63,73	84,49	105,1	125,5	145,2
$\dot{Q}_{out,queim,total} (kW)$	1296,59	1730,08	2169,62	2615,33	3069,81
$\dot{Q}_{out,queim 1} (kW)$	579,5	771,2	956,6	1121,6	1245,2
$\dot{Q}_{out,queim 2} (kW)$	717,1	958,9	1213,0	1493,7	1824,6
$\dot{Q}_{out,cald,total} (kW)$	1244,9	1651	2057,2	2463	2869
$\dot{Q}_{out,cald 1} (kW)$	567	750,6	926,2	1081	1196
$\dot{Q}_{out,cald 2} (kW)$	677,9	900,4	1131	1382	1673
$\eta_{caldeira 1} (%)$	97,85	97,33	96,82	96,38	96,05
$\eta_{caldeira 2} (%)$	94,53	93,9	93,24	92,52	91,69
Pot_ele_total(kW)	14,67	14,85	15,61	17,87	23,01
$\Delta T_{GN} (°C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (°C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{FG,total} (m^3/h)$	31,35	41,84	52,46	63,24	74,24
$\dot{V}_{FG,1} (m^3/h)$	14,01	18,65	23,13	27,13	30,12
$\dot{V}_{FG,2} (m^3/h)$	17,34	23,19	29,33	36,11	44,12
nº de bombas	1	2	2	2	não suportado
nº de caldeiras	2	2	2	2	2

Observando os resultados referentes ao regime de caudal nº2, conclui-se que para fornecer o GN às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C é requerido às caldeiras uma potência térmica útil total de 1244,1kW, 1651kW, 2057,2kW, 2463kW e 2869kW, respetivamente, independentemente dos “*set-points*” selecionados. Comparando a utilização dos dois “*set-points*”, pode-se verificar que com o conjunto de “*set-points*” de 75°C e 80°C, é necessário um valor de caudal de MEG cerca de 15% superior ao valor de caudal de MEG quando se utilizam as duas caldeiras com o “*set-point*” de 80°C, para obter as temperaturas de saída do GN indicadas. Consequentemente, haverá um maior consumo de eletricidade por parte das bombas, cerca de 7%, 39%, 101%, 128% e 125% superior para as temperaturas do GN à saída da estação de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C, respetivamente. Por outro lado, o consumo de gás nos queimadores será cerca de 1,4% inferior quando os “*set-points*” das caldeiras forem de 80°C e 75°C, uma vez que o conjunto das caldeiras possui maior rendimento quando trabalha com “*set-point*” de temperatura inferior. Também se pode comprovar este facto através da análise da potência total debitada pelos queimadores, que para as temperaturas de saída do GN da estação de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C será de 1314,7kW, 1754,3kW, 2199,1kW, 2650kW e 3106kW, respetivamente, no caso da utilização dos dois “*set-points*” de 80°C e 1296,6kW, 1730,1kW, 2169,6kW, 2615,3kW e 3069,8kW respetivamente, no caso da utilização conjunta dos “*set-points*” de 80°C e 75°C. O consumo elétrico praticado pelos motores dos queimadores será igual em todas as situações uma vez que estes não possuem variador de frequência, funcionando assim sempre à mesma velocidade de rotação e com uma potencia total de consumo de 14,4 kW. Apesar de, quando se utiliza o conjunto de “*set-points*” de 80°C e 75°C, se verificar um maior consumo elétrico nas bombas, o facto de o consumo de gás nos queimadores ser inferior compensa o maior consumo elétrico, sendo por isso mais económico o funcionamento das caldeiras com os “*set-points*” de temperatura de 80°C e 75°C. A queda de temperatura do GN causada pela redução da pressão de 73 bar para 34 bar tem o valor de 25,311°C e uma vez que se considerou que a temperatura do mesmo à entrada na estação tem o valor constante de 10°C, o incremento na temperatura do GN para que haja fornecimento do mesmo às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C terá de ser de 15,311°C, 20,311°C, 25,311°C, 30,311°C e 35,311°C, respetivamente, tal como acontece no regime de caudal nº1.

De referir ainda que, para o funcionamento das caldeiras com conjunto dos “*set-points*” de 75°C e 80°C, o caudal necessário para obter uma temperatura de saída do GN de 20°C ultrapassa a capacidade das bombas, não sendo possível por isso o fornecimento de GN a essa temperatura para o regime em questão. Assim, com um valor de caudal normalizado de GN de 120000 (N)m³/h, a instalação só não permite o fornecimento de GN à temperatura de 20°C.

4.1.3 Regime de caudal nº3

Neste regime analisa-se um caudal volúmico normalizado de GN de entrada na estação de 180000 (N)m³/h. Com este valor de caudal, serão necessárias, no mínimo, duas caldeiras para satisfazer as necessidades no permutador para as temperaturas de saída do GN consideradas. Na Tabela 12 e na Tabela 13 são apresentados os resultados

para o funcionamento com o mesmo “set-point” e com “set-points” diferentes, respetivamente e ainda a Figura 21 que compara o consumo de gás nos queimadores e o consumo elétrico total.

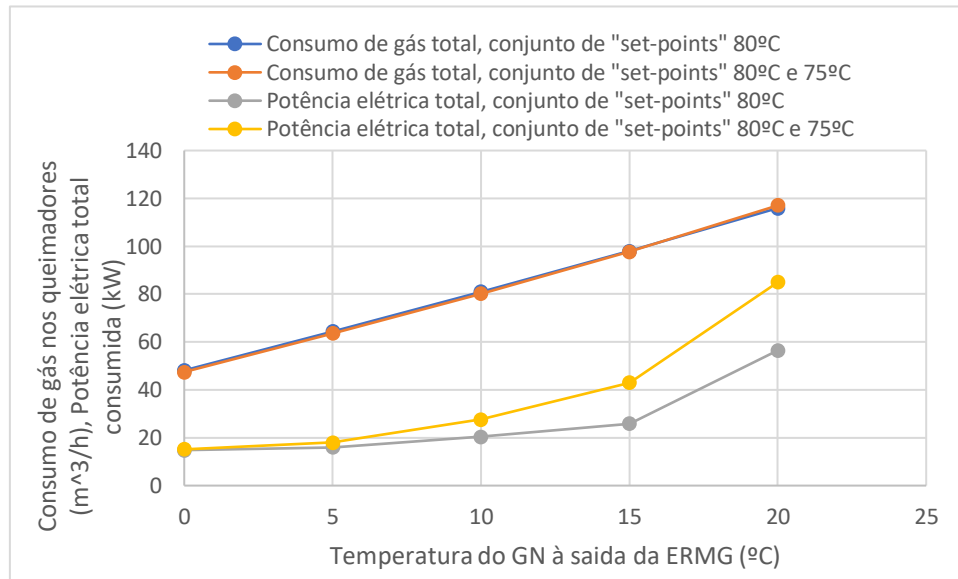


Figura 21 - Gráfico dos consumos de gás e consumos elétricos totais para os conjuntos de "set-points" de 80°C e 80 e 75°C em função da temperatura do GN à saída da estação para o regime n-3

Tabela 12 - Tabela dos resultados para o regime n°3 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C

regime #3	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	82,93	110	137	164,1	191,2
$\dot{Q}_{out,queim,total} (kW)$	1990,2	2664,5	3350,9	4053,2	4795,2
$\dot{Q}_{out,queim 1} (kW)$	1049,007	1387,0	1671,554	1809,659	1635,2
$\dot{Q}_{out,queim 2} (kW)$	941,2391	1277,5	1679,34	2243,547	3160,0
$\dot{Q}_{out,cald,total} (kW)$	1866,7	2476	3085	3694	4303
$\dot{Q}_{out,cald 1} (kW)$	982,5	1287	1539	1660	1507
$\dot{Q}_{out,cald 2} (kW)$	884,2	1189	1546	2034	2796
$\eta_{caldeira 1} (%)$	93,66	92,79	92,07	91,73	92,16
$\eta_{caldeira 2} (%)$	93,94	93,07	92,06	90,66	88,48
Pot_ele_total(kW)	14,82	15,97	20,38	25,84	56,49
$\Delta T_{GN} (°C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (°C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{FG,total} (m^3/h)$	48,13	64,43	81,03	98,02	115,96
$\dot{V}_{FG,1} (m^3/h)$	25,37	33,54	40,43	43,76	39,55
$\dot{V}_{FG,2} (m^3/h)$	22,76	30,89	40,6	54,26	76,41
nº de bombas	2	2	2	não suportado	não suportado
nº de caldeiras	2	2	2	não suportado	não suportado

Tabela 13 - Tabela dos resultados para o regime n°3 e duas caldeiras, com "set-points" de 80°C e 75°C

regime #3	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
$\dot{V}_{MEG} (m^3/h)$	95,48	126,1	155,3	181,9	205,3
$\dot{Q}_{out,queim,total} (kW)$	1962,403	2629,609	3316,246	4040,672	4839,929
$\dot{Q}_{out,queim 1} (kW)$	871,0076	1126,907	1284,002	1250,521	983,7726
$\dot{Q}_{out,queim 2} (kW)$	1091,395	1502,703	2032,244	2790,151	3856,157
$\dot{Q}_{out,cald,total} (kW)$	1866,4	2476	3085	3694	4302,8
$\dot{Q}_{out,cald 1} (kW)$	845,4	1086	1232	1201	951,8
$\dot{Q}_{out,cald 2} (kW)$	1021	1390	1853	2493	3351
$\eta_{caldeira 1} (%)$	97,06	96,37	95,95	96,04	96,75
$\eta_{caldeira 2} (%)$	93,55	92,5	91,18	89,35	86,9
Pot_ele_total(kW)	15,13	17,97	27,56	43,05	84,96
$\Delta T_{GN} (°C)$	15,311	20,311	25,311	30,311	35,311
$\Delta T_{GN_efetiva} (°C)$	-10	-5	0	5	10
$\dot{V}_{FG,total} (m^3/h)$	47,46	63,58	80,19	97,71	117,06
$\dot{V}_{FG,1} (m^3/h)$	21,06	27,24	31,05	30,24	23,79
$\dot{V}_{FG,2} (m^3/h)$	26,4	36,34	49,14	67,47	93,27
n° de bombas	2	2	não suportado	não suportado	não suportado
n° de caldeiras	2	2	2	não suportado	não suportado

Analisando os resultados referentes ao regime de caudal n°3, conclui-se que para fornecer o GN às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C é requerido às caldeiras uma potência térmica útil total de 1866,7kW, 2476kW, 3085kW, 3694kW e 4303kW, respetivamente, independentemente dos "set-points" selecionados. Comparando a utilização dos dois "set-points" apenas para as temperaturas do GN à saída da estação de 0°C, 5°C e 10°C, uma vez que para este valor de caudal volúmico normalizado, apenas estas são garantidas, pode-se verificar que com o conjunto de "set-points" de 75°C e 80°C, é necessário um valor de caudal de MEG cerca de 15% superior ao valor de caudal de MEG quando se utilizam as duas caldeiras com o "set-point" de 80°C, para obter as temperaturas de saída do GN indicadas. Consequentemente, haverá um maior consumo de eletricidade por parte das bombas, cerca de 74%, 123% e 120% superior para as temperaturas do GN à saída da estação de 0°C, 5°C e 10°C, respetivamente. Por outro lado, o consumo de gás nos queimadores será cerca de 1,4% inferior quando os "set-points" das caldeiras forem de 80°C e 75°C, uma vez que o conjunto das caldeiras possui maior rendimento quando trabalha com "set-point" de temperatura inferior. Também se pode comprovar este facto através da análise da potência total debitada pelos queimadores, que para as temperaturas de saída do GN da estação de 0°C, 5°C e 10°C será de 1990,2kW, 2664,5kW e 3350,9kW, respetivamente, no caso da utilização dos dois "set-points" de 80°C e 1962,4kW, 2629,6kW e 3316,2kW, respetivamente, no caso da utilização conjunta dos "set-points" de 80°C e 75°C. O consumo elétrico praticado pelos motores dos queimadores será igual em todas as situações uma vez que estes não possuem variador de frequência, funcionando assim sempre à mesma velocidade de rotação e com

uma potencia total de consumo de 14,4 kW. Apesar de, quando se utiliza o conjunto de “set-points” de 80°C e 75°C, se verificar um maior consumo elétrico nas bombas, o facto de o consumo de gás nos queimadores ser inferior compensa o maior consumo elétrico, sendo por isso mais económico o funcionamento das caldeiras com os “set-points” de temperatura de 80°C e 75°C. A queda de temperatura do GN causada pela redução da pressão de 73 bar para 34 bar tem o valor de 25,311°C e uma vez que se considerou que a temperatura do mesmo à entrada na estação tem o valor constante de 10°C, o incremento na temperatura do GN para que haja fornecimento do mesmo às temperaturas de 0°C, 5°C, 10°C, 15°C e 20°C terá de ser de 15,311°C, 20,311°C, 25,311°C, 30,311°C e 35,311°C, respetivamente, tal como acontece nos regimes anteriores.

Uma observação a fazer é que também as duas bombas deixam de ser suficientes a partir da temperatura de saída do GN de 15°C, para o funcionamento com o conjunto dos “set-points” de 80°C, e de 10°C, para o funcionamento com o conjunto dos “set-points” de 80°C e 75°C. Constatando então que as bombas “falham” antes das caldeiras, fazendo delas o elemento limitador da instalação. Assim, com um valor de caudal normalizado de GN de 180000 (N)m³/h, a instalação só permite o fornecimento de GN às temperaturas de 0°C, 5°C e 10°C, sendo que por essa razão, a comparação dos consumos de gás e de eletricidade só se realizou para estas temperaturas.

4.2. Estudo económico na escolha dos “set-points”

A utilização dos diferentes “set-points” de temperatura nas caldeiras resulta em variações nos consumos de gás por parte dos queimadores e nos consumos elétricos por parte das bombas. Este subcapítulo tem então como objetivo comparar a utilização dos diferentes “set-points” de temperatura analisando os consumos praticados na ERMG do Carregado. Supondo um tempo de funcionamento de 12 horas diárias e um preço de 0.06€/kWh para o gás e de 0.16€/kWh para a eletricidade verifica-se uma poupança significativa associada à escolha do “set-point” de temperatura de 75°C em relação a 80°C.

4.2.1. Regime de caudal nº1

Para o regime nº1 serve a Tabela 14, na qual se apresenta a poupança efetuada, em €, nos consumos de gás e eletricidade mediante a escolha do “set-point” de 75°C em detrimento do “set-point” de 80°C.

Tabela 14 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do “set-point” para o regime nº1

Diferença de consumos totais entre os “set-points” 75°C e 80°C					
T saída GN (°C)	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Consumo diário total (€)	14,5	19,4	24,5	29,5	34,3
Consumo mensal total (€)	434,0	583,4	735,3	886,1	1029,4
Consumo anual total (€)	5208,3	7001,1	8823,0	10633,0	12352,9

Analisando os resultados verifica-se que existe uma poupança considerável na escolha do “set-point” de 75°C em comparação com o “set-point” de 80°C. Esta

poupança, nas condições apresentadas, chega a ser de 5208,3€ se o GN for fornecido a 0°C, 7001,1€ se for fornecido a 5°C, 8823€ se for fornecido a 10°C, 10633€ se for fornecido a 15°C e 12352,9 € se o GN for fornecido a 20°C, valores anuais.

4.2.2. Regime de caudal nº2

Para o regime nº2 serve a Tabela 15, na qual se apresenta a poupança efetuada, em €, nos consumos de gás e eletricidade mediante a escolha dos “set-points” de 75°C em detrimento dos “set-points” de 80°C.

Tabela 15 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do "set-point" para o regime nº2

Diferença de consumos totais entre os "set-points" 75°C e 80°C					
T saída GN (°C)	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Consumo diário total (€)	13,02	17,17	20,02	21,20	16,88
Consumo mensal total (€)	390,49	514,97	600,65	636,05	506,51
Consumo anual total (€)	4685,89	6179,69	7207,78	7632,63	6078,15

Mais uma vez, registam-se poupanças significativas na escolha do conjunto de “set-points” de 80°C e 75°C em relação à escolha do conjunto de “set-points” de 80°C. Esta poupança, nas condições apresentadas, chega a ser de 4685,89€ se o GN for fornecido a 0°C, 6179,69€ se for fornecido a 5°C, 7207,78€ se for fornecido a 10°C, 7632,63€ se for fornecido a 15°C e 6078,15€ se o GN for fornecido a 20°C, valores anuais. Com este valor de caudal normalizado de GN e para a temperatura de saída do GN da estação de 20°C, o caudal necessário de MEG quando as caldeiras funcionam com os “set-points” de 75°C e 80°C ultrapassa a capacidade das bombas. Apesar de não ser realista, o valor de consumo elétrico foi estimado ainda assim para fazer a comparação com os consumos da instalação quando ambas as caldeiras funcionam com o “set-points” de 80°C.

4.2.3. Regime de caudal nº3

Para o regime nº3 serve a Tabela 16, na qual se apresenta a poupança efetuada, em €, nos consumos de gás e eletricidade mediante a escolha do “set-point” de 75°C e 80°C em detrimento dos “set-points” de 80°C.

Tabela 16 - Diferença nos consumos (€) mediante a escolha do "set-point" para o regime nº3

Diferença de consumos totais entre os "set-points" 75°C e 80°C					
T saída GN (°C)	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Consumo diário total (€)	19,45	21,30	11,17	-	-
Consumo mensal total (€)	583,47	638,98	335,17	-	-
Consumo anual total (€)	7001,66	7667,8	4022,05	-	-

Tal como nos regimes anteriores, também para este valor de caudal normalizado se registam poupanças económicas significativas na escolha do conjunto de “set-points” de 80°C e 75°C em relação à escolha do conjunto de “set-points” de 80°C. Esta poupança, nas condições apresentadas, chega a ser de 7001,66€ se o GN for fornecido a 0°C, 7667,8€ se for fornecido a 5°C, 4022,05€ se for fornecido a 10°C, valores anuais. Com este valor de caudal de GN e para as temperaturas de saída do GN da estação de 15°C e 20°C, as

duas caldeiras não são suficientes para satisfazer as necessidades da instalação e por isso não são considerados nesta comparação. Tal como acontece no regime n^o2, as bombas não são capazes de fornecer o caudal necessário para uma temperatura de saída do GN de 10°C, então o consumo por parte das mesmas é estimado para, mesmo assim fazer a comparação entre os consumos.

4.3. Análise aos ganhos de PCI

Como foi previsto, os ganhos no poder calorífico inferior, relativamente ao fornecimento do GN às temperaturas de 5°C, 10°C, 15°C e 20°C não foram significativos para as temperaturas em questão. Na Tabela 17 estão representados os valores do PCI para as temperaturas calculadas bem como os ganhos percentuais relativamente à temperatura de contrato (0°C).

Tabela 17 - Tabela de resultados dos ganhos no PCI

	T saída GN (°C)				
	0	5	10	15	20
PCI calculado (kJ/kg)	55357	55406	55455	55504	55554
Ganhos de PCI (%)	0	0,09	0,18	0,27	0,36
Ganhos de PCI #1 (kW)	0	655,13	1310,26	1965,39	2633,89
Ganhos de PCI #2 (kW)	0	1309,77	2619,54	3929,31	5265,81
Ganhos de PCI #3 (kW)	0	1964,9	3929,8	5894,7	7899,7

Referindo que os valores de PCI foram calculados para uma combustão com 20% de excesso de Ar e o GN foi aproximado a uma composição molar percentual com 90% de Metano (CH₄), 7% de Etano (C₂H₆) e 3% de Propano (C₃H₈). Os ganhos de PCI são representados em valor percentual relativamente a 0°C e em kW, mediante o regime de caudal.

5. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

O objetivo principal do trabalho desenvolvido consiste em analisar o funcionamento do módulo de pré-aquecimento da ERMG do Carregado do ponto de vista energético. Para isso foram estudados os consumos de eletricidade e gás por parte dos componentes da estação, nomeadamente das bombas de circulação e dos queimadores associados às caldeiras.

Pela observação dos resultados da simulação realizada, constata-se que a instalação consegue fornecer GN à temperatura igual a 0°C, sendo este o principal propósito de uma estação ERMG. Foi também considerada a hipótese de fornecer GN a temperaturas mais altas, especificamente 5°C, 10°C, 15°C e 20°C. No regime de caudal de n°2, referente a um caudal volúmico normalizado de GN de $120000(N)m^3/h$, e com as temperaturas da MEG de saída das caldeiras de 75°C e 80°C, a estação não será capaz de fornecer GN à temperatura de 20°C pois as bombas não permitem circular o caudal de MEG necessário. Também no regime de caudal n°3, referente a um caudal volúmico normalizado de GN de $180000(N)m^3/h$, a estação é incapaz de fornecer GN às temperaturas de 15°C e 20°C devido à insuficiência de potência térmica útil por parte das caldeiras e também pela incapacidade das bombas de fornecerem o caudal necessário. Ainda relativamente ao caudal volúmico normalizado de $180000(N)m^3/h$ e com os “set-points” de temperatura nas duas caldeiras de 75°C e 80°C, novamente as bombas são incapazes de fornecer o caudal necessário para que a temperatura do GN à saída da estação seja de 10°C. Pode-se então concluir que o elemento do módulo de pré-aquecimento que mais limita o funcionamento da estação ERMG do Carregado é o conjunto de bombas de circulação, seguido das caldeiras.

Quanto à comparação da utilização dos diferentes “set-points”, conclui-se que pode haver uma poupança significativa se forem selecionados os “set-points” de temperatura mais baixa por consequência do maior rendimento das caldeiras.

A meu ver, pode-se sugerir, uma vez que existem uma bomba e uma caldeira de reserva, a utilização destes elementos adicionais de forma a aumentar a capacidade térmica da instalação.

De forma a melhorar a análise realizada, sugere-se, que a abordagem ao permutador seja feita através do método das NTU, já que no presente trabalho as temperaturas da MEG à entrada e saída do permutador foram consideradas constantes, aproximando assim a análise ao problema da realidade. Propunha-se também uma análise das emissões de CO₂ na queima do gás que alimenta as caldeiras, sugerindo também a otimização das mesmas, tornando assim o funcionamento desta ERMG mais ‘verde’. No seguimento desta ideia, outra sugestão a fazer é a repetição análise realizada, mas desta vez com a utilização de caldeiras de condensação que, para além de possuírem um rendimento mais elevado, admitem também uma temperatura de entrada na caldeira mais baixa, relativamente ao valor de 60°C imposto pelo fabricante da caldeira, eliminando também a necessidade de uma bomba de mistura.

Anexo A: Declaração de rendimento Vitoplex 200



Por la presente, Viessmann S.L. sita en la C/ Sierra Nevada, 13 en Pinto

DECLARA

que las calderas Viessmann Vitoplex 200 modelo SX2A de potencia según tabla adjunta y quemadores a gas natural y bajo NOx, poseen los siguientes valores de rendimiento al 100 %, 30 % de carga.

Caldera	Potencia [kW]	Homologación caldera	Rendimiento 100% a 80/60°C	Rendimiento 30% a 80/60°C
Vitoplex 200 SX2A	440	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	560	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	700	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	900	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	1100	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	1300	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	1600	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%
Vitoplex 200 SX2A	1.950	CE-0085BQ0020	91,9%	95,1%

Y para que conste a los efectos arriba mencionados, firma la presente a día 7 de marzo de 2019.


Dpto. Técnico
ÁREA EMPRESARIAL CATALUÑA
Viessmann S.L.
C/ Sierra Nevada, 13
28400 PINTO (Madrid)

Anexo B: Print do Catálogo Vitoplex 200

Datos técnicos de la caldera (continuación)							
Potencia térmica útil	kW	700	900	1100	1300	1600	1950
Contenido total de gas	m³	0,90	1,00	1,35	1,45	2,50	2,50
Cámara de combustión, pasos de humos, conductos de retorno, desviación y caja de humos							
Rendimiento estacional (para el funcionamiento con gasóleo)	%	89 (H ₂)					
Con una temperatura del sistema de calefacción de 75/60 °C							
Pérdida por disposición de servicio q _{B,70}	%	0,15	0,13	0,13	0,12	0,13	0,11
Vitotrans 300 adecuado							
– Funcionamiento con gas	N.º de pedido	Z007 212		Z007 213		Z007 214	
– Funcionamiento con gasóleo	N.º de pedido	Z007 215		Z007 216		Z007 217	
Potencia térmica útil							
Caldera con Vitotrans 300							
– Funcionamiento con gas	kW	773,5	994,5	1215,0	1436,0	1768,0	2154,0
– Funcionamiento con gasóleo	kW	750,0	964,0	1179,0	1393,0	1715,0	2090,0
Homologación CE							
Vitotrans 300 en combinación con una caldera como unidad de condensación							
CE-0085BG0287							
Pérdida de carga en pasos de humos (sobrepresión)	mbar Pa	3,2 320	5,4 540	5,2 520	7,3 730	10,0 1000	10,1 1010
Caldera con Vitotrans 300							
Longitud total	mm	3820	4120	3870	3890	4140	4470
Caldera con Vitotrans 300 sin quemador							

Referências Bibliográficas

1. André A.V. Pais, P.F.R., *A Problemática do Desenvolvimento Sustentável*. 2002, F.E.P.
2. B.C.S.D, *Financiar a Sustentabilidade*. 2017.
3. Afonso, C., *Termodinâmica para engenharia*. Vol. 14. 2012: FEUP edições.
4. NATURAL, A.-A.P.D.E.D.G. "BREVE HISTÓRIA DO GÁS NATURAL". Available from: <http://agnatural.pt/pt/o-gas-natural/breve-historia-do-gas-natural>.
5. IEA, *Tracking Power*. 2019: <https://www.iea.org/reports/tracking-power-2019>.
6. Gonçalves, J.D.J., *Avaliação das Poupanças nas Emissões de CO2 Geradas pela Produção de Energia Renovável no Sistema Elétrico Português entre 2005 e 2017*. 2018.
7. Gengliang, C., *Tracing Standards of Natural Gas Analysis*. Technology Supervision in Petroleum Industry, 2011(5): p. 12.
8. Lopes, J.M.C.E., *Indicadores de desempenho ambiental do sector do petróleo e gás natural em Portugal*. 2014.
9. Lopes, C.A., et al., *A posição geoestratégica de Portugal e a redefinição do mapa energético Europeu*. 2018.
10. *Propriedades gerais do gás*, REN, Editor. 2014.
11. Garside, M. *Global natural gas consumption 1998-2018*. 2019; Available from: <https://www.statista.com/statistics/282717/global-natural-gas-consumption/>.
12. Galp Gás Natural Distribuição, S.A. *Equivalências energéticas e fatores de emissão de CO2 dos combustíveis*. 2019.
13. Aguiar, A.C.J.d., et al., *Possible restructuring of the worldwide oil market caused by the incidence of carbon tax; Possível reestruturação do mercado mundial de petróleo diante da incidência da taxação de carbono*. 2008.
14. Worldwide, N., *statistics*. NGV Journal. 2014.
15. D.G.E.G., *fatura energetica 2017 abril 2018*. 2018.
16. Wald, M.L., *New Solar Process Gets More Out of Natural Gas*. 2013.
17. Zimmerman, B.E., *Why Nothing Can Travel Faster Than Light--and Other Explorations in Nature's Curiosity Shop*. 1993: McGraw-Hill Companies.
18. bundesregierung. *The energy draught 2050*. 2011; Available from: <http://www.bundesregierung.de/Webs/Breg/DE/Energiekonzept/energiekonzept.html>.
19. Wisser, R., et al., *Comparing the risk profiles of renewable and natural gas-fired electricity contracts*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004. **8**(4): p. 335-363.
20. Kusch, W., T. Schmidla, and I. Stadler, *Consequences for district heating and natural gas grids when aiming towards 100% electricity supply with renewables*. Energy, 2012. **48**(1): p. 153-159.
21. EDP, *Há vida na central fantasma*. 2018.
22. Produção, E., *Central Termoelétrica do Ribatejo*, EDP, Editor. 2017.
23. REN, *GENERAL SPECIFICATION FOR DESIGN AND SUPPLY OF GRMS*. 2014.

24. Pinho, C., *Sistemas Térmicos*. Departamento de Engenharia Mecânica-FEUP, 2015.
25. Woodford, C. *Gas central heating boilers*. 2019; Available from: <https://www.explainthatstuff.com/gasboilers.html>.
26. Viessmann. *Vitoplex 200*. 2019; Available from: <https://www.viessmann.co.uk/products/gas-boilers/low-temperature-gas-boilers/vitoplex-200#anchor-highlights>.
27. Weishaupt. *Catálogos comerciais*. 2019; Available from: <https://www.sedical.com/pt-pt/categoria-producto/queimadores-weishaupt>.
28. Volk, M., *Pump characteristics and applications*. 2013: CRC Press.
29. Viholainen, J., et al., *Energy-efficient control strategy for variable speed-driven parallel pumping systems*. *Energy Efficiency*, 2013. **6**(3): p. 495-509.
30. Palma, J.M.L.M., *Slides de Mecânica dos Fluidos II, Turbomáquinas*. 2018.
31. Teixeira, C., *Relatório de Estágio Extracurricular*. 2019.
32. Grundfos. *Catálogo de produto, TP80*. 2020; Available from: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?freq=50&lang=PTG&productnumber=96108603&qcid=801671977>.
33. Rohsenow, W.M., J.P. Hartnett, and Y.I. Cho, *Handbook of heat transfer*. Vol. 3. 1998: McGraw-Hill New York.
34. Parish, R.A. and R.A. Rhea, *Pipe drafting and design*. 2011: Gulf Professional Publishing.
35. Mag, P. *Innovative Heat Exchanger Technology Enhances Proven Designs*. 2016; Available from: <https://www.powermag.com/innovative-heat-exchanger-technology-enhances-proven-designs/>.
36. Starling, K.E. and J.L. Savidge, *Compressibility factors of natural gas and other related hydrocarbon gases*. 1994: AGA, American Gas Association.
37. Unitrove. *Natural Gas Density Calculator*. 2020; Available from: <https://www.unitrove.com/engineering/tools/gas/natural-gas-density>.
38. Técnico, V.D., *Declaração de Rendimento*. 2019.
39. Rodrigues, M.G., *Relatório de Estágio Extracurricular*. 2019.
40. Martínez, F.R., et al., *Evaluation of the gas turbine inlet temperature with relation to the excess air*. *Energy and Power Engineering*, 2011. **3**(04): p. 517.