



**Universidade de Aveiro** Departamento de Ambiente e Ordenamento  
Ano letivo 2015/2016

**Augusto Jorge  
Ferreira Sobrinho**

**Análise Energética a uma Unidade Industrial de  
Combustão de Biomassa**





**Augusto Jorge  
Ferreira Sobrinho**

**Análise Energética a uma Unidade Industrial de  
Combustão de Biomassa**

Relatório de estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Sistemas Energéticos Sustentáveis, realizado sob a orientação científica do Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho, Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro.



## **O júri**

Presidente	<b>Prof. Doutor Gil D'Orey de Andrade Campos</b> Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro
Vogal	<b>Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva</b> Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro
Vogal	<b>Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho</b> Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro



## **Agradecimentos**

Ao meu tio Jorge Sobrinho por ter sido a minha maior fonte de motivação e exemplo de vida.

Aos meus pais pela força e apoio incondicional que sempre prestaram ao longo do meu percurso académico e na minha vida.

Ao Professor Doutor Luís Tarelho pela ajuda, orientação e disponibilidade transmitidas durante a realização do trabalho.

À empresa The Navigator Company pela oportunidade de realização do estágio que contribui para o desenvolvimento deste trabalho e em especial, aos seus trabalhadores pela preciosa ajuda e disponibilidade, nomeadamente, Eng.º Fernando Martins, João Maio e a toda a equipa de colaboradores e operadores da central.



**Palavras-chave** Biomassa, Combustão, Caldeira, Leito Fluidizado, Humidade, Central Termoelétrica, Análise Energética, Secagem de Biomassa.

**Resumo** Nos últimos anos tem-se verificado um crescimento constante no uso de biomassa como recurso de energia renovável. A conversão de energia térmica mais comum é a combustão direta. Um dos principais equipamentos responsáveis por este tipo de conversão termoquímica é a fornalha/caldeira. Dentro das tecnologias disponíveis, é reconhecido que a mais eficiente e economicamente viável para unidades industriais é a de leito fluidizado. Relativamente ao combustível, um parâmetro diretamente relacionado com a qualidade da biomassa, é o teor de humidade, o qual se for elevada prejudica o desempenho do processo de combustão e os parâmetros de funcionamento da fornalha/caldeira. Em centrais termoelétricas, a produção de energia elétrica em regime constante é o objetivo, e as exigências da produção e qualidade do vapor são elevadas. Neste sentido, de forma a compensar a variabilidade da qualidade da biomassa, e consequentes instabilidades no processo de conversão energética, é normal recorrer a combustíveis auxiliares, como por exemplo o gás natural. O presente trabalho centrou-se no estudo do efeito da heterogeneidade e propriedades da biomassa sobre as condições de operação da fornalha/caldeira de leito fluidizado e respetiva produção de vapor numa central termoelétrica. No trabalho, foi compilada e analisada informação sobre dois trimestres do ano de forma a possibilitar a comparação do efeito das diferentes características da biomassa nesses períodos, nomeadamente no que diz respeito a conteúdo em humidade. Foi possível aferir que os diferentes teores de humidade observados na biomassa obrigaram a um processo de combustão complementado por combustível auxiliar (gás natural) no primeiro trimestre, e ausência de combustível auxiliar no segundo trimestre. A utilização de combustível auxiliar de origem fóssil, gás natural, no processo de combustão traduz-se em custos económicos elevados para a empresa, pois estes têm um preço relativo mais elevado. Foram propostas duas soluções que visam otimizar a utilização de combustíveis auxiliares e reduzir o teor de humidade da biomassa.



**Keywords**

Biomass, Combustion, Moisture, Boiler, Bubbling Fluidized Bed, Thermoelectric Plant, Energy Analysis, Biomass Drying.

**Abstract**

In recent years there has been a constant increase in the use of biomass as a renewable energy source. The most common thermal conversion is direct combustion. One of the main equipment for this type of thermochemical conversion is the furnace/boiler. From the available technology, for industrial units, the most recognized as efficient and financially viable is the fluidized bed. As for fuel, the parameter that is directly related to the quality of biomass is the moisture content, which in higher values can be harmful to the combustion process and the furnace/boiler itself.

In thermoelectric power stations, the goal is constant production of energy, and the demand for production and steam quality is high. With this in mind, and aiming to balance the variation in biomass quality, and subsequent instabilities in energy conversion, one can use alternative fuels, such as natural gas, as an aid to the process.

This work focused on the effect of heterogeneity and the biomass properties under operating conditions of a fluidized bed boiler, and its respective steam production in a thermoelectric power station. However, information for two trimesters of the year was compiled and analysed as to compare the effect of biomass of various qualities during this period, using moisture content as the main parameter for comparison.

Different moisture content on the observed biomass demanded that the combustion process be aided by auxiliary fuel (natural gas) during the first trimester, while during the second trimester there was no auxiliary fuel needed.

The use of fossil fuels in the combustion process, such as natural gas, significantly increases the cost of the operation for the company, as these fuels have a higher relative cost.

Two solutions were proposed which aim to optimize the use of auxiliary fuels and diminish the moisture content of the biomass.



# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação e objetivos .....	1
1.2	Contribuição do presente relatório .....	2
1.3	Organização do Relatório de Estágio .....	3
<b>2</b>	<b>BIOMASSA.....</b>	<b>5</b>
2.1	Enquadramento.....	5
2.2	Definição de biomassa .....	6
2.3	Tipos de biomassa .....	6
2.4	Características da biomassa.....	7
2.5	Propriedades da biomassa .....	8
2.6	Secagem de biomassa.....	13
2.7	Combustão de biomassa .....	15
<b>3</b>	<b>TECNOLOGIAS DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA.....</b>	<b>17</b>
3.1	Tipos de tecnologia de combustão .....	17
3.2	A combustão em leito fluidizado.....	18
3.2.1	Velocidade mínima de fluidização .....	19
3.2.2	Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante.....	20
3.2.3	Combustão em Leito Fluidizado Circulante.....	22
3.2.4	LFB vs LFC.....	23
3.3	Emissões gasosas durante a combustão em leito fluidizado .....	24
3.3.1	Tratamento de efluentes gasosos .....	24
<b>4</b>	<b>SISTEMAS DE ENERGIA .....</b>	<b>25</b>
4.1	Central termoelétrica de ciclo de <i>Rankine</i> .....	25
4.2	Ciclo de <i>Rankine</i> .....	26
4.2.1	Ciclo de <i>Rankine</i> ideal.....	26
4.2.2	Ciclo de <i>Rankine</i> real .....	28
4.3	Tecnologias de melhoria do rendimento térmico do ciclo de <i>Rankine</i> .....	30
4.3.1	Regeneração aberta.....	30
<b>5</b>	<b>CASO DE ESTUDO.....</b>	<b>33</b>
5.1	Descrição da empresa.....	33

5.1.1	<i>The Navigator Company</i> .....	33
5.1.2	Central Termoelétrica a Biomassa.....	34
5.2	Descrição dos processos.....	35
5.2.1	Biocombustível e sistema de alimentação .....	35
5.2.2	Fornalha/caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante .....	39
5.2.3	Central termoelétrica a vapor .....	46
5.2.4	Descrição do funcionamento do processo e atribuição dos diferentes estados.....	53
5.3	Metodologia .....	56
5.3.1	Considerações gerais .....	56
5.3.2	Balanço mássico ao processo de combustão da biomassa.....	56
5.3.3	Caudais de ar de combustão e de produtos de combustão.....	65
5.3.4	Balanço energético ao sistema de combustão.....	67
5.3.5	Rendimento térmico da central.....	72
5.4	Condições de Operação.....	78
5.4.1	Balanço mássico à fornalha/caldeira .....	78
5.4.2	Fornalha/caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante .....	80
5.4.3	Circuito do fluido de trabalho (água líquida-vapor de água).....	86
5.5	Resultados Obtidos.....	89
5.5.1	Balanço mássico à fornalha/caldeira .....	89
5.5.2	Balanço energético à fornalha/caldeira.....	95
5.5.3	Rendimento térmico da central termoelétrica.....	104
<b>6</b>	<b>PROPOSTAS DE SOLUÇÃO.....</b>	<b>107</b>
6.1	Situação padrão .....	107
6.2	Proposta de solução sem investimento.....	108
6.2.1	Algoritmo simples de decisão .....	110
6.3	Proposta de solução com investimento .....	110
6.4	Comparação de propostas.....	114
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>115</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>117</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2.1</b> - Relação entre Poder Calorífico e Teor de Humidade num Combustível, adaptado de [14].	10
<b>Figura 2.2</b> – Esquema de um secador a ar utilizando vapor como fonte térmica [29].	14
<b>Figura 2.3</b> - Perda de massa em função do tempo durante a combustão de madeira, adaptado de [70].	16
<b>Figura 3.1</b> - Tecnologias principais para combustão de combustíveis sólidos, adaptado de [23].	18
<b>Figura 3.2</b> - Relação entre perda de carga e velocidade de fluidização no leito com a transição de leito fixo para leito fluidizado [46].	20
<b>Figura 3.3</b> - Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante [71].	21
<b>Figura 3.4</b> - Caldeira de Leito Fluidizado Circulante [72].	22
<b>Figura 4.1</b> - Esquema de uma central termoelétrica a vapor [54].	25
<b>Figura 4.2</b> – Componentes Principais do Ciclo de Rankine, adaptado de [54].	26
<b>Figura 4.3</b> - Diagrama T-s do Ciclo de Rankine ideal [54].	27
<b>Figura 4.4</b> - Diagrama T-s do Ciclo de Rankine real [54].	29
<b>Figura 4.5</b> – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine com o efeito de Regeneração Aberta [54].	30
<b>Figura 4.6</b> – Ciclo de Rankine com Regeneração Aberta [54].	31
<b>Figura 5.1</b> - Ícone da empresa: The Navigator Company, [64].	33
<b>Figura 5.2</b> – CTB do CIC [73].	35
<b>Figura 5.3</b> - Amostra de casca de eucalipto [73].	36
<b>Figura 5.4</b> – Amostra de biomassa florestal [73].	36
<b>Figura 5.5</b> - Camião descarregando na empresa biomassa florestal proveniente do exterior [73].	36
<b>Figura 5.6</b> - Exterior do armazém da CTB, [73].	37
<b>Figura 5.7</b> – Interior do armazém da CTB [73].	37
<b>Figura 5.8</b> - Esquema do sistema de alimentação de biomassa, [74].	38
<b>Figura 5.9</b> - Caldeira LFB da CTB de Cacia vista do exterior [73].	39
<b>Figura 5.10</b> – Esquema do esqueleto da Caldeira LFB da CTB de Cacia, adaptado de [65].	40
<b>Figura 5.11</b> - Queimador de carga de GN da caldeira LFB da CTB [73].	41
<b>Figura 5.12</b> - Silo de alimentação de areia da CTB [73].	42
<b>Figura 5.13</b> - Precipitador eletrostático da CTB [73].	43
<b>Figura 5.14</b> - Esquema da câmara de combustão da caldeira, adaptado de [65].	43

<b>Figura 5.15</b> - Esquema do ebulidor da caldeira, adaptado pelo autor de [65].	44
<b>Figura 5.16</b> - Esquema dos sobreaquecedores da Caldeira, adaptado de [65].	45
<b>Figura 5.17</b> - Esquema do interior da Caldeira LFB e seus subcomponentes principais [74].	46
.....	
<b>Figura 5.18</b> - Tanque de Alimentação da CTB [73].	47
<b>Figura 5.19</b> - Bomba Compressora nº1 da CTB [73].	48
<b>Figura 5.20</b> - Sala da Turbina da CTB [73].	49
<b>Figura 5.21</b> - Condensador da CTB [73].	50
<b>Figura 5.22</b> - Torres de Refrigeração da CTB [73].	51
<b>Figura 5.23</b> - Tanque de condensados da CTB [73].	51
<b>Figura 5.24</b> - Bomba nº1 de Condensados [73].	52
<b>Figura 5.25</b> - Tanque de Desmineralização [73].	53
<b>Figura 5.26</b> - Esquema do circuito água-vapor da CTB [74].	54
<b>Figura 5.27</b> - Princípio geral da conservação da massa numa fornalha em estado estacionário.	56
<b>Figura 5.28</b> - Princípio geral da conservação da energia numa fornalha em estado estacionário.	68
<b>Figura 5.29</b> - Conteúdo em humidade na biomassa florestal residual em períodos distintos.	79
.....	
<b>Figura 5.30</b> - Esquema dos principais fluxos materiais de controlo e operação da caldeira [74].	81
<b>Figura 5.31</b> - Média mensal da temperatura do leito fornecida pela biomassa	81
<b>Figura 5.32</b> - Média mensal do caudal de biomassa alimentado à fornalha/caldeira.	83
<b>Figura 5.33</b> - Média mensal da temperatura dos gases de exaustão da caldeira.	85
<b>Figura 5.34</b> - Condições de operação do circuito água-vapor da CTB [74].	86
<b>Figura 5.35</b> - Diagrama T-s das condições de operação do circuito do fluido de trabalho da CTB.	89
<b>Figura 5.36</b> - Relação entre humidade e PCI <sub>btq</sub> do eucalipto.	90
<b>Figura 5.37</b> - Percentagens molares dos produtos gasosos de combustão húmidos, por kg de biomassa seca.	92
<b>Figura 5.38</b> - Comparação da média semestral dos gases secos obtidos (CO <sub>2</sub> e O <sub>2</sub> ) com os monitorizados.	93
<b>Figura 5.39</b> - Comparação da média semestral dos restantes gases secos obtidos com os monitorizados.	94
<b>Figura 5.40</b> - Composição mássica do caudal de biocombustível alimentado à caldeira.	95

<b>Figura 5.41</b> - Diagrama de potências térmicas da fornalha / caldeira LFB. ....	96
<b>Figura 5.42</b> - Necessidade de compensação de gás natural para a potência nominal da caldeira. ....	97
<b>Figura 5.43</b> – Potências térmicas fornecidas à caldeira pelos dois combustíveis em função da humidade do eucalipto. ....	98
<b>Figura 5.44</b> - Variação do caudal mássico de biomassa em função do teor de humidade para manter a potência nominal da fornalha/caldeira (49,75MWth). ....	99
<b>Figura 5.45</b> - Rendimento térmico da caldeira nos dois trimestres e comparação com o valor de referência da ANDRITZ. ....	102
<b>Figura 5.46</b> - Temperatura do vapor sobreaquecido em função do caudal e humidade de biomassa. ....	104
<b>Figura 6.1</b> - Esquema de um secador de biomassa incorporado na CTB de Cacia [74]...	111
<b>Figura 6.2</b> – Margem de exploração económica das diferentes propostas apresentadas. .	114

## ÍNDICE DE TABELAS

<b>Tabela 2.1</b> - Características de diferentes tipos de biomassa, adaptado de [9]. ....	8
<b>Tabela 2.2</b> - Exemplos de biomassa e teor de matéria volátil em base seca, adaptado de [23]. .....	11
<b>Tabela 2.3</b> - Exemplos de biomassa e respetivos teores de cinzas, adaptado pelo autor de [23]. ....	12
<b>Tabela 2.4</b> - Frações mássicas típicas de carbono, hidrogénio e oxigénio de diferentes tipos de biomassa, adaptado de [23] .....	13
<b>Tabela 3.1</b> - LFB vs LFC [23], [37], [40], [41], [48], [51]. ....	23
<b>Tabela 5.1</b> - Condições de referência consideradas. ....	56
<b>Tabela 5.2</b> - Composição do ar seco considerado. ....	56
<b>Tabela 5.3</b> - Massa molar de algumas espécies químicas ( $\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$ ). ....	56
<b>Tabela 5.4</b> - Composição elementar de um combustível. ....	57
<b>Tabela 5.5</b> - Produtos gasosos de combustão. ....	62
<b>Tabela 5.6</b> - Caracterização da biomassa que alimenta a CTB de Cacia. ....	79
<b>Tabela 5.7</b> – Média trimestral da biomassa externa em btq [67]. ....	79
<b>Tabela 5.8</b> - Análise elementar do biocombustível em base seca [67]. ....	80
<b>Tabela 5.9</b> – Condições médias trimestrais de operação na fornalha / caldeira [68]. ....	82
<b>Tabela 5.10</b> - Condições de operação médias para a água líquida comprimida à entrada na caldeira. ....	82

<b>Tabela 5.11</b> - Condições de operação médias do vapor sobreaquecido à saída da caldeira. .....	82
<b>Tabela 5.12</b> - Condições de operação da alimentação de biomassa à fornalha/caldeira [68]. .....	83
<b>Tabela 5.13</b> - Condições médias do ar atmosférico utilizado como comburente na fornalha/caldeira.....	84
<b>Tabela 5.14</b> – Parâmetros considerados para o cálculo dos produtos de combustão da biomassa.....	85
<b>Tabela 5.15</b> - Condições de operação dos gases de combustão da caldeira [68].....	86
<b>Tabela 5.16</b> – Condições médias de operação no Estado 1 .....	87
<b>Tabela 5.17</b> – Condições médias de operação no Estado 2.....	87
<b>Tabela 5.18</b> – Condições médias de operação no Estado 3.....	87
<b>Tabela 5.19</b> – Condições médias de operação no Estado MP.....	87
<b>Tabela 5.20</b> – Condições médias de operação no Estado BP.....	88
<b>Tabela 5.21</b> – Condições médias de operação no Estado 4.....	88
<b>Tabela 5.22</b> – Condições médias de Operação no Estado 5.....	88
<b>Tabela 5.23</b> - Condições de operação médias do circuito de refrigeração.....	88
<b>Tabela 5.24</b> – Condições médias de operação no Estado 6.....	89
<b>Tabela 5.25</b> - Teor de humidade do combustível em base seca.....	89
<b>Tabela 5.26</b> - Podere calorífico do biocombustível, proveniente de biomassa florestal residual.....	90
<b>Tabela 5.27</b> - Necessidade estequiométrica de O <sub>2</sub> e de ar combustão para a biomassa utilizada como combustível.....	91
<b>Tabela 5.28</b> - Necessidades totais de O <sub>2</sub> e de ar de combustão em função do excesso de ar utilizado na instalação de combustão para a biomassa utilizada como combustível.....	91
<b>Tabela 5.29</b> - Resultados das frações dos produtos de combustão sólidos por kg de biomassa seca.....	92
<b>Tabela 5.30</b> - Resultados da média semestral dos gases de combustão secos obtidos por balanço teórico e comparação com valores monitorizados.....	94
<b>Tabela 5.31</b> - Comparação entre os valores monitorizados e os VLE.....	95
<b>Tabela 5.32</b> - Resultados para a potência térmica fornecida pela biomassa na fornalha/caldeira.....	96
<b>Tabela 5.33</b> - Resultados dos caudais de ar e de gases de combustão secos obtidos por balanço teórico e comparação com os monitorizados.....	100
<b>Tabela 5.34</b> - Potências Térmicas associadas ao Ar e Gases Secos de Combustão.....	100

<b>Tabela 5.35</b> - Entalpias e potências térmicas associadas ao fluido de trabalho (água – vapor de água).....	101
<b>Tabela 5.36</b> - Restantes perdas e rendimento térmico da fornalha/caldeira LFB. ....	102
<b>Tabela 5.37</b> - Entalpias dos diferentes estados considerados no circuito água – vapor da central.....	105
<b>Tabela 5.38</b> - Resultados finais do circuito água - vapor da CTB de Cacia. ....	106
<b>Tabela 6.1</b> - Considerações do 1º semestre da situação-padrão. ....	107
<b>Tabela 6.2</b> - Considerações do 2º semestre da situação-padrão. ....	108
<b>Tabela 6.3</b> – Mapa de Exploração da SP. ....	108
<b>Tabela 6.4</b> - Considerações do 1º semestre da proposta de solução sem investimento. ...	109
<b>Tabela 6.5</b> - Considerações do 2º semestre da proposta de solução sem investimento. ...	109
<b>Tabela 6.6</b> - – Mapa de Exploração da PSSI. ....	110
<b>Tabela 6.7</b> - Considerações para dimensionamento da secagem [69]. ....	112
<b>Tabela 6.8</b> - Resultados da secagem. ....	112
<b>Tabela 6.9</b> - Considerações do 1º semestre da proposta de solução com investimento....	113
<b>Tabela 6.10</b> - Considerações do 2º semestre da proposta de solução com investimento..	113
<b>Tabela 6.11</b> – Mapa de Exploração da PSCI. ....	113
<b>Tabela 6.12</b> – Cash-Flow associado ao investimento.....	114

## LISTA DE SIGLAS

AP – Alta Pressão;

BP – Baixa Pressão;

BWR – *Back Work Ratio*;

CA5 – Caldeira Auxiliar alimentada a casca de eucalipto;

CCP – Combustão de Combustível Pulverizado;

CDR – Combustíveis Derivados de Resíduos;

CE – Conselho Europeu;

CIC – Complexo Industrial de Cacia;

CLF – Combustão em Leito Fluidizado;

CR4 – Caldeira de Recuperação alimentada a licor negro;

CTB – Central Termoelétrica a Biomassa;

DCS - *Distributed Control System*;

EM – Estados – Membros;

ENE – Estratégia Nacional para a Energia;

ETAR – Estação de Tratamento de Águas Residuais;

FER – Fontes de Energias Renováveis;  
 FTE – *Fuel to Electricity*;  
 GEE – Gases com Efeito de Estufa;  
 GN – Gás Natural;  
 LFB – Leito Fluidizado Borbulhante;  
 LFC – Leito Fluidizado Circulante;  
 MP – Média Pressão;  
 M€ - Milhões de euros;  
 O&M – Operação e Manutenção;  
 PCI – Poder Calorífico Inferior;  
 PCS – Poder Calorífico Superior;  
 PE – Precipitador Eletrostático;  
 PSCI – Proposta de solução com investimento;  
 PSSI – Proposta de solução sem investimento;  
 RAIZ – Instituto de Investigação da Floresta e Papel;  
 SP – Situação padrão;  
 TIR – Taxa Interna de Retorno;  
 UE – União Europeia;  
 VAL – Valor Atual Líquido;  
 VLE – Valores Limite de Emissão.

## NOMENCLATURA

BWR	Back Work Ratio [%]
C	Carbono [-]
Ca	Cálcio [-]
CH <sub>4</sub>	Metano [-]
CO	Monóxido de Carbono [-]
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono [-]
$c_{p_{in,ar}}$	Calor específico do ar a pressão constante [ $MJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
$c_{p_{in,bio}}$	Calor específico da biomassa a pressão constante [ $MJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
$c_{p_{out,gas}}$	Calor específico dos gases a pressão constante [ $MJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
$c_{p_{H_2O}}$	Calor específico da água de refrigeração [ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
FTE	Fuel to Electricity [ $kWh_f \cdot kWh_e^{-1}$ ]
$G_t$	Gases de combustão húmidos [ $kmol_{s_{gases\ húmidos}} \cdot kg_{comb.bs}^{-1}$ ]
$G_{t,s}$	Gases de combustão secos [ $kmol_{s_{gases\ secos}} \cdot kg_{comb.bs}^{-1}$ ]

H <sub>2</sub>	Hidrogénio [-]
HCl	Ácido Clorídrico [-]
h <sub>BP</sub>	Entalpia do fluido no estágio de baixa pressão [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>MP</sub>	Entalpia do fluido no estágio de média pressão [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>fg</sub>	Entalpia de vaporização da água [MJ·kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> <sup>-1</sup> ]
h <sub>in,liq</sub>	Entalpia da água comprimida que alimenta a caldeira [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>out,vap</sub>	Entalpia do vapor sobreaquecido que sai da caldeira [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>1</sub>	Entalpia do fluido no estado 1 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>2</sub>	Entalpia do fluido no estado 2 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>3</sub>	Entalpia do fluido no estado 3 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>4</sub>	Entalpia do fluido no estado 4 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>5</sub>	Entalpia do fluido no estado 5 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>6</sub>	Entalpia do fluido no estado 6 [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
HF	Ácido Fluorídrico [-]
H <sub>2</sub> O	Água [-]
K	Potássio [-]
Mg	Magnésio [-]
M <sub>gas</sub>	Massa molar do gás [kg·kmol <sup>-1</sup> ]
M <sub>H<sub>2</sub>O</sub>	Massa molar da Água [kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ·kmol <sub>H<sub>2</sub>O</sub> <sup>-1</sup> ]
M <sub>N<sub>2</sub></sub>	Massa molar do Azoto [kg <sub>N<sub>2</sub></sub> ·kmol <sub>N<sub>2</sub></sub> <sup>-1</sup> ]
M <sub>O<sub>2</sub></sub>	Massa molar do Oxigénio [kg <sub>O<sub>2</sub></sub> ·kmol <sub>O<sub>2</sub></sub> <sup>-1</sup> ]
M <sub>S,j</sub>	Massa molar dos elementos j [kg <sub>elemento j</sub> ·kmol <sub>elemento j</sub> <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico do ar total [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{arEsteq}$	Caudal mássico do ar estequiométrico [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{bs}$	Caudal mássico de biomassa em base seca [kg·s <sup>-1</sup> bs]
$\dot{m}_{btq}$	Caudal mássico de biomassa em base tal e qual [kg·s <sup>-1</sup> btq]
$\dot{m}_{gas}$	Caudal mássico dos gases de combustão (secos / húmidos) [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{H_2O}$	Caudal mássico do fluido de trabalho (água) [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_r$	Caudal mássico de água de resfriamento [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{YX}$	Caudal mássico da extração de média pressão [kg·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{YY}$	Caudal mássico da extração de baixa pressão [kg·s <sup>-1</sup> ]
Na	Sódio [-]
N <sub>2</sub>	Azoto [-]
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Azoto [-]
$\dot{n}_{gas}$	Caudal molar do gás [kmol·s <sup>-1</sup> ]

$\dot{n}_{\text{gas,h}}$	Caudal molar de gases húmidos de combustão [ $\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
$\dot{n}_{\text{gas,s}}$	Caudal molar de gases secos de combustão [ $\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
$n_1$	Dióxido de Carbono nos gases de combustão [ $\text{kmol}_{\text{CO}_2}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_2$	Vapor de água nos gases de combustão [ $\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_3$	Monóxido de Carbono nos gases combustão [ $\text{kmol}_{\text{CO}}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_4$	Hidrogénio nos gases de combustão [ $\text{kmol}_{\text{H}_2}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_5$	Oxigénio nos gases de combustão [ $\text{kmol}_{\text{O}_2}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_6$	Azoto nos gases de combustão [ $\text{kmol}_{\text{N}_2}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_7$	Monóxido de de Azoto nos gases combustão [ $\text{kmol}_{\text{NO}}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$n_8$	Dióxido de Enxofre nos gases combustão [ $\text{kmol}_{\text{SO}_2}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$\text{O}_2$	Oxigénio [-]
$P_{\text{BP}}$	Pressão do fluido no estado BP [bar(a)]
$P_{\text{gas}}$	Pressão a que se encontra o gás [Pa]
$P_{\text{MP}}$	Pressão do fluido no estado MP [bar(a)]
$\text{PCI}_{\text{bs}}$	Poder calorífico inferior em base seca [ $\text{MJ}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$\text{PCI}_{\text{btq}}$	Poder calorífico inferior base tal e qual [ $\text{MJ}\cdot\text{kg}_{\text{comb.btq}}^{-1}$ ]
$\text{PCS}_{\text{bs}}$	Poder calorífico superior em base seca [ $\text{MJ}\cdot\text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$P_0$	Pressão de referência [Pa]
$P_1$	Pressão do fluido no estado 1 [bar(a)]
$P_2$	Pressão do fluido no estado 2 [bar(a)]
$P_3$	Pressão do fluido no estado 3 [bar(a)]
$P_4$	Pressão do fluido no estado 4 [bar(a)]
$P_5$	Pressão do fluido no estado 5 [bar(a)]
$P_6$	Pressão do fluido no estado 6 [bar(a)]
$\dot{Q}_{\text{in,ar}}$	Potência Térmica associada ao ar [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{in,bio}}$	Potência Térmica associada à biomassa [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{in,GN}}$	Potência Térmica associada ao Gás Natural [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{in,liq}}$	Potência Térmica associada ao líquido à entrada na caldeira [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{LFB}}$	Potência Térmica Total fornecida a caldeira de LFB [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{N}}$	Potência Nominal da Caldeira [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{out}}$	Calor transferido pelo fluido de trabalho no condensador [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{out,gas}}$	Potência Térmica associada aos gases de combustão [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{out,Rest}}$	Potência Térmica Restante (associada às perdas e cinzas) [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{out,vap}}$	Potência Térmica associada ao vapor à saída da caldeira [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]
$\dot{Q}_{\text{Transf}}$	Potência Térmica Transferida (Útil) [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ]

R	Constante dos gases ideais [ $\text{m}^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ ]
r	Razão Estequiométrica [-]
S	Enxofre [-]
Si	Sílica [-]
SO <sub>2</sub>	Dióxido de Enxofre [-]
T <sub>gas</sub>	Temperatura do gás [K]
T <sub>ar</sub>	Temperatura do ar [°C]
T <sub>bio</sub>	Temperatura da biomassa [°C]
T <sub>BP</sub>	Temperatura do fluido no estado baixa pressão [°C]
T <sub>gases</sub>	Temperatura dos gases de combustão [°C]
T <sub>MP</sub>	Temperatura do fluido no estado média pressão [°C]
T <sub>0</sub>	Temperatura de referência [°C]
T <sub>1</sub>	Temperatura do fluido no estado 1 [°C]
T <sub>2</sub>	Temperatura do fluido no estado 2 [°C]
T <sub>3</sub>	Temperatura do fluido no estado 3 [°C]
T <sub>4</sub>	Temperatura do fluido no estado 4 [°C]
T <sub>5</sub>	Temperatura do fluido no estado 5 [°C]
T <sub>6</sub>	Temperatura do fluido no estado 6 [°C]
V <sub>gas</sub>	Volume a que se encontra o gás [ $\text{m}^3$ ]
v <sub>1</sub>	Volume específico do fluido no estado 1 [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ]
v <sub>5</sub>	Volume específico do fluido no Estado 5 [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ]
W <sub>a</sub>	Oxigénio total [ $\text{kg}_{\text{O}_2 \text{ total}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ]
W <sub>aA</sub>	Ar total [ $\text{kg}_{\text{ar total}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ]
Ẇ <sub>b1</sub>	Trabalho realizado pela bomba compressora [ $\text{kW}_e$ ]
Ẇ <sub>b2</sub>	Trabalho realizado pela bomba condensados [ $\text{kW}_e$ ]
W <sub>C</sub>	$\text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$
W <sub>CE</sub>	$\text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Escórias}}^{-1}$ [-]
W <sub>CInqueimado</sub>	$\text{kg}_{\text{Carbono Inqueimado}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ [-]
W <sub>CV</sub>	$\text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Volantes}}^{-1}$ [-]
W <sub>E</sub>	Produtos sólidos como escórias [ $\text{kg}_{\text{escórias}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ]
W <sub>H</sub>	$\text{kg}_{\text{Hidrogénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$
W <sub>N</sub>	$\text{kg}_{\text{Azoto}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$
Ẇ <sub>net</sub>	Potência Líquida do Ciclo [ $\text{kW}_e$ ]
W <sub>O</sub>	$\text{kg}_{\text{Oxigénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$
Ẇ <sub>RT</sub>	Potência real realizada pela turbina (monitorizada) [ $\text{kW}_e$ ]

$W_S$	$\text{kg}_{\text{Enxofre}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível}} \text{bs}^{-1}$
$W_{SA}$	Necessidade estequiométrica de ar [ $\text{kg}_{\text{ar esteq}} \cdot \text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$W_{SO}$	Necessidade estequiométrica de Oxigénio [ $\text{kg}_{\text{O}_2 \text{ esteq}} \cdot \text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$\dot{W}_{ST}$	Potência ideal da turbina [ $\text{kW}_e$ ]
$\dot{W}_T$	Potência realizada pela turbina (calculada) [ $\text{kW}_e$ ]
$W_V$	Produtos sólidos como volantes [ $\text{kg}_{\text{volantes}} \cdot \text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$W_{VA}$	Razão de Mistura [ $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{Ar seco}}^{-1}$ ]
$W_{Wbs}$	$\text{kg}_{\text{Água}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível}} \text{bs}^{-1}$
$W_{W,btq}$	$\text{kg}_{\text{Água}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível}} \text{btq}^{-1}$
$W_Z$	$\text{kg}_{\text{Cinzas}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível}} \text{bs}^{-1}$
$W_{ZE}$	$\text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Escórias}}^{-1}$ [-]
$W_{ZV}$	$\text{kg}_{\text{Cinzas}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Volantes}}^{-1}$ [-]
$W_{(E+Z)}$	Sólidos resultantes combustão [ $\text{kg}_{\text{produtos sólidos}} \cdot \text{kg}_{\text{comb.bs}}^{-1}$ ]
$y$	Fração de vapor extraída no andar de baixa pressão [%];
$Y_i$	Fração molar componente i nos gases combustão húmidos/secos [%]
$Y_{S,j}$	Consumo estequiométrico Oxigénio [ $\text{kmol}_{\text{O}_2 \text{ esteq}} \cdot \text{kmol}_{\text{elemento } j}^{-1}$ ]
$z$	Excesso de ar [%]
$Z$	Cinzas [-]
$\eta_{b1}$	Rendimento da bomba compressora [%]
$\eta_{b2}$	Rendimento da bomba condensados [%]
$\eta_{CC}$	Eficiência de Conversão de Carbono [%]
$\eta_{CTB}$	Rendimento do Ciclo [%]
$\eta_{ER}$	Percentagem de Energia Térmica Renovável produzida [%]
$\eta_{LFB}$	Rendimento térmico da caldeira LFB [%]
$\eta_T$	Rendimento da turbina [%]
$\Delta T$	Diferença de temperaturas [-]

## SUBSCRITOS

a – absoluto;

bs – base seca;

btq – base tal e qual;

bssc – base seca e sem cinzas;

comb – combustível;

e – elétrico;

th – térmico;

s – ideal;

1ºS – 1º Semestre;

2ºS – 2º Semestre;

1ºT – 1º Trimestre;

2ºT - 2º Trimestre;

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação e objetivos

O tema da produção de energia térmica e elétrica proveniente de fontes renováveis e a sua sustentabilidade está a ganhar cada vez mais importância e atenção internacional. O aquecimento global e a resultante consciência da sociedade sobre questões ambientais e alterações climáticas começam a ser reforçadas na implementação de políticas promovendo a exploração de energias alternativas. Desta forma, o mundo começa a desenvolver e implementar novas tecnologias energeticamente mais eficientes e ambientalmente amigáveis.

Portugal é um país pobre em combustíveis fósseis, pelo que é essencial a exploração de fontes renováveis para a diminuição da dependência energética externa e cumprimento das metas europeias na redução da emissão de gases com efeito de estufa (GEE). Sendo 38% do território nacional constituído por floresta [1], a biomassa de origem florestal, é um dos recursos utilizados na produção energética nacional e dinamização económica do país.

A combustão de biomassa para a produção de energia térmica é atualmente um dos processos mais utilizados devido à sua maturidade e viabilidade económica. Este processo é influenciado por parâmetros como o desempenho da tecnologia e pela qualidade da biomassa, que é caracterizada pela sua composição e estrutura. Neste sentido, é fundamental o conhecimento detalhado sobre as características físicas e químicas do biocombustível e os seus parâmetros de combustão, por forma a maximizar o desempenho energético da caldeira e de corresponder às necessidades térmicas de uma central no caso de se referir a uma caldeira industrial.

As centrais termoelétricas são sistemas de energia que fazem a produção combinada de energia elétrica e de calor (cogeração) e apresentam a vantagem de se tornarem sistemas renováveis com a substituição de combustíveis fósseis (petróleo, carvão, gás natural) por renováveis como é o caso da biomassa. Essa substituição de combustível permite às centrais tornarem-se economicamente mais competitivas. Um dos problemas relacionados com a conversão do combustível é provocado pelo teor de humidade da biomassa. Este parâmetro prejudica a qualidade da sua combustão, pois a vaporização da água consome uma elevada quantidade de energia, deixando assim o biocombustível com um poder calorífico disponível inferior ao poder calorífico contido inicialmente. De forma a complementar as falhas térmicas provenientes de um biocombustível de qualidade inferior e de minimizar o risco de paragem da central, recorre-se ao auxílio de combustíveis secundários.

O presente relatório de estágio incide no estudo do funcionamento de uma central termoelétrica a biomassa (CTB) no território nacional, desde a caracterização da composição da biomassa e sua admissão à caldeira até à produção de energia elétrica, com o objetivo de realizar o balanço mássico e energético da biomassa no processo de combustão, analisar os parâmetros de

funcionamento e rendimento da caldeira, e por fim, realizar a análise termodinâmica ao ciclo da central.

## **1.2 Contribuição do presente relatório**

O presente trabalho foi desenvolvido no âmbito dum estágio curricular na Central Termoelétrica a Biomassa (CTB), localizada na unidade industrial de Cacia da empresa *The Navigator Company*.

Inicialmente caracteriza-se o tipo de biomassa utilizado pela empresa bem como a espécie predominante utilizada no sistema de alimentação à caldeira. Analisa-se a sua composição elementar, teor de humidade e o estudo de como estes parâmetros influenciam a qualidade final do biocombustível. Todas as considerações feitas em relação à composição da biomassa foram com base em dados recolhidos do laboratório de análises de biomassa da empresa (RAIZ). Seguidamente, é realizado o cálculo dos poderes caloríficos associados, nomeadamente o poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI) em base seca (bs) e em base tal e qual (btq). Faz-se o balanço mássico e balanço energético do biocombustível de forma a estimar os parâmetros de funcionamento da caldeira e o seu rendimento térmico em função das exigências da turbina e faz-se a sua comparação com os valores monitorizados na sala de controlo e operação da central. Por fim, analisa-se o ciclo termodinâmico do circuito água-vapor da CTB de forma a perceber o funcionamento de todo o processo desde a queima da biomassa até à produção de energia elétrica e venda à rede.

O trabalho é dividido em dois períodos de três meses cada de forma a se poder comparar os diferentes resultados e se perceber o que está ou não a funcionar dentro dos parâmetros normais e de forma a identificar problemas no processo e as suas principais causas. O primeiro trimestre é referente a Fevereiro, Março e Abril, e o segundo trimestre referente a Maio, Junho e Julho.

Por fim, são feitas duas propostas de solução pelo autor de forma a mitigar os problemas anteriormente identificados e de se perceber melhor os seus impactos energéticos e económicos. A última proposta de solução consiste no investimento de um secador industrial de biomassa de forma a entender que as características, tais como o elevado teor de humidade de biomassa florestal utilizada pela CTB representa um parâmetro fundamental na eficiência do ciclo de vapor, no rendimento da caldeira e na independência de combustíveis auxiliares. Uma vez que a biomassa florestal é um combustível sólido com elevados teores de humidade pode se perceber que este parâmetro influencia inversamente o poder calorífico contido na mesma e que a falta de atenção a este parâmetro pode causar maus desempenhos na caldeira e até mesmo levar à paragem total da central.

A principal contribuição do presente trabalho é sensibilizar as pessoas e empresas responsáveis pela gestão de centrais termoelétricas a biomassa para o investimento e implementação de sistemas de pré-tratamento e secagem de biomassa e nos enormes benefícios associados à

melhoria da eficiência energética do processo que resultam em poupanças económicas muito significativas devido à redução de custos com a manutenção da caldeira, com despesas em combustíveis auxiliares e na redução dos consumos totais anuais de biomassa.

### **1.3 Organização do Relatório de Estágio**

O presente relatório organiza-se em oito capítulos. Neste primeiro capítulo descreve-se o contexto em que se insere o trabalho, a motivação da sua realização, os objetivos a alcançar e a sua contribuição, assim como a organização do texto.

No capítulo 2, faz-se a revisão bibliográfica referente à biomassa, o seu enquadramento, a sua definição, tipos, características, propriedades, a importância da sua secagem a nível de ganhos energéticos e por fim, o processo de queima e combustão da biomassa.

No capítulo 3, descreve-se a tecnologia existente de conversão de energia da biomassa, dando ênfase à combustão e às caldeiras de leito fluidizado. Refere-se as suas vantagens e desvantagens, uma vez que é a tecnologia utilizada no caso de estudo, e os tipos principais de caldeiras de leito fluidizado existentes, caldeiras de leito fluidizado borbulhante (LFB) e as caldeiras de leito fluidizado circulante (LFC).

No capítulo 4, faz-se a revisão dos fundamentos teóricos relativos ao funcionamento de um circuito água-vapor, também designado como ciclo de *Rankine*. Aborda-se os principais componentes constituintes do ciclo e a comparação entre ciclo ideal e ciclo real. O último subcapítulo é destinado às tecnologias complementares que existem de forma a melhorar o rendimento térmico do ciclo com ênfase à regeneração aberta, tecnologia utilizada no caso de estudo.

No capítulo 5, apresenta-se o caso de estudo realizado na empresa *The Navigator Company*, com um primeiro subcapítulo em que se faz uma breve descrição da empresa. No subcapítulo seguinte descreve-se o processo desde o biocombustível, sistema de alimentação da caldeira, principais componentes constituintes da caldeira LFB e componentes principais do circuito de água-vapor da central. Os subcapítulos seguintes são dedicados à metodologia utilizada pelo autor, condições de operação da caldeira e da central recolhidas na sala de controlo e operação e, por fim, os resultados obtidos em relação à caracterização da biomassa, balanço mássico, balanço energético, combustão teórica e respetiva comparação com a combustão real, parâmetros de funcionamento da caldeira e análise termodinâmica da central.

O capítulo 6 é dedicado a propostas de solução realizadas pelo autor, onde é feita a simulação de uma situação padrão e duas propostas de solução. A primeira é considerada uma situação padrão pois reflete o prolongamento da situação observada no caso de estudo. Esta situação serve para se perceber os impactos energéticos e económicos da empresa ao final de um ano. As duas restantes propostas, uma sem investimento inicial, consiste em adaptar a carga da turbina em função da carga

da caldeira. Esta medida é possível tomar no comando da sala de controlo e operação. Por fim, a última proposta apresenta o dimensionamento de um secador de biomassa industrial e seu respetivo investimento. Faz-se também a comparação de margens de exploração económica da situação atual e alternativas propostas.

As principais conclusões do relatório de estágio são apresentadas no capítulo 7, a que se segue as referências bibliográficas no último capítulo, 8, do presente trabalho.

## 2 BIOMASSA

### 2.1 Enquadramento

Com o constante crescimento populacional e evolução tecnológica, o consumo de energia a nível mundial torna-se cada vez maior. Tal facto faz com que os combustíveis fósseis sejam cada vez mais escassos no nosso planeta. De forma a prevenir o esgotamento de combustíveis fósseis, há uma necessidade urgente e crescente de explorar eficientemente as fontes de energia não convencionais e renováveis [2].

O interesse no desenvolvimento de alternativas aos combustíveis convencionais tem levado as comunidades científicas e tecnológicas a considerar outras fontes de energia renováveis [3] [4]. As fontes de energias renováveis (FER) para além de terem um papel fulcral na independência dos combustíveis fósseis apresentam também um progresso importante nas questões ambientais uma vez que contribuem para a redução dos GEE, gases estes que são os principais responsáveis pelas alterações climáticas globais [5].

As FER mais comuns são: a energia hídrica, eólica, das ondas, das marés, geotérmica, solar térmica, solar fotovoltaica e a biomassa. As vantagens genéricas das FER resultam de serem um recurso nacional, estarem distribuídas por todo o território, apresentar um consumo local, terem carácter renovável, apresentarem um impacto ambiental reduzido e terem um balanço nulo em termos de emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). Além disso, a aposta em novas alternativas energéticas contribui para o aumento da independência energética e para a criação de novos postos de emprego. As desvantagens genéricas das FER são o seu carácter intermitente (sazonal), a variabilidade do recurso ao longo do tempo e a limitação da disponibilidade do recurso.

Em Março do ano de 2007, o Conselho Europeu (CE) aprovou novas metas a atingir para todos os Estados-Membros (EM) até 2020:

- Emissões de gases com efeito de estufa: redução em 20% das emissões dos GEE;
- Energias renováveis: atingir 20% da energia total produzida, ser proveniente de FER;
- Eficiência Energética: o aumento em 20% da eficiência energética nos processos de conversão de energia;
- Biocombustíveis: o aumento em 10% a produção de biocombustíveis para os transportes [6].

Tendo em conta os objetivos estabelecidos pelo CE, Portugal e o seu Governo Constitucional criaram um Plano de Ação para as Energias Renováveis e para a Eficiência Energética de forma a estabelecer uma Estratégia Nacional para a Energia (ENE) com o horizonte nos objetivos a cumprir em 2020 [7]. Neste sentido Portugal definiu os seguintes objetivos:

- Reduzir a dependência energética do País face ao exterior para 74% em 2020, com vista à progressiva independência do País face aos combustíveis fósseis;

- Garantir o cumprimento dos compromissos assumidos por Portugal no contexto das políticas europeias de combate às alterações climáticas;
- 60% da eletricidade produzida e 31% do consumo de energia final tenham origem em fontes renováveis e uma redução de 20% do consumo de energia final nos termos do Pacote Energia-Clima 20-20-20;
- Reduzir em 25 % o saldo importador energético com a energia produzida a partir de fontes endógenas;
- Promover o desenvolvimento sustentável criando condições para o cumprimento das metas de redução de emissões assumidas por Portugal no quadro europeu [7].

## 2.2 Definição de biomassa

De acordo com a Diretiva da União Europeia (UE) 2009/28/CE, a biomassa é considerada uma das fontes de energia não fóssil renovável e é definida como *“a fração biodegradável de produtos, resíduos e detritos de origem biológica provenientes da agricultura (incluindo substâncias de origem vegetal e animal), da exploração florestal e de indústrias afins, incluindo da pesca e da aquicultura, bem como a fração biodegradável dos resíduos industriais e urbanos;”* [8].

Outra definição possível de biomassa é: *“a acumulação da matéria orgânica produzida pelo crescimento e desenvolvimento, e os que recentemente (à escala de vida humana) deixaram de ser, e que inclui a matéria vegetal e a animal.”* [9].

## 2.3 Tipos de biomassa

Segundo a Norma Europeia CEN/TC 335 a biomassa é classificada de acordo com a sua origem e fonte, e pode ser dividida nos seguintes grupos [10], [11]:

- Grupo 1: biomassa florestal;
- Grupo 2: resíduos agrícolas;
- Grupo 3: resíduos sólidos urbanos;
- Grupo 4: culturas energéticas.

### **Grupo 1 – Biomassa Florestal:**

Este grupo engloba a biomassa lenhosa de origem florestal resultante de atividades tais como: atividades florestais, silvicultura e indústrias transformadoras de madeira. Alguns desses exemplos são: troncos de madeira, aparas de madeira, pellets, serrim, etc. As espécies lenhosas são caracterizadas pela fraca taxa de crescimento composta por fibras coesas e que apresentam uma

superfície exterior rígida. São exemplos: o salgueiro, o choupo, o eucalipto, o trigo. Não possibilitam a conversão para álcool (etanol), dado serem ricos em hidratos de carbono;

### **Grupo 2 – Resíduos Agrícolas:**

Este grupo engloba a biomassa herbácea composta por um conjunto de subprodutos agrícolas e animais com potencial de valorização energética. As espécies herbáceas, compostas por fibras menos coesas que as anteriores, têm uma taxa de crescimento rápido. São exemplos: a palha, casca de cereais, cardo, o sorgo forrageiro, o milho, alcachofra, caroço de azeitona, excrementos de animais, entre outros.

### **Grupo 3 – Resíduos Sólidos Urbanos:**

Este grupo engloba a fração orgânica e biodegradável de resíduos provenientes de estações de tratamentos de resíduos sólidos urbanos (RSU) e de tratamento de águas residuais (ETAR) como por exemplo: lamas biológicas, resíduos alimentares, resíduos de construção e demolição, entre outros;

### **Grupo 4 – Culturas Energéticas:**

Este grupo engloba todas as restantes espécies de plantas que são cultivadas especificamente para serem utilizadas como biocombustível de forma direta ou indireta como por exemplo: oleaginosas, amiláceas, entre outras.

## **2.4 Características da biomassa**

A biomassa florestal, madeiras e outras fibras derivadas de materiais não florestais são constituídas por uma mistura complexa de algumas substâncias tais como: celulose, hemicelulose, lenhina e extractivos [12].

A celulose é um polissacarídeo linear, constituído por um único tipo de unidade de açúcar. Trata-se dum polímero de glucose, de cadeia longa, organizado em cadeias lineares e peso molecular variável, com fórmula empírica  $(C_6H_{10}O_5)_n$ , com um valor de n superior a 200.

A hemicelulose trata-se dum mistura de polissacarídeos, que podem ser lineares ou ramificados, envolvendo outros açúcares para além da glucose. Estes açúcares apresentam 5 ou 6 carbonos e de fórmulas gerais como:  $C_5H_8O_4$  e  $C_6H_{10}O_5$ . Apresentam um peso molecular inferior ao da celulose e é constituída por cerca de 200 unidades de açúcares [9].

A lenhina pode ser observada como um grupo de compostos amorfos, que não os açúcares, de elevado peso molecular e quimicamente relacionados. É considerado um polímero amorfo de

composições químicas complexas que conferem firmeza e rigidez ao conjunto de fibras celulósicas [9], [12].

**Tabela 2.1** - Características de diferentes tipos de biomassa, adaptado de [9].

Tipo de Biomassa	Lenhina (%)	Celulose (%)	Hemicelulose (%)
Madeira Resinosa	27 - 30	35 - 40	25 - 30
Madeira Tropical	20 - 25	45 - 50	20 - 25
Palha de Trigo	15 - 20	33 - 40	20 - 25
Plantas Silvestres	5 - 20	30 - 50	10 - 40

A proporção relativa de celulose e lenhina é um dos fatores determinantes na identificação do quão adequado são determinadas espécies vegetais para o processamento do ponto de vista de produção de biocombustíveis e conversão energética [9].

## 2.5 Propriedades da biomassa

Cada tipo de biomassa tem propriedades específicas que determinam o seu desempenho como combustível em processos de combustão, gaseificação ou ambos. As propriedades mais importantes que estão relacionadas com a conversão térmica de biomassa são [9]:

- Humidade;
- Poder calorífico;
- Teores de carbono fixo e matéria volátil;
- Teor de cinzas;
- Teor de metais alcalinos;
- Massa volúmica.

Do ponto de vista de caracterização de um biocombustível sólido, e tendo em atenção as suas propriedades termoquímicas na perspetiva da sua conversão energética, as duas análises mais comuns são: a análise imediata e a análise elementar [13].

### Análise Imediata

A análise imediata consiste na forma mais simples de análise de um biocombustível sólido fornecendo informação sobre a sua composição em termos de: humidade, matéria volátil, carbono fixo e cinzas [13].

### **Análise Elementar**

A análise elementar consiste numa análise que determina a composição do biocombustível em termos de frações mássicas de diferentes elementos químicos como o carbono (C), hidrogénio (H), oxigénio (O), azoto (N), enxofre (S), cloro (Cl), etc, e composição inorgânica das cinzas [13].

Juntamente com a análise elementar, a caracterização dum biocombustível sólido inclui também a determinação do seu poder calorífico.

### **Humidade**

O teor de humidade da biomassa representa a quantidade de água contida no material orgânico, expresso como uma percentagem do peso total do material. Este peso pode ser referido em base tal e qual (btq), base seca (bs) ou ainda em base seca sem cinzas (bssc).

Devido ao facto de o teor de humidade afetar o valor do poder calorífico da biomassa como combustível, a base em que o teor de humidade é medido deve ser sempre mencionado. Isto é particularmente importante porque os diferentes tipos de biomassa exibem uma ampla gama de valores de teor de humidade, variando de 10% a 70%, como é exemplo a biomassa derivada de resíduos florestais [14].

Além disso a biomassa apresenta duas formas diferentes de humidade: a intrínseca e a extrínseca [15]. A humidade intrínseca é a que está relacionada com a composição elementar da própria biomassa não dependendo dos efeitos climáticos. Já a humidade extrínseca é aquela que está relacionada com as condições climáticas e que é extremamente influenciada pela estação da colheita, localização, tipo de solo, etc [9], [16], [17].

A humidade é um parâmetro fundamental nos processos termoquímicos, e em particular na combustão, pois o poder calorífico da biomassa varia inversamente com o seu teor de humidade. Quanto maior o teor de humidade, menor será a quantidade de energia disponível, pois apesar das reações de combustão serem tipicamente exotérmicas, isto é, libertam energia, a vaporização da água é um processo endotérmico, portanto, absorve energia [18]. Assim, quando o teor de humidade é superior a 70% ocorre a inibição da chama e o processo não se sustenta auto-termicamente. Uma redução de humidade de 50% para 30% por tonelada de biomassa em base seca, permite um ganho de rendimento térmico significativo. É sugerido assim a pré-secagem de biomassa e onde tem surgido estudos e desenvolvimento tecnológico nas últimas décadas em relação ao aproveitamento de energia disponível ou de baixo custo, como é o caso da recuperação do calor remanescente dos gases de combustão, excesso de vapor em centrais, coletores de energia solar, entre outros [16], [19].

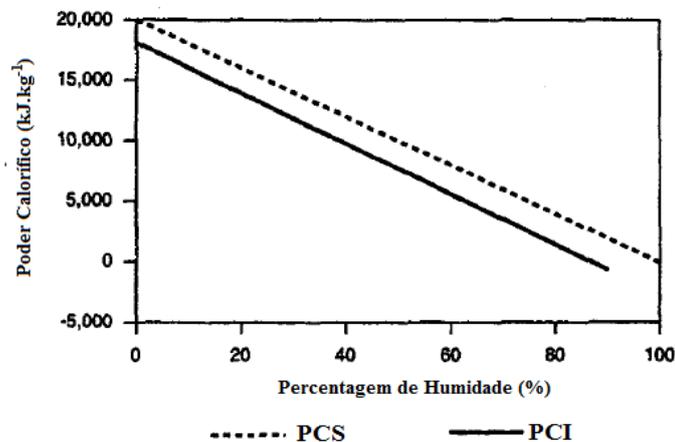
### **Poder Calorífico**

O poder calorífico é um parâmetro que expressa a energia química armazenada num combustível [9], num determinado estado de referência (pressão, temperatura).

O poder calorífico pode ser definido de duas formas distintas: o poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). O PCS representa a energia calorífica máxima possível extrair por quilograma (kg) de combustível, e o estado de referência da água nos produtos de combustão é estado líquido. Já o PCI tem o estado de referência da água nos produtos de combustão o estado de vapor [14].

A biomassa contém sempre uma percentagem de humidade que é evaporada durante o processo de combustão. Isto implica que uma parte da energia calorífica libertada durante as reações químicas seja absorvida pelo processo de vaporização. Por esse motivo, o PCI diminui à medida que o conteúdo da humidade na biomassa aumenta. Além disso, o facto do teor de humidade se apresentar mais elevado implica menor teor de matéria combustível por kg de biomassa.

Existem variadas formas de calcular o PCS e o PCI a partir da composição elementar do combustível e respetivo teor de humidade, algumas das quais se podem encontrar na literatura da especialidade [20], [21], [22].



**Figura 2.1** - Relação entre Poder Calorífico e Teor de Humidade num Combustível, adaptado de [14].

### **Teores de Carbono fixo e Matéria Volátil**

O teor de carbono fixo é a massa de sólido remanescente após o processo de desvolatilização dum sólido carbonáceo, e apesar do nome, inclui uma fração orgânica (maioritariamente Carbono) e inorgânica (cinzas).

A biomassa geralmente tem um alto conteúdo de matéria volátil. Os voláteis são subdivididos em gases tais como hidrocarbonetos leves, monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>),

hidrogénio (H<sub>2</sub>), humidade (H<sub>2</sub>O), alcatrões, e outros gases leves minoritários. Devido à sua elevada fração volátil, os biocombustíveis sólidos são mais fáceis de entrar em ignição, mesmo a baixas temperaturas [17]. A biomassa pode perder entre 45% a 90% da sua massa inicial durante a fase de desvolatilização duma partícula; uma perda de massa típica durante o processo de desvolatilização é cerca de 75% [3].

**Tabela 2.2** - Exemplos de biomassa e teor de matéria volátil em base seca, adaptado de [23].

Tipo de Biomassa	Teor de Matéria Volátil em base seca (% massa)
Lascas de Madeira	76,0 – 86,0
Casca de Madeira	69,6 – 77,2
Palha	70,0 – 81,0
Miscanthus	77,6 – 84,0
Bagaço de Azeitona	(Sem valor)

### **Teor de Cinzas**

Durante um processo termoquímico como o caso da combustão de biomassa, a fração orgânica do combustível é convertida em gases e no final da oxidação da partícula sólida resulta uma fração sólida composta por material inorgânico, designado por cinza, e a sua quantidade pode variar de 0,1% massa a 40% massa em base seca [17]. As cinzas podem ser designadas como escórias, quando se encontram no leito da fornalha ou de cinzas volantes no caso de se encontrarem presentes nos gases de combustão ou retidas em equipamento de tratamento de efluentes gasosos.

O teor total de cinzas na biomassa e a sua composição química são parâmetros importantes, pois o seu comportamento a elevadas temperaturas de combustão, gaseificação ou pirólise, podem influenciar o desempenho e durabilidade do equipamento utilizado no processo de conversão energética. Dependendo da quantidade em cinzas, a energia disponível no biocombustível sólido diminui proporcionalmente [9]. Além do mais, as cinzas em excesso afetam não só o sistema de remoção destas, como de todo o projeto de conversão de biomassa, ou seja, a qualidade do processo de combustão, a fornalha, a caldeira, o tratamento de efluentes gasosos, etc [14], [24].

**Tabela 2.3** - Exemplos de biomassa e respectivos teores de cinzas, adaptado pelo autor de [23].

Tipo de Biomassa	Teor de Cinzas em base seca (%)
Casca de árvore	5,0 – 8,0
Lascas com casca de árvore	1,0 – 2,5
Lascas sem casca de árvore	0,8 – 1,4
Derivados da serragem	0,5 – 1,1
Resíduos de madeira	3,0 – 12,0
Palha e cereais	4,0 – 12,0
Miscanthus	2,0 – 8,0
Bagaço de azeitona	2,0 – 4,0

### **Teor de Metais Alcalinos**

O teor em metais alcalinos na biomassa, como por exemplo o sódio (Na), potássio (K), magnésio (Mg) e o cálcio (Ca), é de particular importância para os processos de conversão termoquímica. Por exemplo, a reação dos metais alcalinos presente nas cinzas com a sílica presente nas partículas dum leito fluidizado produzem uma mistura sólida que funde quando sujeita a altas temperaturas na fornalha, o que pode conduzir à formação de depósitos, bloqueios e obstruções de equipamentos da fornalha/caldeira tais como as superfícies de transferência de calor ou os bocais de injeção de ar de combustão situados na base da fornalha/caldeira [9].

Embora o teor de sílica intrínseca da biomassa possa apresentar valores baixos e não represente motivos de preocupação maior durante o processo de combustão, por outro lado, a contaminação da biomassa com partículas de solo durante as operações de recolha da biomassa na floresta pode aumentar o teor de sílica de forma significativa, e posteriormente causar danos no equipamento de conversão energética e dificuldades operacionais [24].

### **Massa Volúmica Aparente**

O conhecimento da massa volúmica dum combustível sólido é fundamental para o correto dimensionamento do sistema de alimentação, para análise do comportamento termoquímico do biocombustível durante a sua conversão termoquímica, e no dimensionamento da caldeira [9].

A massa volúmica refere-se ao peso do material de biomassa por unidade de volume. Geralmente, a massa volúmica da biomassa é expressa em base seca (bs). A massa volúmica da biomassa apresenta uma ampla gama de variação, desde 150 a 200 kg·m<sup>-3</sup>, como por exemplo a palha de cereais, e valores entre os 600 a 900 kg·m<sup>-3</sup>, como por exemplo os troncos de árvores como o pinheiro ou o eucalipto [14]. Regra geral, a biomassa florestal apresenta uma baixa densidade energética, isto é, uma baixa energia por unidade de volume, criando assim limitações tecnológicas

e de logística em termos de custos económicos, uma vez que necessita de maiores volumes de transporte e armazenamento. Quanto maior a massa volúmica de um biocombustível sólido, maior será a massa armazenada por unidade de volume, o que reduz os custos do seu transporte, armazenamento e utilização [25].

### **Composição Elementar**

Na tabela 2.4 é apresentado um exemplo de composição elementar em termos de C, H e O de alguns tipos de biomassa.

**Tabela 2.4** - Frações mássicas típicas de carbono, hidrogénio e oxigénio de diferentes tipos de biomassa, adaptado de [23]

Tipo de Biomassa	Fração Mássica de Carbono (%)	Fração Mássica de Hidrogénio (%)	Fração Mássica de Oxigénio (%)
Resíduos de Madeira	47,1 – 51,6	6,1 – 6,3	38,0 – 45,2
Casca de Madeira	48,8 – 52,5	4,6 – 6,1	38,7 – 42,4
Palha	43,2 – 48,1	5,0 – 6,0	36,0 – 48,2
Bagaço de Azeitona	51,0 – 54,9	6,6 – 7,2	34,1 – 38,0,

## **2.6 Secagem de biomassa**

A biomassa florestal apresenta um elevado teor de humidade, considerando a sua aplicação em sistemas de conversão de energia por via termoquímica. Quando cortada e colhida na floresta, a biomassa apresenta percentagens de humidade que podem variar entre os 30 e os 70% massa em base tal e qual [16] [26]. Esse intervalo depende do tipo, espécie e também das condições ambientais de quando esta é colhida [16].

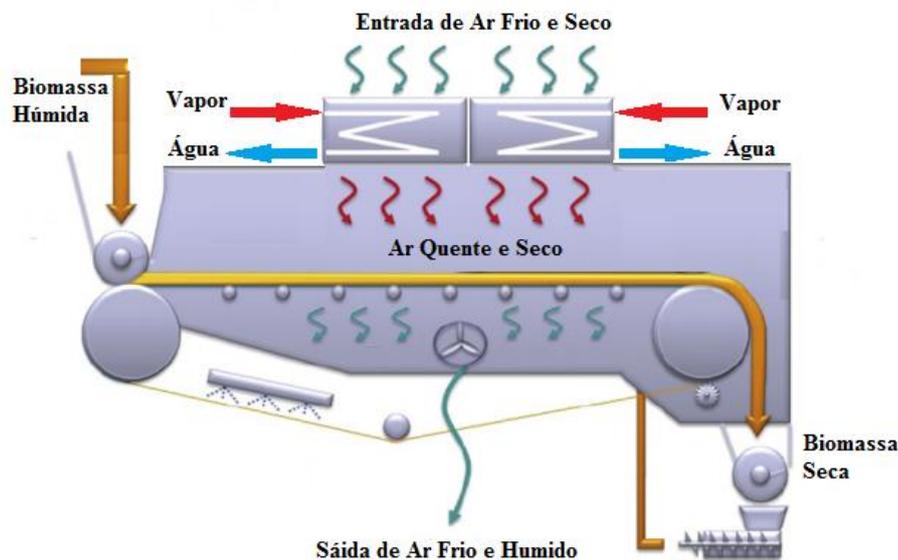
Um elevado teor de humidade diminui a eficiência de conversão de energia, uma vez que a vaporização da água consome energia e contribui para a diminuição da temperatura de combustão.

Em sistemas de combustão de biomassa para os quais os teores de humidade sejam superiores a 60 - 65% massa btq, o processo de combustão torna-se insustentável [12]. Na prática, a maioria das fornalhas/caldeiras de combustão requerem um combustível suplementar, tal como o gás natural, para compensar a queima de biomassa com teores de humidade superiores a 50 a 55% massa btq [12]. Para garantir uma combustão eficiente e sem necessidade de combustível auxiliar, a tecnologia referente a fornalhas/caldeiras industriais exigem uma biomassa com PCI mínimo igual ou superior a 10 – 15 MJ·kg<sup>-1</sup><sub>btq</sub>. [23]. Tendo em consideração a composição elementar típica dos biocombustíveis sólidos isto equivale a teores de humidade na casa dos 15 - 35% massa btq [27].

Na maioria dos casos, a secagem passiva (secagem efetuada às condições atmosféricas) não é suficiente para tornar a biomassa com teores de humidade suficientemente baixos e desejáveis, tendo em consideração as necessidades de combustível numa instalação industrial. Desta forma, a secagem ativa é um processo de pré-tratamento necessário a fim de aumentar a eficiência energética da combustão, melhorar a qualidade do biocombustível, aumentar e homogeneizar o seu poder calorífico, aumentar a temperatura da chama adiabática, obter as temperaturas desejadas na câmara de combustão da fornalha/caldeira e contribuir para a redução das emissões gasosas poluentes [11], [23].

Os secadores operam sobre o princípio simultâneo de transferência de massa e de calor em que a água é o principal produto removido. Uma variedade de equipamentos de secagem da biomassa está atualmente disponível no mercado [28]. Os secadores de biomassa mais comuns aplicados em centrais termoelétricas a biomassa são os secadores diretos a ar [29], em que o ar quente é o fluido de trabalho e faz contacto direto com a biomassa de forma a secá-la. O uso de vapor como fonte térmica do ar tem vindo a evoluir como tecnologia.

Na Figura 2.2 é apresentado um secador a ar, do tipo de correia transportadora. Este tipo de secadores apresentam uma série de características que os tornam atraentes para a secagem de biomassa. O fluido de secagem é geralmente ar atmosférico e pode funcionar no sentido ascendente ou no sentido descendente. A sua entrada e saída no secador é forçada através do funcionamento de ventiladores situados no interior do secador.



**Figura 2.2** – Esquema de um secador a ar utilizando vapor como fonte térmica [29].

Normalmente a fonte térmica usada para aquecer o ar de secagem é feita através da permuta de calor fornecido por gases de combustão, água quente (temperaturas que variam entre os 80 – 100°C) ou através de vapor de baixa pressão [29], [30], [31]. A temperatura do ar de secagem neste tipo de secador encontra-se entre os 80°C e os 200°C [32]. Esta gama de temperaturas reduz o risco de autoignição da biomassa e de explosões no interior do secador uma vez que a temperatura de autoignição da biomassa se situa numa gama de temperaturas entre os 260°C e 288°C [27], [32].

Este tipo de secadores de correia transportadora é bastante atrativo no mercado, pois permite um controlo de operação relativamente fácil, em termos de velocidade da correia transportadora, tempo de residência da biomassa, teor de humidade final desejado e temperatura máxima do produto [29], [30].

## 2.7 Combustão de biomassa

O processo de combustão da biomassa envolve conceitos de termodinâmica (indicação de produtos e da energia libertada na reação), de cinética (velocidades das reações químicas) e também de fenómenos de transferência de massa e de energia. A eficiência e o curso de reação é determinado por três variáveis fundamentais (os “3 T’s”): temperatura, tempo de residência e turbulência [33], [34].

- Temperatura: uma vez que aumenta exponencialmente a cinética e a velocidade das reações químicas (lei de Arrhenius);
- Tempo de residência: a que os reagentes são sujeitos fazem aumentar o respetivo grau de conversão em produtos da combustão;
- Turbulência: assegura uma mistura efetiva entre o combustível e o comburente.

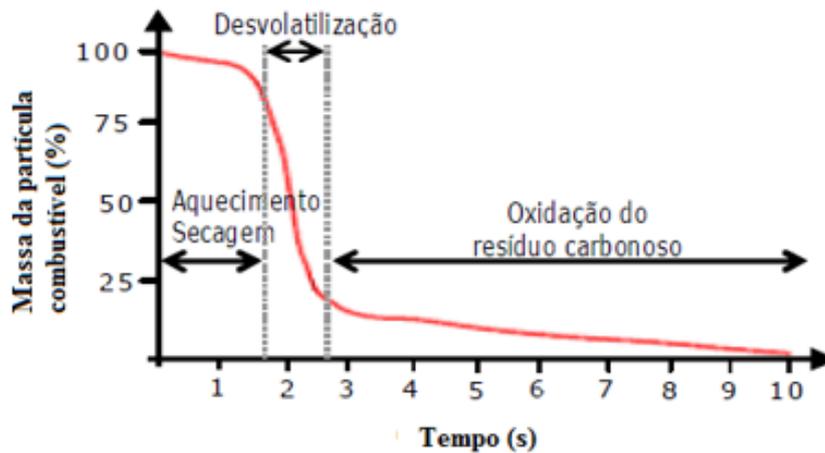
A combustão integra um complexo conjunto de reações habitualmente enquadradas em quatro fases distintas: secagem; pirólise, gaseificação e combustão [3] [5]. A importância relativa destes processos varia e depende de fatores tais como a tecnologia utilizada de conversão energética, condições operatórias e das características do combustível.

**Combustão:** A combustão consiste na oxidação total da matéria orgânica da biomassa efetuada a elevadas temperaturas, e que que podem variar na gama 700°C a 1000°C, dependendo das características do biocombustível sólido, em particular o seu teor de humidade. Regra geral, é utilizado o oxigénio do ar atmosférico como comburente. De forma a favorecer uma combustão completa, é fornecido ao sistema oxigénio numa quantidade superior ao estequiométrico, isto é, operação com excesso de oxigénio. Durante o processo de conversão termoquímica, elementos químicos tais como o carbono (C), o hidrogénio (H) e o enxofre (S) integrados na estrutura orgânica

da biomassa são oxidados pelo oxigénio (O<sub>2</sub>) e libertam energia térmica (reações exotérmicas), resultando deste processo novos compostos químicos tais como o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), vapor de água (H<sub>2</sub>O) e cinzas (Z), designados como produtos de combustão [35].



A eficiência da conversão de carbono da biomassa varia de acordo com a tecnologia utilizada, podendo apresentar valores de 60% a 70% no caso de fornalhas/caldeiras de leito fixo [36], ou então, de 85% - 99% no caso de caldeiras de leito fluidizado [37]. Já a eficiência de produção de energia eléctrica numa central termoeléctrica com tecnologia de combustão de biomassa é de 17 a 25% [38]. Ao longo do processo da combustão, e à medida que vão ocorrendo as reações entre o sólido e o comburente, a massa das partículas sólidas de combustível vai diminuindo (Figura 2.3), e o combustível vai sendo convertido em compostos gasosos.



**Figura 2.3** - Perda de massa em função do tempo durante a combustão de madeira, adaptado de [70].

### **3 TECNOLOGIAS DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA**

#### **3.1 Tipos de tecnologia de combustão**

O desenvolvimento de tecnologias de conversão energética de biomassa envolvendo processos termoquímicos tornou-se um desafio nas últimas décadas de forma a mostrar-se uma alternativa competitiva face aos combustíveis fósseis. Apresentar altas eficiências de conversão energética, baixas emissões e um baixo custo operacional têm sido objetivos de desenvolvimento em relação a este tipo de tecnologia [39].

De entre as tecnologias disponíveis podem-se referir aquelas que integram os processos de liquefação, pirólise, gaseificação e combustão [35]. A combustão é o processo onde há maior maturidade em termos tecnológicos e também a opção economicamente mais viável tanto em pequena como em média e grande escala.

As tecnologias de combustão de combustíveis sólidos que são utilizadas à escala industrial encontram-se genericamente distribuídas em três grandes grupos: combustão em leito fixo, combustão em suspensão (pulverizado) e combustão em leito fluidizado (CLF) [23].

##### **Leito Fixo**

Os sistemas de combustão de leito fixo incluem diferentes categorias de fornalhas de grelhas tais como: grelha fixa, grelha móvel, grelha em deslocamento, grelha rotativa e grelha vibratória. Neste tipo de tecnologia, o ar primário passa através de um leito fixo de combustível, onde ocorrem os processos de secagem, pirólise, gaseificação e combustão do respetivo combustível. Este tipo de fornalhas de grelha distinguem-se pela separação das zonas de combustão primária e secundária. A boa mistura do ar secundário com os gases de combustão permite reduzir a quantidade de ar primário injetado, tal como as perdas caloríficas por diluição e redução de poluentes no efluente gasoso [23].

##### **Combustível Pulverizado**

A combustão em suspensão (combustível pulverizado, CCP) é recomendada para combustíveis de partículas de pequena dimensão (diâmetro médio inferior a 2 mm). É realizada uma mistura entre o combustível e o ar de combustão primário que é injetado na câmara de combustão. A combustão tem lugar enquanto o combustível está em suspensão e os gases de combustão provenientes da combustão formam-se após a adição de ar secundário [23].

## Leito Fluidizado

Em relação à tecnologia de combustão em leito fluidizado (CLF), esta consiste num leito de partículas inertes sólidas mantidas em movimento vigoroso pelo ar que se escoam no sentido ascendente do leito (Figura 3.1) [34]. O combustível é assim queimado num leito que consiste numa mistura entre o gás comburente (oxigénio) e partículas sólidas (areia, combustível). O oxigénio é proveniente do ar de combustão que entra na fornalha/caldeira pela base do leito. Dependendo da velocidade de fluidização, podem ser distinguidos o leito fluidizado borbulhante (LFB) e o leito fluidizado circulante (LFC) [5] [40].

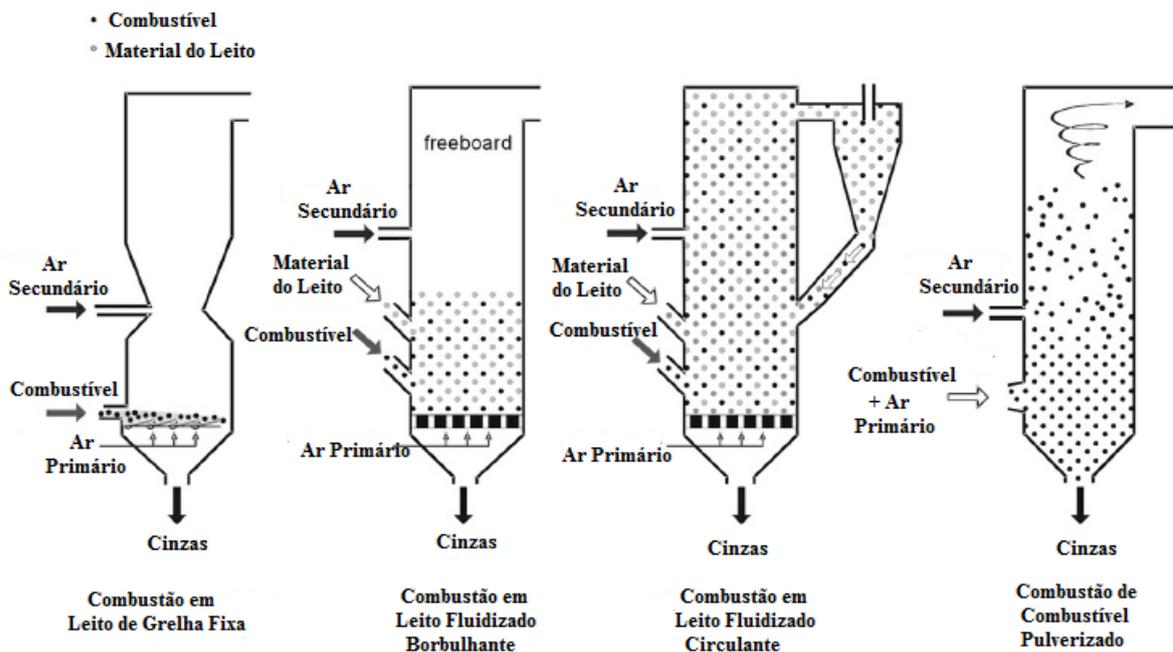


Figura 3.1 - Tecnologias principais para combustão de combustíveis sólidos, adaptado de [23].

### 3.2 A combustão em leito fluidizado

Os sistemas de combustão em leito fluidizado (CLF) foram aplicados a partir de 1960 para a combustão de resíduos municipais e industriais [23]. Desde então, muitas instalações industriais foram construídas em todo o mundo.

O leito é constituído por material inerte e granular, sendo os materiais mais comuns a areia, sílica e a dolomite [2]. Geralmente, o material do leito representa 90% - 98 % da mistura e os restantes 2% - 10% correspondem a percentagem de combustível sólido na mistura [23].

O ar de combustão (ar primário) é injetado no leito a partir de injetores de ar situados na sua base, de forma a distribuir e fluidizar o leito para que se torne numa mistura heterogénea composta por partículas sólidas e bolhas de gás. A transferência de calor no leito é intensa, e a mistura entre o

material inerte, combustível e comburente, proporcionam boas condições para uma combustão completa com pouca necessidade de excesso de ar [37].

A temperatura de combustão é mantida relativamente baixa, geralmente entre os 750°C e os 900°C, a fim de impedir a sinterização de cinzas no leito. Isto pode ser conseguido através de instalação de permutadores de calor internos, recirculação dos gases de combustão, adição de combustível com elevado teor de água ou operação com baixa estequiometria no interior do leito [41].

Devido à boa mistura obtida entre material inerte, combustível e comburente, os sistemas de CLF podem lidar de forma flexível com vários tipos de combustíveis embora apresentem limitações em relação ao teor de humidade, tamanho das partículas e também das impurezas contidas no combustível [2]. Portanto, é importante a implementação de sistemas de pré-tratamento de combustível apropriado para a redução do tamanho das partículas, separação de metais e secagem do combustível de forma a possibilitar uma operação de combustão estável [37].

Este tipo de sistemas de CLF precisam de um tempo relativamente longo (aproximadamente 8-15 horas) de pré-aquecimento do leito durante a fase de arranque e para iniciar o processo de combustão, para o qual são utilizados queimadores de fuelóleo ou de gás natural [41].

No que diz respeito às emissões, apresentam emissões baixas de monóxido de carbono (CO) e de óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) graças à boa mistura entre o combustível e o comburente, não necessitando de uma elevada percentagem de excesso de ar [42]. Além disso, a utilização de aditivos como por exemplo adição de calcário para a captura enxofre (S) ou cloro (Cl) é uma opção com provas demonstradas, devido ao bom comportamento de mistura.

Os sistemas de CLF são especialmente interessantes para aplicações em larga escala (capacidade nominal da caldeira acima 20 MW<sub>th</sub>). Para as instalações de combustão com potências inferiores, os custos de investimento, operação e manutenção (O&M) são geralmente demasiado elevados em comparação com os sistemas de leito fixo [43].

Informação detalhada sobre combustão de leito fluidizado, suas vantagens e desvantagens, pode ser encontrada em várias literaturas da especialidade [2], [23], [37], [40], [41], [44].

### **3.2.1 Velocidade mínima de fluidização**

Embora o leito fluidizado seja considerado uma unidade de operação bastante complexa, em particular no que diz respeito aos escoamentos da fase sólida e gasosa, tem-se vindo a desenvolver conhecimento no sentido de compreender as propriedades e comportamentos do processo de fluidização, tais como a perda de carga, a homogeneidade de temperatura, a rápida transferência de massa e calor, a cinética de reação [45]. Assim, a velocidade do ar de fluidização define o estado

da fluidização e um parâmetro importante neste contexto é o conhecimento da velocidade mínima de fluidização  $U_{mf}$  [45].

A Figura 3.2 representa a queda de pressão através de um leito de partículas em função da velocidade de escoamento do ar de fluidização. Quando o gás (ar atmosférico) entra pela base do leito, a queda de pressão aumenta progressivamente e o leito permanece fixo até atingir uma condição mínima de fluidização, à qual corresponde a velocidade mínima de fluidização. Com o aumento da velocidade de escoamento acima desse valor, a perda de carga através do leito permanece constante e o excesso de gás acima da condição de mínima fluidização atravessa o leito na forma de bolhas, designando-se esse regime como de operação borbulhante. Para velocidades superiores de fluidização as partículas começam a ser arrastadas e passa-se a ter um regime de operação típico, por exemplo, dos leitos fluidizados circulantes [46].

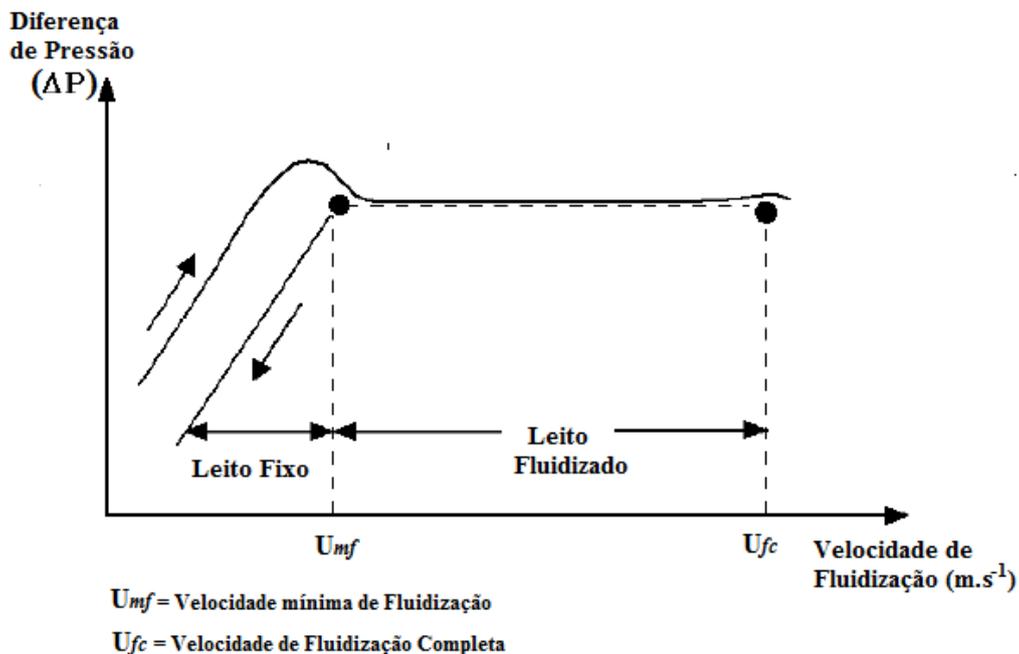


Figura 3.2 - Relação entre perda de carga e velocidade de fluidização no leito com a transição de leito fixo para leito fluidizado [46].

### 3.2.2 Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante

A tecnologia de leito fluidizado borbulhante (LFB) permite boas eficiências térmicas, elevadas taxas de transferência de calor e distribuições de temperaturas uniformes na região do leito. Desta forma, este tipo de tecnologia é considerada ideal para a combustão de biomassa, pois a elevada inércia térmica do leito permite acomodar algumas flutuações de composição do combustível, como é típico dos combustíveis derivados de biomassa [47]. Entre as tecnologias disponíveis, a tecnologia de combustão em LFB é uma das mais eficientes quando aplicada à biomassa, nomeadamente para

produção de energia térmica, energia elétrica e cogeração. Esta tecnologia tem a vantagem da flexibilidade em poder processar diferentes tipos de biocombustíveis sólidos, com relativamente baixas emissões de poluentes gasosos [41].

Esta tecnologia aplica-se a fornalhas/caldeiras com uma potência térmica nominal superior a  $20\text{MW}_{\text{th}}$  e podem ainda ser subdivididas segundo a sua pressão de serviço: atmosférica ou pressurizada [43].

Neste tipo de tecnologia de LFB, o material inerte do leito situa-se na parte inferior da fornalha/caldeira. O ar primário é fornecido através de uma placa de bocais de ar distribuídos por baixo do leito com o objetivo de uma boa distribuição do ar e dessa forma permitir uma adequada fluidização do leito. O material do leito é normalmente constituído por areia (com elevado teor de sílica) com dimensões que variam entre os 0,25-1,2mm de diâmetro característico das partículas. A altura do leito pode variar entre 0,3 e 1,5 metros de altura [40] [48] [49].

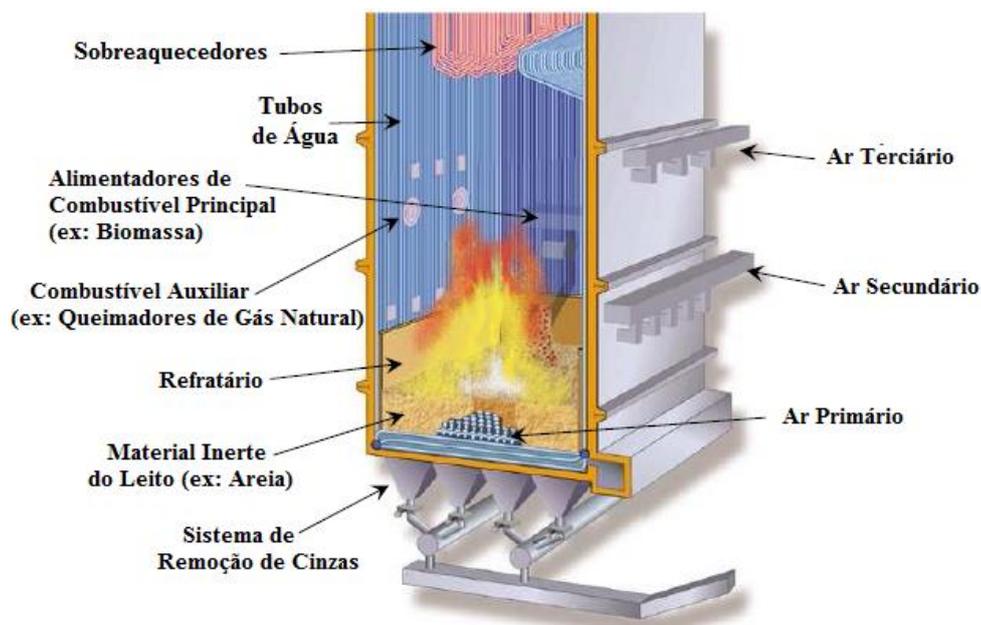


Figura 3.3 - Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante [71].

A velocidade de fluidização do ar pode variar entre  $1$  a  $3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  [41]. O ar secundário e terciário são introduzidos através de várias entradas ao longo do *freeboard*, constituídas por bocais dispostos horizontalmente e de forma a garantir um fornecimento de ar suficiente para favorecer uma combustão completa e para reduzir as emissões de CO e  $\text{NO}_x$  [50].

Outra vantagem deste tipo de tecnologia é a grande flexibilidade em relação ao teor de humidade e tamanho das partículas do combustível, como sucede, por exemplo, com a biomassa florestal residual. Além disso também permite processar misturas de vários tipos de biocombustíveis sólidos diferentes [23].

Neste tipo de sistema as temperaturas do leito situam-se na gama de 760°C a 870°C [41]. Portanto, os combustíveis sólidos que apresentem cinzas com baixa temperatura de fusão também podem ser queimados diminuindo assim os problemas operatórios que podem surgir (*slagging*, *fouling* ou desfluidização).

O combustível sólido deve ser constituído por partículas com dimensão característica inferior a 80mm e com teores de humidade até 50% massa btq, de modo que o rendimento térmico do LFB se situe na gama de 80 a 90%. Para mais informações sobre LFB e os seus parâmetros operatórios existe um vasto conjunto de literatura adequada [23], [37], [40], [41], [43], [48] [49], [51].

### 3.2.3 Combustão em Leito Fluidizado Circulante

Esta tecnologia aplica-se a caldeiras com uma potência térmica nominal superior a 30MW<sub>th</sub> e também podem ser subdivididas segundo a sua pressão de serviço: atmosférica ou pressurizada [43]. Neste tipo de tecnologia, embora exista uma fase densa do leito na parte inferior da fornalha/caldeira, ocorre transporte de partículas ao longo do *freeboard*, sendo que essas partículas são posteriormente capturadas num ciclone e re-circuladas para o leito. O ar primário é fornecido através de uma placa de bocais de ar distribuídos por baixo do leito com o principal objetivo de o fluidizar e fazer circular o material do leito ao longo do *freeboard*. O material do leito é também constituído por areia com elevado teor em sílica, mas com dimensões inferiores e que variam entre os 0,1-0,5mm de diâmetro [40] [48] [49].

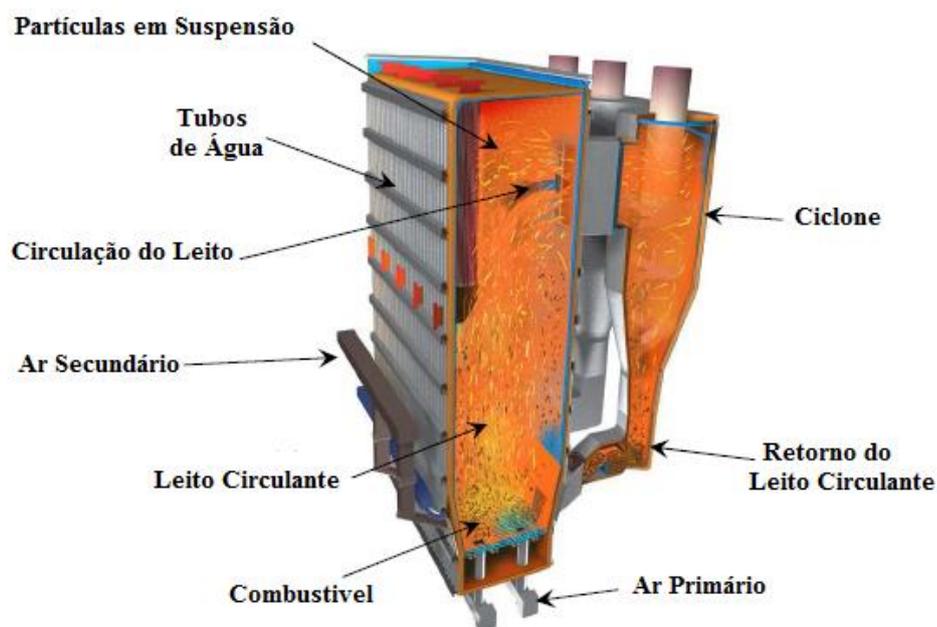


Figura 3.4 - Caldeira de Leito Fluidizado Circulante [72].

Neste caso, a velocidade de fluidização é superior a  $3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , de modo a permitir ao arrastamento e circulação das partículas ao longo do reator. As partículas de areia são misturadas com os gases de combustão desde o leito e ao longo do *freeboard*. Posteriormente, o material do leito e gases de combustão são separados num ciclone, onde os gases de combustão seguem para sistemas de tratamento e exaustão, enquanto o material sólido de maiores dimensões é re-circulado para a câmara de combustão [41].

Neste tipo de fornalha/caldeira a temperatura do leito varia na gama dos  $800^{\circ}\text{C}$  a  $900^{\circ}\text{C}$  e é controlada por permutadores de calor externos de refrigeração, areia reciclada ou por paredes refrigeradas a água. Quanto maior for a turbulência em sistemas LFC, melhor será a transferência de calor e maior é a homogeneidade da distribuição de temperaturas no leito [41].

O combustível deve ser constituído por partículas menores do que  $40\text{mm}$  e com teores de humidade até  $60\%$  massa btq para o rendimento térmico do LFC estar entre os  $85$  e  $95\%$ . Para mais informações sobre LFC e os seus parâmetros operatórios existe um vasto conjunto de literatura adequada [23], [37], [40], [41], [43], [48] [49], [51].

### 3.2.4 LFB vs LFC

De forma a resumir as duas tecnologias de combustão em leito fluidizado referidas nas secções anteriores, apresenta-se a seguinte Tabela:

Tabela 3.1 - LFB vs LFC [23], [37], [40], [41], [48], [51].

	LFB	LFC
Temperatura de Combustão ( $^{\circ}\text{C}$ )	760,00 – 870,00	800,00 – 900,00
Tamanho partículas de combustível (mm)	<80,00	<40,0 0
Tamanho partículas do material inerte do leito (mm)	0,25 – 1,20	0,10 – 0,50
Altura típica do leito (m)	0,30 – 1,50	<i>freeboard</i>
Velocidade de fluidização ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1,00 – 3,00	3,00 – 10,00
Circulação do leito (-)	Não	Sim
Concentração de partículas (-)	Elevada na base do leito; Baixa no <i>freeboard</i> .	Baixa na base leito; Gradual no <i>freeboard</i>

Potência Térmica com investimento justificável (MW <sub>th</sub> ):	>20,00 MW <sub>th</sub>	>30,00 MW <sub>th</sub>
Teor de humidade do combustível (%)	<50,00	<60,00
Eficiência Térmica (%)	80,00 – 90,00	85,00 – 95,00
Baixas Emissões de CO e NOx (-)	Sim	Sim
Excesso de Ar (%)	10,00 – 100,00	10,00 – 50,00
Eficiência de Combustão (Conversão de Carbono) (%)	90,00 – 96,00	95,00 – 99,50
Taxa de Calor libertado na grelha (MW <sub>th</sub> ·m <sup>-2</sup> )	0,50 – 1,50	3,00 – 4,50

---

### 3.3 Emissões gasosas durante a combustão em leito fluidizado

#### 3.3.1 Tratamento de efluentes gasosos

Os poluentes atmosféricos resultantes da combustão de biomassa nas fornalhas/caldeiras de leito fluidizado podem ser orgânicos e inorgânicos, e de diferente estado físico, por exemplo, material particulado ou gases. Entre esses poluentes referir o monóxido de carbono (CO), o dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>), os óxidos de azoto (NOx) e a matéria particulada (MP) [23].

O sistema de tratamento de correntes gasosas provenientes de fornalhas/caldeiras de leito fluidizado pode ser constituído por um ou mais tipos de equipamento, sendo que os mais utilizados industrialmente incluem os sedimentadores gravíticos, ciclones, lavadores (*scrubbers*), filtros de mangas e precipitadores eletrostáticos [52].

Para mais informações sobre sistemas de tratamento de efluentes gasoso em fornalhas de leito fluidizado, e em particular os precipitadores eletrostáticos, existe um vasto conjunto de literatura adequada [23], [52], [53].

## 4 SISTEMAS DE ENERGIA

### 4.1 Central termoelétrica de ciclo de Rankine

Um dos maiores desafios de Engenharia é o desenvolvimento de sistemas eficientes de conversão de energia. As centrais termoelétricas a vapor são um exemplo de um sistema de conversão de energia e são responsáveis, juntamente com as centrais hidroelétricas, pela produção da maior parte da energia mecânica e energia elétrica produzida em todo o mundo [54].

Este tipo de sistema consiste na conversão da energia química contida num combustível em energia elétrica, e é realizada através de um ciclo termodinâmico. No caso das centrais termoelétricas a vapor, o fluido de trabalho é a água, onde esta é alternadamente vaporizada e condensada, e o ciclo termodinâmico designa-se por “Ciclo de Rankine” [55]. O tipo de combustível utilizado nestas centrais pode ser fóssil - petróleo, carvão, fuelóleo, gás natural - ou de origem renovável como a biomassa florestal ou herbácea [51], [56].

O conjunto de processos que ocorrem nos sistemas de geração de energia tais como as centrais termoelétricas a vapor (ciclo de Rankine) são bastante complexos e por isso há a necessidade de realizar o estudo de modelos simplificados de forma a melhor compreender o princípio básico de funcionamento de todo o processo e estimar aproximadamente o desempenho real da central [57].

Na Figura 4.1 podemos observar uma planta esquematizada e de forma simplificada de uma central termoelétrica a vapor.

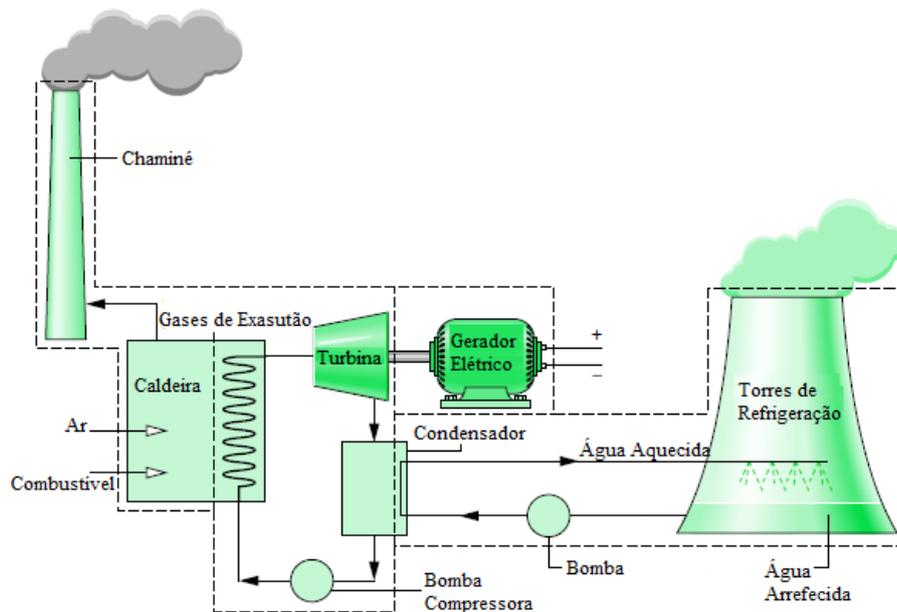


Figura 4.1 - Esquema de uma central termoelétrica a vapor [54].

## 4.2 Ciclo de Rankine

Como referido anteriormente, o fluido de trabalho do ciclo de vapor é a água. A escolha do tipo de fluido é condicionada pelas condições de pressão e temperaturas às quais o ciclo opera. Outros parâmetros que influenciam a escolha do tipo de fluido de trabalho são: a sua disponibilidade, o seu custo económico, o seu fácil manuseamento e armazenamento, o seu ponto de congelação deve ser inferior à temperatura ambiente, deve apresentar um baixo impacto ambiental, apresentar um alto nível de segurança e deve estar no estado líquido à temperatura e pressão ambientes, entre outros [58].

Na Figura 4.2 são apresentados os quatro componentes principais do ciclo de Rankine, que é o ciclo ideal representativo da máquina a vapor, que utiliza como fluido de trabalho a água.

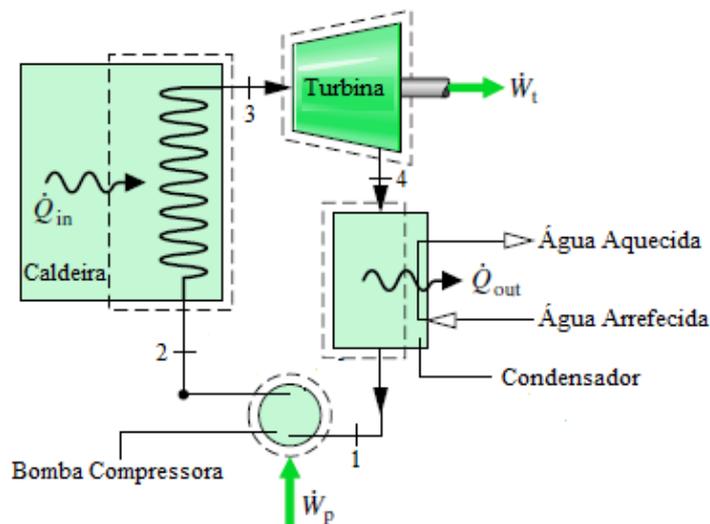


Figura 4.2 – Componentes Principais do Ciclo de Rankine, adaptado de [54]

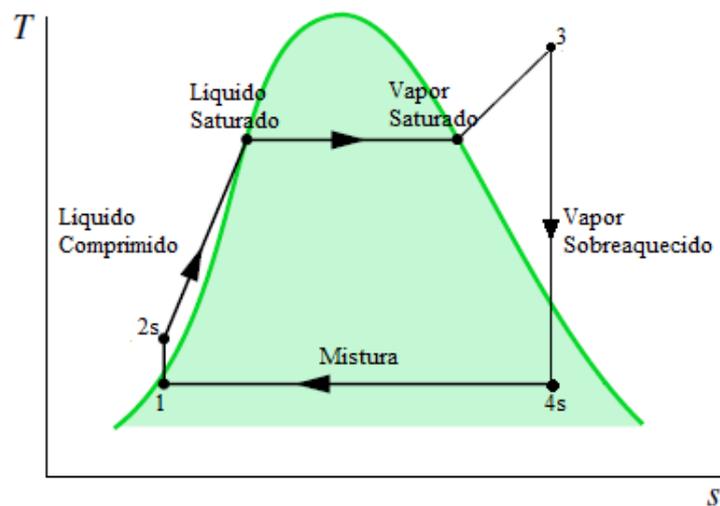
### 4.2.1 Ciclo de Rankine ideal

No ciclo de Rankine ideal, o processo básico de funcionamento é relativamente simples. Água no estado de líquido saturado (**Estado 1**) é comprimida numa bomba de forma adiabática, ou seja, sem trocas de calor com o ambiente. Para a compressão do fluido de trabalho a bomba requer o fornecimento de trabalho ( $\dot{W}_{in}$ ). No ciclo de Rankine ideal consideramos que a compressão é realizada de forma isentrópica, ou seja, a entropia constante. Todo o trabalho fornecido é utilizado para a compressão do fluido, tornando assim a bomba 100% eficiente. Após a sua compressão, a água encontra-se no estado de líquido comprimido (**Estado 2**) apresentando uma pressão muito superior ao estado anterior. Seguidamente, o fluido é direcionado para a fonte de calor (por exemplo, a caldeira) onde irá receber calor ( $\dot{Q}_{in}$ ) proveniente da queima de um combustível (fóssil ou

renovável) a uma pressão constante (processo isobárico). No ciclo de *Rankine* ideal não se considera qualquer perda de pressão na caldeira. O fornecimento de calor é responsável pela mudança de fase do fluido de trabalho, passando-o assim de líquido saturado para vapor saturado e posteriormente para vapor sobreaquecido (**Estado 3**) [59].

Este vapor sobreaquecido, com elevada entalpia, é então conduzido para uma turbina a vapor. A turbina a vapor é o componente responsável pela expansão do vapor proveniente da caldeira a pressões e temperaturas bastante elevadas. O vapor sobreaquecido é expandido isentropicamente ao longo de vários andares, produzindo trabalho mecânico ( $\dot{W}_{out}$ ) através da rotação de um veio. A turbina está acoplada a um gerador elétrico que converte a energia mecânica em energia elétrica. Considera-se que a turbina funciona de forma isentrópica. Após a expansão do vapor na turbina, este pode encontrar-se, ou não, no estado de vapor saturado (**Estado 4**). É então descarregado no condensador a baixas pressões, podendo mesmo trabalhar em vácuo, isto é, a uma pressão inferior à pressão atmosférica. Por fim, no condensador ocorre a condensação do vapor saturado ( $\dot{Q}_{out}$ ) a pressão constante (processo isobárico), até ao estado de líquido saturado (**Estado 1**), fechando o ciclo termodinâmico [54].

No ciclo de *Rankine* ideal, o fluido de trabalho passa através dos vários componentes do ciclo sem qualquer tipo de irreversibilidades ou quedas de pressão na caldeira ou condensador, fluindo assim a uma pressão constante nestes componentes. Além disso, na ausência de irreversibilidades e de transferências de calor com o ambiente, os componentes tais como a bomba compressora e a turbina funcionam como processos isentrópicos [54].



**Figura 4.3** - Diagrama T-s do Ciclo de *Rankine* ideal [54].

No diagrama Temperatura – Entropia (Diagrama T-s) da Figura 4.3 é representado o ciclo de *Rankine* ideal, com a seguinte série de processos reversíveis:

Processo 1-2s: compressão isentrópica realizada pela bomba deixando o fluido de trabalho no estado de líquido comprimido;

Processo 2s-3: transferência de calor na caldeira para o fluido de trabalho à medida que o mesmo flui a uma pressão constante e onde ocorre a sua mudança de fase do fluido de trabalho;

Processo 3-4s: expansão isentrópica realizada na turbina de vapor deixando o fluido no estado de vapor saturado, ou de mistura líquido-vapor no estado 4s, e a uma baixa pressão;

Processo 4s-1: transferência de calor do fluido de trabalho realizado pelo condensador fluindo a uma pressão constante e deixando o fluido de trabalho novamente no estado de líquido saturado, fechando assim o ciclo de *Rankine* ideal [54], [55], [59].

#### 4.2.2 Ciclo de *Rankine* real

O ciclo de *Rankine* real difere do ideal devido às irreversibilidades presentes nos diferentes componentes que o constituem. As duas fontes mais comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido, que causa a queda de pressão ao longo do processo, principalmente na caldeira, e a perda de calor para a vizinhança que acontece em todos os quatro componentes principais do ciclo termodinâmico. Para compensar a queda de pressão é necessário o uso de uma bomba compressora de maior potência e que, por sua vez, consome mais energia. Já para a perda de calor, deve-se adicionar maior potência térmica na caldeira. Ambas as medidas fazem com que a eficiência do ciclo diminua.

As irreversibilidades dentro da bomba compressora e da turbina são as mais importantes. Como referido anteriormente, no caso ideal estes dois componentes são isentrópicos, mas na realidade há sempre um aumento da entropia ao longo do processo, traduzindo-se num maior consumo de energia por parte da bomba e, por sua vez, numa menor quantidade de energia útil comparado com o caso ideal. De todas as perdas presentes, as da turbina são as mais representativas para a eficiência do ciclo [60].

Na turbina a principal irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho está associada à sua expansão e ao escoamento do fluido de trabalho pelos canais e palhetas da turbina. A transferência de calor para a vizinhança representa uma perda que pode ser desprezada. As irreversibilidades na turbina reduzem significativamente a potência líquida do ciclo, pois o trabalho mecânico produzido pela turbina é o valor principal [59], [60].

Devido ao fato do trabalho usado para o acionamento da bomba ser muito menor que o trabalho produzido pela turbina, as irreversibilidades na bomba representam um impacto pouco significativo no trabalho líquido do ciclo, podendo mesmo considerar-se um valor desprezável [54].

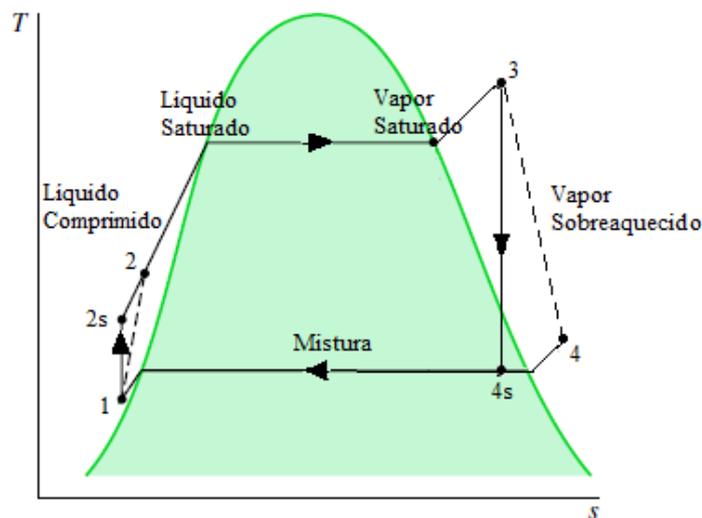
As tubulações presentes no processo também são um ponto de irreversibilidade provocada principalmente pelo atrito e a transferência de calor para o ambiente. O atrito provoca um aumento

da entropia, enquanto a transferência de calor para o ambiente promove uma diminuição na entropia. Para manter o mesmo nível de potência líquida produzida é necessário transferir mais calor para o vapor, logo é necessário uma maior potência térmica na caldeira.

Outro fator importante é que na saída do condensador e entrada da bomba, o líquido deve estar arrefecido para evitar a ocorrência de cavitação que pode danificar o rotor da bomba. Porém, dentro do condensador as perdas são relativamente pequenas. Além disso a potência consumida por equipamentos auxiliares como bombas de água e ventiladores também devem ser considerados na avaliação do desempenho global [61].

As fontes de irreversibilidade mais significativas numa instalação com ciclo de *Rankine* operada com um combustível fóssil ou renovável estão associadas à sua combustão e posteriormente à transferência de calor dos produtos quentes para o fluido de trabalho do ciclo. Esses efeitos ocorrem nas vizinhanças do subsistema e representam irreversibilidades externas.

As eficiências reais nos componentes do ciclo são dadas pela relação entre o trabalho específico ideal (isentrópico) e o real.



**Figura 4.4** - Diagrama T-s do Ciclo de *Rankine* real [54]

Na Figura 4.4 é apresentado um diagrama T-s do ciclo de *Rankine* real:

Processo 1-2: compressão real realizada pela bomba compressora deixando o fluido de trabalho no estado de líquido comprimido com um determinado rendimento;

Processo 2-3: transferência de calor na caldeira para o fluido de trabalho;

Processo 3-4: expansão real realizada pela turbina de vapor com um determinado rendimento e deixando o fluido no estado de superaquecido no estado 4 e para a pressão de funcionamento do condensador;

Processo 4-1: transferência de calor do fluido de trabalho realizado pelo condensador e deixando o novamente no estado de líquido saturado, fechando assim o ciclo de *Rankine* real [54], [55], [59] [62].

### 4.3 Tecnologias de melhoria do rendimento térmico do ciclo de *Rankine*

#### 4.3.1 Regeneração aberta

A regeneração aberta é uma tecnologia que é realizada na indústria e permite às centrais de geração de energia térmica e elétrica a obtenção de um rendimento térmico superior no ciclo [63]. Esta tecnologia consiste na utilização de um regenerador aberto que funciona como um permutador de calor, e onde ocorre a mistura de água líquida de alimentação (a uma temperatura mais baixa) com uma fração de vapor extraído da turbina (a uma temperatura mais elevada), sendo que ambos os escoamentos se encontram à mesma pressão. No regenerador, a fração de vapor transfere a sua energia térmica à água de alimentação acabando por condensar e passando a líquido saturado. Há assim uma mistura com a água de alimentação que se encontra no mesmo estado (líquido saturado) [61].

Este tipo de tecnologia permite ao sistema elevar a temperatura da água de alimentação de forma que esta entre na caldeira a uma temperatura superior, reduzindo desta forma a quantidade de calor necessária para o processo de aquecimento e mudança de fase.

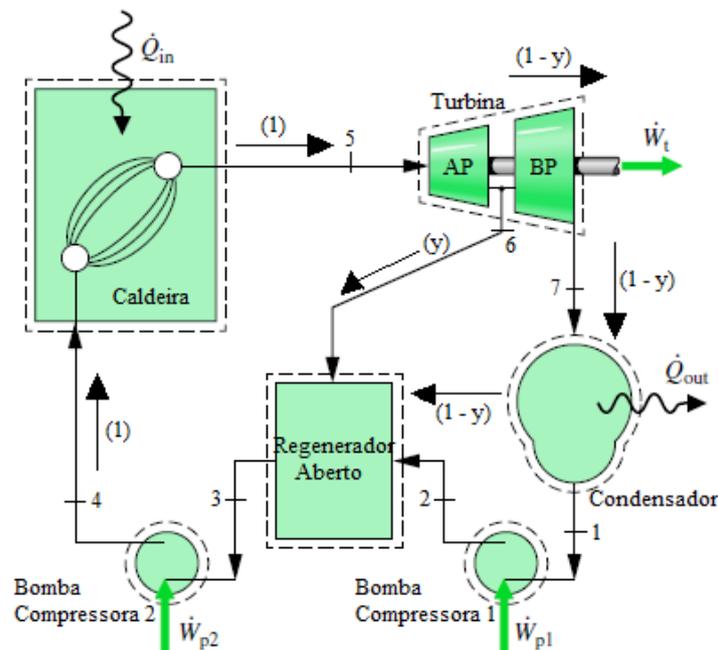
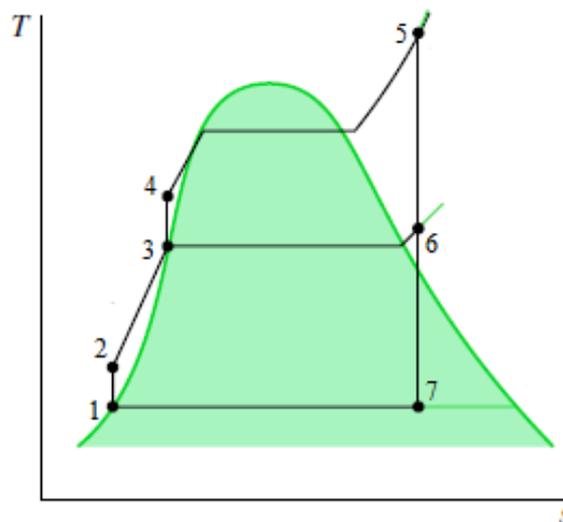


Figura 4.5 – Diagrama T-s do Ciclo de *Rankine* com o efeito de Regeneração Aberta [54].

Como representado na Figura 4.5, o fluido de trabalho total (1) à saída da caldeira encontra-se sobreaquecido (**Estado 5**) e com uma pressão, temperatura e respetiva entalpia bastante elevadas. Este vapor é expandido na turbina de alta pressão (Processo 5-6), e de seguida uma fração do caudal de vapor ( $y$ ) é retirada ao caudal total (1), entre a turbina de alta e de baixa pressão, sendo direcionada para o regenerador aberto a uma pressão intermédia. O restante caudal de vapor ( $1-y$ ) segue para a turbina de baixa pressão onde é expandido até à pressão de funcionamento do condensador (Processo 6-7). Após essa expansão, o fluido ( $1-y$ ) é condensado até ao estado de líquido saturado no condensador (processo 7-1). De seguida, segue para a primeira bomba compressora onde é bombeado até à pressão da expansão da fração de vapor ( $y$ ) e introduzido no regenerador aberto (Processo 1-2). No regenerador, e à mesma pressão, mistura-se o líquido comprimido com a fração ( $y$ ) de vapor (Processo 2-3), havendo transferência de energia térmica da fração de vapor para o líquido. A fração ( $y$ ) de vapor condensa até ao estado de líquido saturado e por sua vez a água de alimentação é aquecida até ao mesmo estado. Um único caudal de água ( $(1-y) + (y) = 1$ ) sai do regenerador aberto como líquido saturado e a uma temperatura mais elevada seguindo para a segunda bomba compressora onde é comprimido novamente até à pressão da caldeira (Processo 3-4) e encaminhado o fluido para a mesma (Estado 4). O vapor sai da caldeira sobreaquecido (Estado 5) e pronto para reiniciar o ciclo [59].

A análise do diagrama  $T-s$  do ciclo de *Rankine* (Figura 4.6) com regeneração aberta permite verificar que há uma redução de quantidade de calor necessária fornecer no processo, uma vez que é aproveitada a energia térmica de uma fração de vapor expandido na turbina de alta pressão para pré-aquecer a água de alimentação antes de esta entrar na caldeira [54].



**Figura 4.6** – Ciclo de *Rankine* com Regeneração Aberta [54].

Uma das consequências deste processo é a melhoria do rendimento térmico do ciclo, e que se traduz pelos seguintes passos (Figura 4.6):

Processo 1-2: Compressão isentrópica realizada pela primeira bomba compressora, deixando o fluido de trabalho no estado de líquido comprimido. Nesta compressão apenas uma parte do caudal é comprimido;

Processo 2-3: Transferência de calor da fração de vapor ( $y$ ) para o líquido comprimido ( $1-y$ ) no regenerador aberto. A água aquece, recebendo energia térmica proveniente da fração de vapor, e este por sua vez condensa e muda de fase até atingir o estado de líquido saturado. Há a mistura de ambos os fluidos à mesma pressão e o caudal do fluido volta a ser total ( $((1-y)+(y) = 1)$ );

Processo 3-4: Compressão isentrópica realizada pela segunda bomba compressora, deixando o fluido de trabalho em líquido comprimido. Nesta compressão, todo o caudal do fluido de trabalho é comprimido no sentido da caldeira;

Processo 4-5: Transferência de calor na caldeira. O fluido de trabalho recebe essa energia térmica mudando de fase e passando ao estado de vapor saturado e posteriormente ao estado de vapor sobreaquecido;

Processo 5-6: Expansão isentrópica na turbina de alta pressão. Todo o caudal de vapor é expandido;

Processo 6-7: Uma fração do caudal de vapor ( $y$ ) é direcionada para o regenerador aberto (Processo 6-3) e o restante caudal de vapor sobreaquecido ( $1-y$ ) expandido na turbina de baixa pressão;

Processo 7-1: Vapor saturado é condensado até ao estado de líquido saturado, perdendo energia térmica no condensador.

Para mais informações sobre outros tipos de tecnologias para melhoria do rendimento térmico do ciclo de *Rankine* nomeadamente: aumento da pressão na caldeira, diminuição da pressão no condensador, reaquecimento, sobreaquecimento, regeneração fechada e regeneração múltipla, existe um vasto conjunto de literatura adequada [54], [59], [60], [61], [63].

## 5 CASO DE ESTUDO

### 5.1 Descrição da empresa

#### 5.1.1 *The Navigator Company*

O Estágio Curricular relativo ao trabalho apresentado neste relatório foi realizado na empresa *The Navigator Company*, no complexo industrial de Cacia (CIC) e teve a duração de 6 meses referentes a Fevereiro e Julho do presente ano 2016.



**Figura 5.1** - Ícone da empresa: *The Navigator Company*, [64].

*The Navigator Company* assume-se na atualidade como uma incontornável referência a nível mundial no seu sector de atividade, isto é, a produção de pasta e papel. Esta empresa (Grupo) é um dos maiores produtores mundiais de pasta e de papel, representando um motivo de orgulho para Portugal. A sua contribuição para economia do país é bastante significativa valendo cerca de 1% do PIB nacional e 3% das exportações nacionais [64].

Em Portugal o grupo possui em três polos industriais localizados em Cacia, Figueira da Foz e Setúbal, que são uma referência de qualidade e competitividade, a nível internacional, pela sua dimensão e tecnologia sofisticada.

A principal atividade assenta num recurso renovável, a madeira de eucalipto, grande parte de origem nacional, transformando-o num produto de alto valor acrescentado, o papel fino de impressão e escrita não revestido em que o grupo é líder europeu.

Possui uma capacidade instalada de 1,6 milhões de toneladas por ano de papel de impressão e escrita, e uma capacidade instalada de 1,4 milhões de toneladas por ano de pasta branqueada de eucalipto [64].

Identificado como o maior proprietário e gestor florestal privado em Portugal, tendo a floresta plantada como um dos pilares mais importantes para o desenvolvimento da sua atividade e, por isso, promove a gestão eficiente, competitiva e responsável das suas plantações e espaços agroflorestais, realizando a gestão de 120 mil hectares de floresta em Portugal, dos quais 72% correspondem a plantações de eucalipto e os restantes 28% a outro tipo de ocupações tais como

montados de sobre, povoamentos de pinheiro bravo, áreas resinosas e folhosas. Para além da manutenção florestal, prevenção de incêndios e conservação da biodiversidade, o grupo também é o fundador e gestor do Instituto de Investigação da Floresta e do Papel - RAIZ, que tem como objetivos a inovação e o desenvolvimento na gestão florestal através de realização de projetos em áreas tais como melhoramento genético das plantas, propagação das plantas, eco-fisiologia e proteção florestal, solos e nutrição. Para além de ser uma referência internacional no seu sector de atividade e uma empresa exemplar em questões de sustentabilidade e preservação ambiental, *The Navigator Company* destaca-se também no sector da energia por ser o primeiro produtor nacional de energia elétrica proveniente de biomassa.

Em 2010 realizou um investimento na implementação de duas centrais termoelétricas a biomassa (CTB), nas fábricas de Cacia e de Setúbal, que apesar de não estarem a alimentar as necessidades energéticas do processo de produção de pasta e papel, contribuem para a produção nacional de energia elétrica proveniente de um recurso renovável. Globalmente, a produção total de energia elétrica do Grupo representa cerca de 5% de toda a energia elétrica produzida em Portugal e ultrapassa os 50% da energia total produzida a partir de biomassa [64].

### **5.1.2 Central Termoelétrica a Biomassa**

O Complexo Industrial de Cacia (CIC) está instalado na zona centro do país, próximo da cidade de Aveiro, e localizada no coração da maior mancha florestal de eucalipto de Portugal. Esta unidade industrial encontra-se muito próxima da matéria-prima, quer para a produção de pasta, quer para a produção de energia térmica e elétrica. Esta proximidade apresenta vantagens e constitui um fator importante de eficiência que se reflete numa maior competitividade e valorização do seu produto. O CIC é especializado na produção de pasta de papel com características especiais e “desenhadas” para a produção de papéis especiais de alto valor acrescentado, nomeadamente papéis decorativos, filtros, cigarros e embalagens flexíveis, nos quais as qualidades inerentes à pasta de eucalipto são mais valorizadas. A capacidade instalada de produção de pasta para o mercado é cerca de 320 mil toneladas por ano [64].

Além do processo de produção da pasta, o CIC apresenta duas centrais de produção de energia térmica e elétrica de origem renovável. A primeira central é de cogeração, utilizando duas caldeiras para a produção de energia térmica; uma caldeira de recuperação (CR4) que utiliza como combustível renovável o licor negro, subproduto resultante do cozimento da madeira, e a outra caldeira (CA5) utiliza como combustível a casca de eucalipto derivada da operação de descasque, serradura e crivagem do eucalipto.

A cogeração consiste na produção simultânea de energia térmica e energia elétrica, sendo a energia térmica utilizada totalmente no processo de fabrico de pasta e de papel. Já a energia elétrica

é utilizada para satisfazer as necessidades da fábrica, e apenas o excedente de energia é injetado na rede elétrica nacional. Esta central tem assim como principal objetivo aumentar a eficiência energética global do processo.

A segunda central é designada como CTB (Central Termoelétrica a Biomassa) e utiliza como combustível renovável a biomassa florestal residual derivada de operações florestais, como por exemplo, o abate de árvores para utilizações industriais e o desbaste e limpeza das florestas. Na constituição da biomassa florestal residual encontram-se várias espécies florestais, mas é o eucalipto a espécie predominante, correspondendo a 85% massa da matéria orgânica total. Esta central destina-se única e exclusivamente à produção de energia elétrica renovável para injeção na rede elétrica nacional. O caso de estudo do presente relatório foi focado na CTB do CIC.



**Figura 5.2** – CTB do CIC [73].

## **5.2 Descrição dos processos**

### **5.2.1 Biocombustível e sistema de alimentação**

O tipo de biomassa que alimenta a caldeira da CTB da CIC é a biomassa florestal residual derivada de operações florestais, constituída por lenhos, ramos, folhas, cepos, casca e bicadas resultantes maioritariamente do desbaste e limpeza de florestas. Esta biomassa é comprada a operadores florestais externos ao Grupo. Estes fornecedores são maioritariamente nacionais e encarregam-se do desbaste, limpeza, recolha e transporte da biomassa até ao CIC. Como referido anteriormente, a espécie florestal predominante na biomassa florestal residual comprada é derivada do eucalipto (*Eucalyptus Globulus*).

De forma a reduzir a compra de biomassa ao exterior, a empresa transfere casca de eucalipto do armazém da CA5 para o armazém da CTB sempre que a caldeira da central (CA5) está parada ou

quando apresenta excesso de biocombustível. Pode-se afirmar então que o eucalipto é o combustível principal da caldeira da CTB, seja proveniente do desbaste da espécie predominante da biomassa comprada ao exterior, seja pela casca utilizada pelo processo de transferência interno na fábrica, desde o armazém da CA5 para o da CTB.



**Figura 5.3** - Amostra de casca de eucalipto [73].



**Figura 5.4** – Amostra de biomassa florestal [73]

Como referido anteriormente, na alimentação à fornalha/caldeira da CTB, a biomassa derivada de atividades internas (transferência da casca de eucalipto entre armazéns) constitui a menor fração do biocombustível usado, e a maior parte é referente à compra de biomassa florestal ao exterior. Os principais fornecedores transportam centenas de toneladas de biomassa florestal diariamente e descarregam-na na empresa para a sua pesagem e armazenamento. A biomassa após chegar à empresa é então pesada, analisada e descarregada para o armazém da CTB.



**Figura 5.5** - Camião descarregando na empresa biomassa florestal proveniente do exterior [73].

Após o descarregamento da biomassa florestal exterior, esta segue diretamente e inicialmente para o “Crusher”, sendo triturada de forma a reduzir-se o tamanho médio das partículas sólidas do biocombustível, e posteriormente, a mistura passa por um separador de metais de forma a remover magneticamente possíveis metais que venham misturados na matéria orgânica, como por exemplo, latas, arames, pregos, etc (separação de metais). No final desta operação de pré-tratamento, a biomassa segue para o topo do armazém da CTB onde, através de um tapete transportador é distribuída ao longo do armazém e de forma homogénea no seu interior. Caso o tempo se apresente favorável a biomassa é exposta ao ar livre para a sua secagem natural.

A gestão e processo da recolha, tratamento e armazenamento da biomassa é feita pelo pessoal da área responsável pelo Parque de Madeiras. A partir do sistema de alimentação, caldeira, central e tudo que esteja relacionado com a produção de energia térmica e energia elétrica é responsabilidade da área de Energia da empresa.



**Figura 5.6** - Exterior do armazém da CTB, [73].



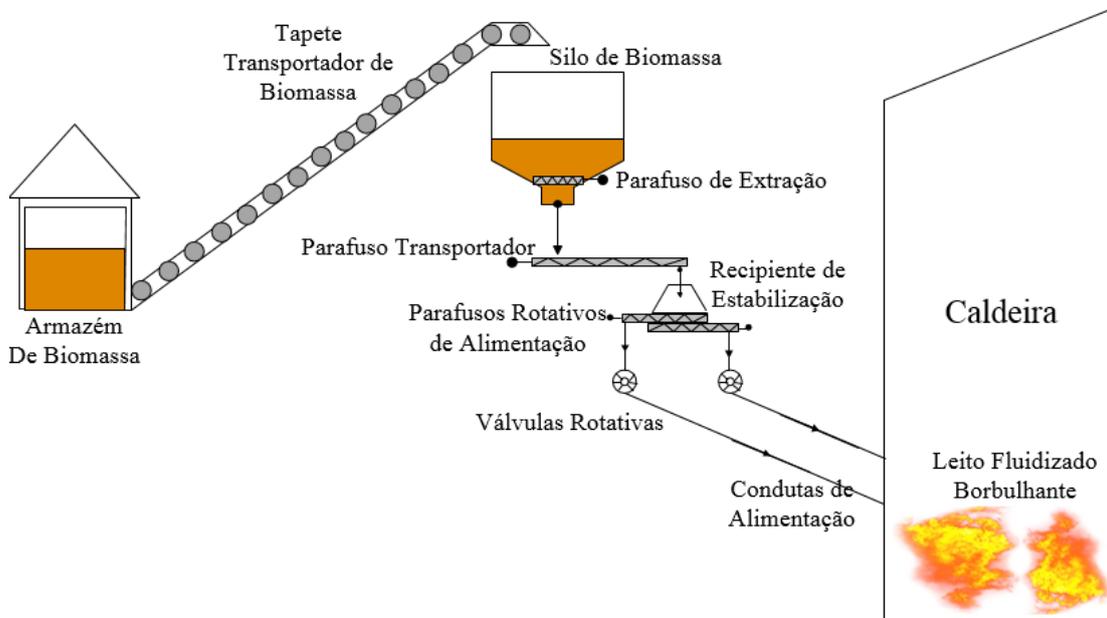
**Figura 5.7** – Interior do armazém da CTB [73].

- **Sistema de Alimentação**

O sistema de alimentação de biomassa da CTB de Cacia é composto pelos seguintes componentes principais:

- Armazém de biomassa;
- Tapete transportador de biomassa;
- Silo de biomassa;
- Parafuso de extração de biomassa;
- Parafuso transportador;
- Recipiente de estabilização;
- Parafusos de alimentação do biocombustível;

- Válvulas rotativas;
- Conduatas de alimentação do biocombustível.



**Figura 5.8** - Esquema do sistema de alimentação de biomassa, [74].

A unidade da fornalha/caldeira está equipada com um silo de biomassa com um volume de  $85\text{m}^3$  que é alimentado através de um tapete transportador. Uma vez no interior do silo, a biomassa é conduzida para um parafuso de extração que se encontra no fundo do silo e cai para o parafuso transportador onde é conduzida até ao recipiente de estabilização. A função do recipiente de estabilização é manter um nível de caudal estável e controlado desde o recipiente até às conduatas de alimentação de biomassa através de dois parafusos rotativos.

O caudal de biomassa é controlado através da velocidade de rotação dos dois parafusos de alimentação, sendo que, quando trabalham à sua velocidade média, a alimentação do biocombustível apresenta um caudal mássico médio de  $4,5\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  e trabalhando à sua velocidade máxima, entrega um caudal mássico de aproximadamente  $6\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Estes dois parafusos alimentam duas válvulas rotativas que foram concebidas de forma a proteger o retorno da biomassa proveniente do interior da câmara de combustão uma vez que se encontra a altas temperaturas. Desta forma, é possível prevenir o risco de queima da biomassa nos equipamentos de alimentação exteriores à caldeira. As calhas de queda são refrigeradas através do próprio ar que acompanha o biocombustível e têm por base dois pontos de alimentação que se encontram localizados no revestimento frontal da fornalha/caldeira cerca de 3 metros acima da superfície do leito.

### 5.2.2 Fornalha/caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante

A fornalha/caldeira de leito fluidizado borbulhante (LFB) da CTB do CIC (Figura 5.9, 5.10) apresenta uma potência térmica nominal de  $49,75\text{MW}_{\text{th}}$  e foi fornecida pela finlandesa *ANDRITZ*.

De acordo com o Artigo 4º do Decreto-Lei nº78/2004, esta caldeira é considerada uma “*instalação de combustão*” uma vez que é um equipamento técnico onde um ou mais combustíveis são sujeitos a um processo de combustão e não apresenta uma potência térmica igual ou superior a  $50\text{MW}_{\text{th}}$ .

Esta fornalha/caldeira foi concebida para queimar uma grande diversidade de biocombustíveis sólidos de modo a produzir  $14,5$  a  $16\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  de vapor sobreaquecido a uma temperatura média de  $470$  a  $475^\circ\text{C}$  e a uma pressão média de  $90$  a  $96$  bares absolutos (bar(a)). Também pode utilizar gás natural como combustível secundário nomeadamente como combustível de arranque da caldeira ou como combustível suplementar [65].



**Figura 5.9** - Caldeira LFB da CTB de Cacia vista do exterior [73].

A tecnologia LFB é mais adequada para a combustão dos diversos tipos de biocombustíveis sólidos. Este tipo de fornalha queima o biocombustível no interior e acima do leito fluidizado constituído por material inerte. O leito apresenta uma elevada capacidade de amortizar flutuações na composição da biomassa de forma a garantir a manutenção de uma temperatura de combustão muito uniforme. As possíveis flutuações de temperatura são provocadas pela variação da qualidade do próprio biocombustível. A altura do leito fluidizado durante o funcionamento da caldeira é normalmente de cerca de  $0,4$  a  $0,6$  metros e a sua temperatura flutua na gama dos  $750$  a  $900^\circ\text{C}$ .

Quando necessário, é utilizada a recirculação de gases de combustão juntamente com ar de fluidização (ar primário) para obviar elevadas temperaturas do leito. O objetivo é reduzir o conteúdo de oxigénio que se encontra no ar e controlar a combustão na área do leito, diminuindo assim a temperatura se necessário [65].

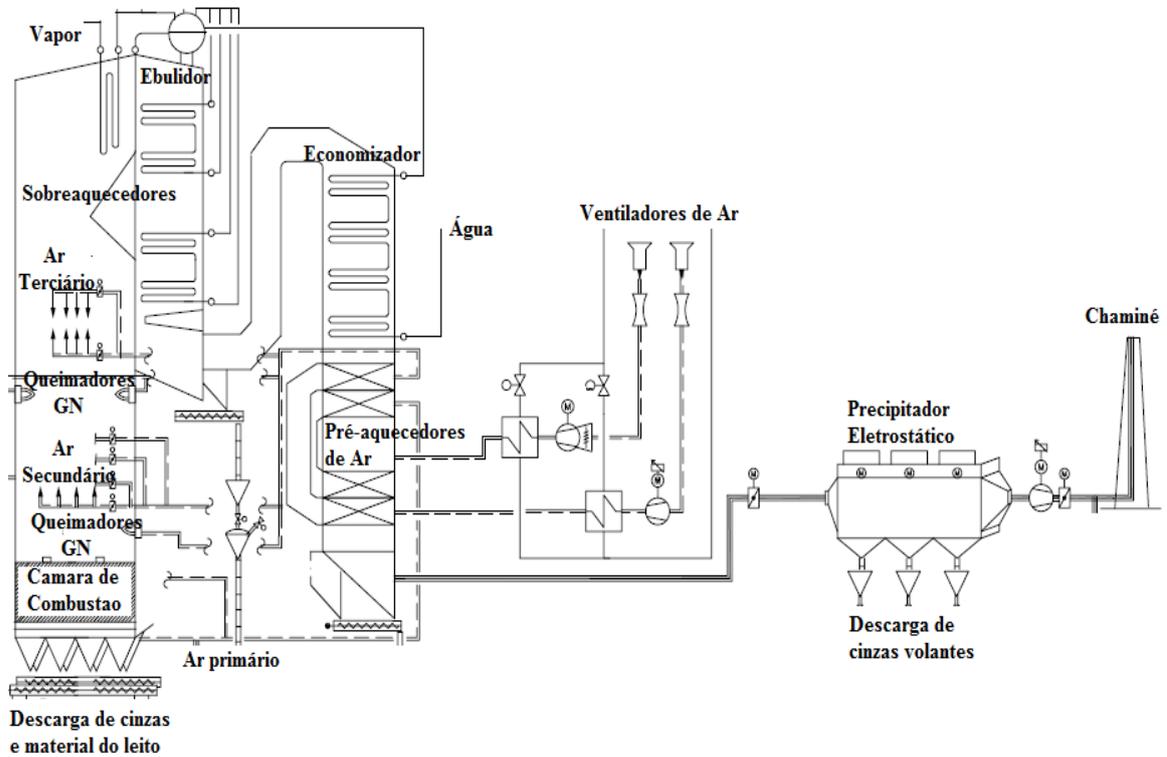


Figura 5.10 – Esquema do esqueleto da Caldeira LFB da CTB de Cacia, adaptado de [65].

- **Alimentação de Ar**

A alimentação de ar divide-se em três estágios: o primário, o secundário e o terciário. O sistema de alimentação de ar é constituído por dois ventiladores, um para o ar primário e o outro para o ar secundário e terciário. Todo o ar extraído da atmosfera por ambos os ventiladores passa pelos pré-aquecedores de ar localizados no economizador de modo a aproveitar a energia térmica proveniente dos gases de exaustão para pré-aquecer o ar até uma temperatura aproximada de 140 a 160°C. O ar primário é introduzido no distribuidor na base do leito como ar principal para a fluidização do mesmo, enquanto o ar secundário e terciário são introduzidos na zona do *freeboard* de forma a promover uma combustão completa de espécies reduzidas provenientes do primeiro estágio (p.e., CO, CH<sub>4</sub>). Este estagiamento do ar de combustão é utilizado para promover uma região redutora no primeiro estágio, e dessa forma minimizar a formação de NO<sub>x</sub>. O excesso de ar total na fornalha de leito fluidizado pode ser controlado numa gama entre 10 e 100%.

- **Queimadores de Gás Natural**

O sistema de combustível auxiliar é composto pelos seguintes componentes principais:

- Queimador de arranque;
- Queimadores de carga.

A fornalha/caldeira de LFB está equipada com queimadores de arranque e queimadores de carga acionados a gás natural (GN).

Durante o processo de arranque da caldeira, a temperatura do leito é aumentada até uma condição de serviço com o queimador de arranque, que está direcionado em direção ao leito para um aquecimento rápido do mesmo. Quando a temperatura atinge um valor adequado, definido entre os 500 e 600°C, a alimentação da biomassa é iniciada e o queimador de arranque é desligado.

Os queimadores de carga (Figura 5.11) são utilizados para manter a capacidade térmica durante períodos em que ocorre interrupção na alimentação de biomassa à fornalha ou quando a qualidade da biomassa é baixa demais para atingir a potência térmica de serviço. Estes queimadores estão localizados numa posição elevada no revestimento frontal da caldeira.



**Figura 5.11** - Queimador de carga de GN da caldeira LFB da CTB [73].

- **Alimentação de areia**

A altura do leito fluidizado varia entre os 0,4 e os 0,6 metros, sendo esse nível controlado através da monitorização da perda de carga através do leito. O material do leito (areia) é adicionado ou removido do leito periodicamente e de acordo com a distribuição de temperaturas do leito (caso exceda os limites superiores ou inferiores permitidos).

O sistema inclui um silo de areia de 60 m<sup>3</sup> (Figura 5.12) a partir do qual a areia é alimentada para o leito fluidizado através de um parafuso sem-fim e uma porta de alimentação na fornalha/caldeira que acede ao interior da câmara de combustão. O consumo do material do leito

depende da qualidade do biocombustível, das condições de funcionamento e da carga da fornalha/caldeira. O leito é constituído por areia natural, quimicamente constituído na maior parte por sílica (Si) e com uma dimensão característica de partícula que varia entre 0,5 e 1,2mm.



**Figura 5.12** - Silo de alimentação de areia da CTB [73].

- **Descarga de cinzas (Escórias e Volantes)**

As cinzas resultantes da combustão da biomassa em fornalhas de leito fluidizado podem ser divididas em duas categorias, o material do leito (ou cinzas de fundo), e o material mais fino e leve definido por cinzas volantes (V) e que são arrastadas pelos gases de combustão.

Em relação às cinzas de fundo, estas são compostas por areia do leito e inorgânicos da biomassa, e são descarregas na base da fornalha. Este material do leito é purgado e flui no sentido descendente em direção às calhas de purga da areia. A partir dessas saídas situadas nas calhas, o material do leito é descarregado através de válvulas corrediças e de foles para um parafuso (refrigerado a água) e conduz a areia e as escórias (E) posteriormente para um transportador de corrente de arrasto que por sua vez é conduzido até a um silo de descarga das cinzas de fundo. As cinzas de fundo armazenadas no silo são posteriormente levadas para processos de valorização material (p.e., produção de cimento e argamassas).

Em relação às cinzas volantes, e uma vez que são arrastadas juntamente com os gases de combustão, estas são removidas no sistema de tratamento de efluentes gasosos, isto é, no precipitador eletrostático (PE) (Figura 5.13) e transportadas pneumáticamente para um silo de cinzas volantes. Estas cinzas são posteriormente levadas para processos de valorização material (p.e., produção de cimento e argamassas).

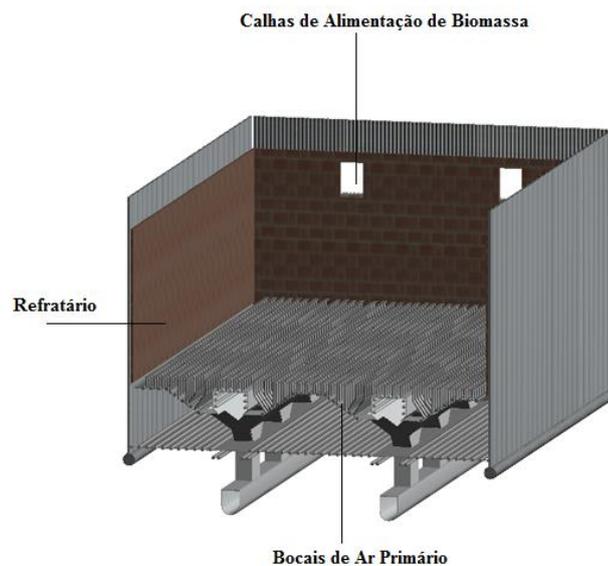


**Figura 5.13** - Precipitador eletrostático da CTB [73].

### **Câmara de Combustão**

A câmara de combustão é constituída pelo próprio leito fluidizado, que tem na base um distribuidor composto por um conjunto de injetores de ar de fluidização, e por uma parte refratária (Figura 5.14). O leito é composto maioritariamente por material inerte, a areia, que é fluidizada com um gás de fluidização injetado no distribuidor na base do leito, em que geralmente esse gás é ar atmosférico.

A câmara de combustão apresenta secção retangular, com uma largura de 4,923m, um comprimento de 5,586m, ou seja, uma área equivalente a 27,5 m<sup>2</sup> [65].



**Figura 5.14** - Esquema da câmara de combustão da caldeira, adaptado de [65].

A parte refratária apresenta uma altura de 2,5m e uma área de 54m<sup>2</sup>. A principal função do refratário consiste em evitar perdas térmicas significativas e também proteger os componentes envolventes (tubos de água da caldeira) contra a erosão.

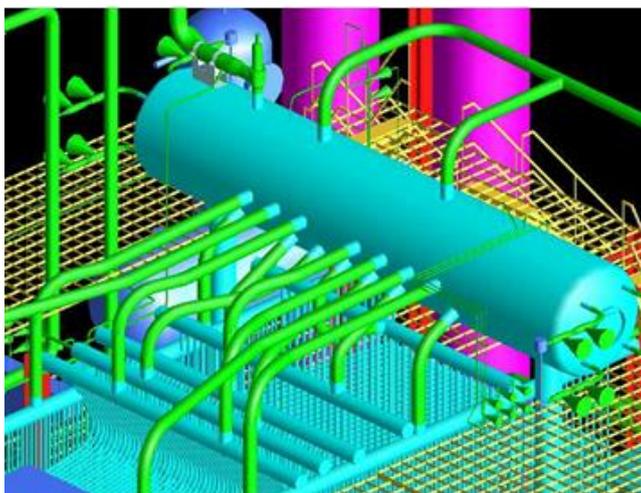
- **Ebulidor;**

O Ebulidor é responsável por armazenar a água no estado líquido saturado e de vapor saturado (Figura 5.15).

Apresenta um diâmetro interior de 1,5m e um comprimento de 6,3m. O volume total é cerca de 11,1m<sup>3</sup>, dos quais 4,6m<sup>3</sup> são destinados ao armazenamento da água saturada e os restantes 6,5m<sup>3</sup> ao armazenamento do vapor saturado.

A pressão do ebulidor encontra-se entre os 101 e 103bar(a) e o fluido encontra-se às temperaturas de mudança de fase correspondentes a estas pressões 311°C e 313°C, respetivamente.

O vapor saturado sai do ebulidor e é conduzido aos sobreaquecedores onde continuará a receber mais energia térmica e passará de vapor saturado a vapor sobreaquecido até atingir as condições estabelecidas de serviço para operação da turbina (93bar(a) e 472°C).



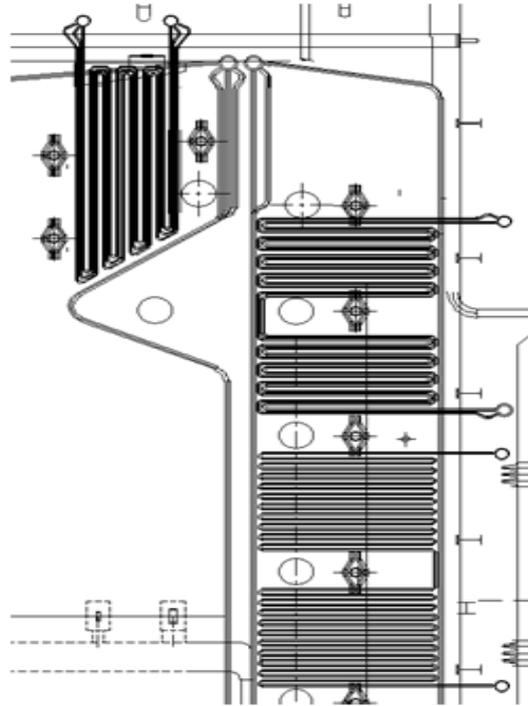
**Figura 5.15** - Esquema do ebulidor da caldeira, adaptado pelo autor de [65].

- **Sobreaquecedores;**

Os Sobreaquecedores são responsáveis pela transformação do vapor saturado em vapor sobreaquecido (Figura 5.16), e consistem num conjunto de tubos que funcionam como permutadores de calor e fazem com que o vapor atinga as condições designadas para entrar na turbina.

O vapor é sobreaquecido até uma temperatura média de 470 a 475°C e uma pressão média de 90 a 96bar(a), para depois ser expandido na turbina. Os sobreaquecedores primário e terciário

estão dispostos horizontalmente, enquanto o sobreaquecedor secundário está disposto verticalmente e suspenso na parte superior do *freeboard* (Figura 5.16).



**Figura 5.16** - Esquema dos sobreaquecedores da Caldeira, adaptado de [65].

O Economizador é composto por quatro conjuntos de tubos localizados no circuito da caldeira (Figura 5.17).

Este componente apresenta uma altura de 5,586m e uma largura de 2,5m. A água flui em contracorrente com os gases de combustão aproveitando a energia térmica destes últimos para elevar a temperatura da água até um valor próximo da temperatura de saturação. Por sua vez, os gases de exaustão perdem essa energia térmica, e são arrefecidos antes de serem encaminhados para o PE e chaminé.

A água comprimida passa pelo economizador a uma pressão média entre os 100 e 105bar(a) e é aquecida de uma temperatura de entrada que ronda os 110 e 120°C até uma temperatura entre os 250 e 300°C.

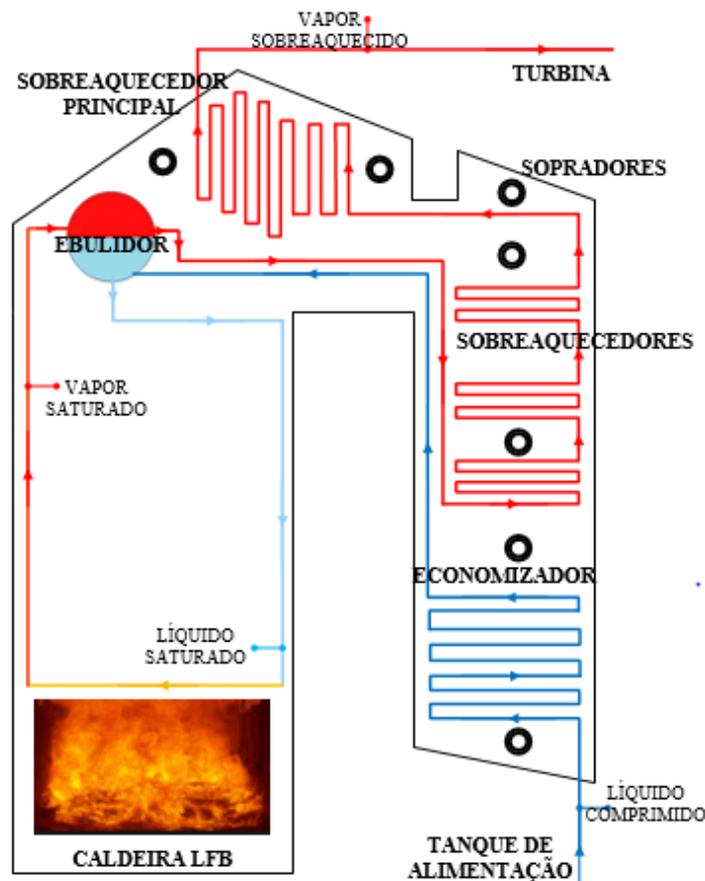


Figura 5.17 - Esquema do interior da Caldeira LFB e seus subcomponentes principais [74].

### 5.2.3 Central termoelétrica a vapor

Esta central funciona segundo o ciclo de *Rankine* com regeneração aberta. A água é condensada e vaporizada num ciclo de operação em circuito fechado, permitindo assim à CTB do CIC ser responsável pela produção de uma potência elétrica na ordem dos 13,2MW<sub>e</sub> e a respetiva injeção dessa energia na rede elétrica nacional. Para além da fornalha/caldeira, referida e caracterizada anteriormente, existem os seguintes componentes principais constituintes da central termoelétrica e responsáveis pelo seu funcionamento:

- **Tanque de Alimentação**

O Tanque de Alimentação (Figura 5.18) apresenta um volume bruto de 80m<sup>3</sup>, secção circular com um diâmetro de 3,1m e um comprimento de 10,6m. Armazena em média 68m<sup>3</sup> de água a uma pressão que pode variar entre 3 a 5bar(a) e uma temperatura de 110 a 120°C. A água tem um tempo de residência médio de 35min no tanque antes de ser transportada para o componente seguinte. O principal objetivo do tanque de alimentação de água é armazenar o fluido de trabalho e garantir o seu

pré-aquecimento através da energia térmica de uma fração de vapor extraída do andar de baixa pressão da turbina (5 bar(a)). Este componente é também constituído por um desgaseificador que tem como funcionalidade principal a remoção de gases solúveis da água antes de esta ser injetada no circuito.



**Figura 5.18** - Tanque de Alimentação da CTB [73].

- **Bombas Compressoras**

A CTB de Cacia possui duas bombas de alimentação (Figura 5.19), também conhecidas como bombas compressoras, em que apenas uma delas está em constante funcionamento, e a outra em *standby*. Desta forma, garante-se que a central está em constante funcionamento, pois caso haja necessidade de algum tipo de manutenção numa bomba, a outra é acionada de forma que o processo não seja interrompido. Ambas as bombas compressoras apresentam as mesmas características técnicas e são acionadas e alimentadas eletricamente.

Admitem o fluido de trabalho (água no estado líquido) proveniente do tanque de alimentação e têm a capacidade de comprimir um caudal mássico médio entre 16 a 19kg·s<sup>-1</sup>, de uma pressão entre 1 e 5bar(a) até uma pressão que pode variar entre 100 e 120bar(a). Em funcionamento normal, a água vem do tanque de alimentação a uma temperatura na ordem dos 110 a 120°C e após a compressão atinge os 118 a 125°C.

Estes componentes são responsáveis por comprimir a água de forma que o fluido de trabalho faça o circuito completo, tendo em conta a capacidade de superar as perdas de carga impostas pela caldeira e pelo circuito.



**Figura 5.19** - Bomba Compressora nº1 da CTB [73].

- **Turbina**

A CTB encontra-se equipada com uma turbina de condensação (Figura 5.20), responsável pela expansão do vapor sobreaquecido que sai da caldeira e onde se dá a conversão de energia térmica do fluido em energia mecânica (rotação dum veio). A turbina é constituída por três andares de expansão do fluido: o andar de alta pressão (AP), o andar de pressão intermédia (MP) e o andar de baixa pressão (BP). A turbina admite um caudal mássico de vapor sobreaquecido que varia entre 14 a  $16\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  a uma pressão média de 93bar(a) e uma temperatura média de  $472^{\circ}\text{C}$ . Em regime de operação normal, a turbina apresenta uma média de 7 000 rotações por minuto (rpm). O veio da turbina é ligado a uma caixa redutora cuja função é reduzir o número de rotações para cerca de 1 500 rpm e que, por sua vez, está ligado ao gerador elétrico através de um segundo veio. O gerador elétrico é o componente responsável pela conversão da energia mecânica do veio em energia elétrica. Se a turbina operar às condições nominais, produz e injeta na rede elétrica nacional uma potência elétrica na ordem dos  $13,2\text{MW}_e$  [66].

- **Andar de Alta Pressão**

O primeiro andar de expansão do vapor sobreaquecido é o andar de alta pressão que é responsável por admitir o vapor a 93bar(a) e  $472^{\circ}\text{C}$  e expandi-lo até uma pressão de 15bar(a).

- **Andar de Média Pressão**

O andar seguinte, é designado por andar de pressão intermédia, ou andar de média pressão. Neste andar da turbina existe uma picagem onde ocorre a extração de uma fração de vapor que é direcionada para o sistema de sopragem e que tem como finalidade a remoção da acumulação de cinzas volantes nos permutadores de calor da caldeira, nomeadamente no economizador e

sobreaquecedores. Esta extração é aproximadamente de  $1,67\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  de vapor, e encontra-se a uma pressão de 15bar(a) e uma temperatura na gama dos 280 a 320°C. A sopragem é feita 3 vezes por dia e têm a duração média de 1 hora, mas para efeitos de cálculo foi considerado neste trabalho que é realizada constantemente. Este segundo andar faz a expansão do vapor sobreaquecido de uma pressão de 15bar(a) até uma pressão de 5bar(a) [66].

- **Extração de Baixa Pressão**

Também existe uma extração neste andar da turbina onde o vapor é constantemente direcionado para um coletor de baixa pressão e posteriormente para o tanque de alimentação com a finalidade de pré-aquecer a água contida no mesmo; este processo designa-se por regeneração aberta, uma vez que o vapor é misturado com água no interior do tanque de alimentação, condensando e, por sua vez, aumentando a temperatura da água armazenada no tanque. A extração de vapor é feita a 5bar(a) e a uma temperatura média na gama 180°C a 220°C. O caudal mássico de vapor é variável de acordo com as necessidades de temperatura desejadas para o fluido no tanque de alimentação.

A expansão final do fluido de trabalho é feita até uma pressão inferior ao valor da pressão atmosférica. Este processo é suportado por bombas de vácuo que permitem que o fluido não condense enquanto se encontra no interior da turbina, evitando assim possíveis danos no equipamento. O último andar de expansão é realizado de uma pressão de 5bar(a) até uma pressão final na gama 0,085 a 0,12bar(a). O vapor é libertado da turbina num estado parcialmente condensado, apresentando uma qualidade de cerca de 90% [66].



**Figura 5.20** - Sala da Turbina da CTB [73].

- **Condensador**

Neste componente (Figura 5.21) é descarregado o vapor saturado após a sua expansão total na turbina. O condensador é um permutador de calor que funciona à mesma pressão do vapor à saída da turbina, ou seja, a uma pressão subatmosférica (0,085bar(a) e 0,12bar(a)).

Este componente tem como principal finalidade trocar a energia térmica do vapor com um circuito de água secundário, designado como circuito de refrigeração de forma a fazer com que este mude de fase, transformando-o em água no estado de líquido saturado.



**Figura 5.21** - Condensador da CTB [73].

- **Circuito de Refrigeração**

O circuito de refrigeração é um circuito secundário de água líquida que tem como objetivo receber o calor do vapor saturado no condensador e trocá-lo novamente com o ambiente através das torres de refrigeração (Figura 5.22).

A gama de temperaturas de funcionamento da água líquida de refrigeração está entre os 20 e os 30°C, sendo que a temperatura superior (30°C) corresponde à temperatura da água quando sai do condensador e após ter recebido a energia térmica do vapor.

Já a temperatura inferior (20°C) corresponde à água líquida antes de entrar no condensador e após ter passado nas torres de refrigeração e ter dissipado para o ambiente o calor recebido no condensador.

Este circuito de refrigeração está preparado para ter um caudal mássico de água que pode variar entre os 400 e 850kg·s<sup>-1</sup>.



Figura 5.22 - Torres de Refrigeração da CTB [73].

- **Tanque de Condensados**

O tanque de condensados apresenta um volume de  $50\text{m}^3$  e duas bombas de condensados que impulsionam a água para o tanque de alimentação. Este componente tem como objetivo armazenar a água no estado líquido saturado proveniente do condensador e pré aquece-lo através da energia térmica de uma extração de vapor proveniente de um coletor de vapor de baixa pressão proveniente da extração de baixa pressão da turbina. O tanque armazena a água a uma pressão de 1 bar(a) e a uma temperatura controlada que varia entre os 90 e os 95°C.

De forma a simplificar o cálculo do rendimento da central, este estágio de regeneração aberta não foi considerado pelo autor.



Figura 5.23 - Tanque de condensados da CTB [73].

- **Bombas de Condensados**

Existem duas bombas de condensados, mas apenas uma delas está em constante funcionamento, e a outra em *standby*, de forma que o processo nunca seja interrompido caso haja necessidade de paragem ou manutenção de uma delas.

O processo de funcionamento das bombas de condensados é análogo ao das bombas de alimentação da caldeira (compressão da água no estado líquido). As diferenças são de potência mecânica e elétrica - enquanto as bombas de alimentação comprimem a água de 2 a 5bar(a) até 100 a 120bar(a), as de condensados comprimem a água no estado de líquido saturado de uma pressão de 0,085 a 0,12bar (a) até a uma pressão igual à pressão de extração da turbina de baixa pressão que é de cerca de 5bar(a).

O rendimento isentrópico quer das bombas de alimentação, quer das bombas de condensados é cerca de 70% [65].



**Figura 5.24** - Bomba nº1 de Condensados [73].

- **Tanque de Desmineralização**

Este componente tem como função a reposição da água (fluido de trabalho) que é perdida ao longo de todo o processo no circuito de potência. Desta forma, em resultado do circuito apresentar perdas quer de água líquida ou de vapor, o processo é sempre reabastecido de água líquida em contínuo. O tanque de desmineralização (Figura 5.25) é responsável pelo tratamento e controlo da água a nível de pH, condutividade e teor de sílica, de forma a manter as características físico-químicas da água do circuito nas condições adequadas. Este tanque apresenta um volume de 150m<sup>3</sup> e duas bombas de água que impulsionam o fluido para o tanque de alimentação. A reposição de água varia de acordo com a quantidade de vezes que se realiza a sopragem dos permutadores e com as perdas totais de fluido no circuito; os valores médios observados durante o período de tempo deste trabalho

flutuaram entre 1 e  $3\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Esta reposição de água observada foi devido maioritariamente a fugas em linhas de vapor e em válvulas de controlo, que com o tempo vão sofrendo o processo de corrosão e acabam por apresentar ligeiras fugas.



Figura 5.25 - Tanque de Desmineralização [73].

#### 5.2.4 Descrição do funcionamento do processo e atribuição dos diferentes estados.

Na Figura 5.26 é representado de forma esquemática o circuito do fluido de trabalho no ciclo de potência da CTB em estudo.

O **Estado 1** é considerado o estado do fluido de trabalho que sai do tanque de alimentação e entra na bomba compressora. A água neste ponto encontra-se próxima do estado de líquido saturado, a uma pressão de 2,3bar(a) e uma temperatura de  $115^{\circ}\text{C}$ . O caudal mássico de água na bomba compressora/alimentação é  $16\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Água no estado de líquido comprimido sai da bomba compressora a uma pressão de 100 a 120bar(a) e a uma temperatura entre  $118$  a  $125^{\circ}\text{C}$ . Este estado é considerado o **Estado 2**.

Seguidamente o líquido comprimido entra na caldeira e passa pelo economizador onde recebe calor proveniente dos gases de combustão em contracorrente. Este componente permite assim aproveitar a energia térmica dos gases para pré-aquecer o fluido de trabalho (água). Desta forma, a temperatura dos gases baixam, de modo a causar um menor impacto ambiental ao sair para o precipitador electrostático (PE) e para a atmosfera posteriormente, através da chaminé. Por sua vez, a água é aquecida até uma temperatura mais próxima da sua temperatura de saturação. O fluido de trabalho chega ao ebulidor, situado no topo da caldeira e desce, através de tubos situados num feixe de convecção, até próximo da zona inferior da fornalha de combustão. Nesta zona, a água muda de fase e passa de líquido saturado a vapor saturado, subindo até ao ebulidor por circulação natural

(diferença de densidade). De seguida, a partir do ebulidor, o vapor saturado segue para a zona dos sobreaquecedores situados no interior da caldeira onde continua a receber uma elevada quantidade de energia térmica proveniente da combustão da biomassa. O vapor passa finalmente de vapor saturado para vapor sobreaquecido e as condições do vapor atingem as condições de serviço adequadas para a turbina. Neste caso, as especificações exigidas do vapor sobreaquecido situam-se na gama de pressão entre 88 e 96bar(a) e temperaturas entre 460 e 485°C [66]. O vapor sobreaquecido abandona a caldeira, no **Estado 3**, e passa para a turbina de condensação onde é expandido.

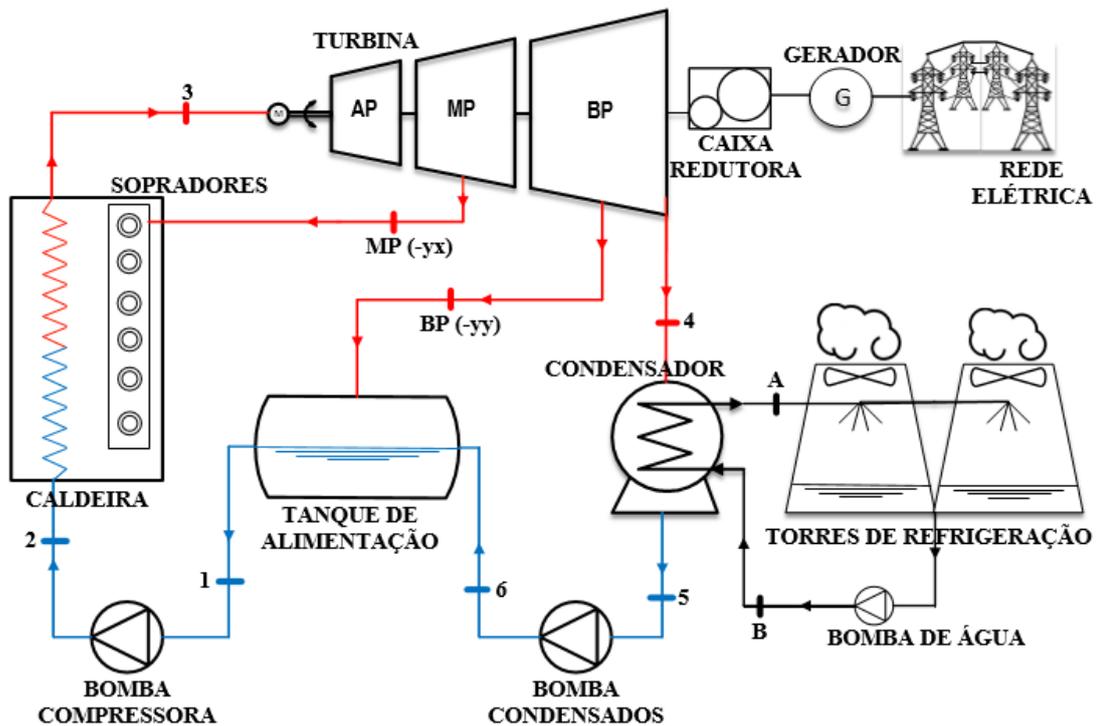


Figura 5.26 - Esquema do circuito água-vapor da CTB [74].

A turbina de condensação é o componente responsável pela expansão do vapor sobreaquecido e respetiva conversão da energia térmica contida no fluido de trabalho em energia mecânica. É constituída por diferentes andares de pressão, pás e um veio que está acoplado a uma caixa redutora e esta, por sua vez, acoplada com outro veio ao gerador elétrico onde há a conversão de energia mecânica em energia elétrica.

O vapor sobreaquecido entra a uma velocidade de  $60\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  na turbina e ganha velocidade no seu interior até atingir velocidades próximas dos  $300\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . A circulação do vapor nas pás da turbina, obriga à sua rotação a uma velocidade de 7 000 rpm, convertendo a energia térmica do fluido em energia cinética nas pás e veio da turbina. Com este processo, o vapor vai perdendo pressão e

diminuindo de temperatura, expandindo-se de uma pressão de 93bar(a) e temperatura de 472°C até uma pressão de 15bar(a) e uma temperatura de 300°C no andar de alta pressão (**Estado AP**).

No andar de média pressão, **Estado MP**, ocorre uma expansão do vapor desde uma pressão de 15bar(a) até uma pressão de 5 bar(a) e uma temperatura de 200°C. Neste estágio há uma extração esporádica de vapor sobreaquecido, cerca de  $1,67 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  a 15bar(a) e a uma temperatura de 300°C, que é encaminhado para o sistema de sopragem dos permutadores, com o objetivo de remover as cinzas volantes provenientes dos gases de combustão e depositadas nas zonas de transferência de calor tais como os sobreaquecedores e economizador.

O andar de baixa pressão, **Estado BP**, corresponde ao terceiro e último estágio de expansão do vapor sobreaquecido. No início deste estágio há também uma extração de vapor a 5bar(a), e de caudal variável, que é direcionado para um coletor de baixa pressão. Esse coletor de baixa pressão armazena o vapor que depois é usado para controlar as temperaturas em equipamentos como o tanque de alimentação que se encontra sensivelmente à mesma pressão. A esta técnica designa-se de regeneração aberta, onde a fração de vapor contribui para o pré-aquecimento da água que se encontra lá armazenada, condensando e transformando-se em líquido.

Finalmente, no estágio de baixa pressão, **Estado BP**, o restante vapor é expandido de uma pressão dos 5bar(a) até uma pressão inferior à pressão atmosférica, através do funcionamento de bombas de vácuo que permitem ao vapor ser expandido até a uma pressão inferior à atmosférica, correspondente a cerca de 0,085 a 0,12 bar(a) e uma temperatura na gama 45 a 46°C, garantindo que o vapor não condense.

O **Estado 4** é o estado correspondente à exaustão final do vapor na turbina e antes do condensador. O caudal mássico de vapor neste ponto é variável devido às extrações na turbina anteriormente referidas. Neste ponto, o fluido de trabalho apresenta uma qualidade de 90%, i.e., está parcialmente condensado, e a uma pressão que varia entre os 0,085 e 0,12bar(a) e a uma temperatura próxima dos 46°C.

O vapor é seguidamente direcionado para o condensador onde irá trocar calor com um circuito secundário de água líquida, designado por circuito de refrigeração. No condensador ocorre a mudança de fase do vapor saturado para líquido saturado, o qual sai do condensador à mesma pressão e a uma temperatura média de 44 a 45°C; **Estado 5** na Figura 5.26. O circuito de refrigeração funciona em circuito fechado através do funcionamento de duas bombas de água, onde a água é aquecida até cerca de 30 a 32°C no condensador e arrefecida até aos 20 a 22°C nas torres de refrigeração, local onde o fluido de trabalho troca o calor com o meio ambiente.

Por fim, o líquido saturado após sair do condensador à mesma pressão (0,085 a 0,12 bar(a)) é comprimido pelas bombas de condensados até à pressão da extração de baixa pressão (5 bar(a)), e dirigido diretamente para o tanque de alimentação; **Estado 6** na Figura 5.26.

O tanque de alimentação está a uma pressão de 3 a 5bar(a) e a água é continuamente aquecida, até atingir 110 a 120°C, pelo vapor extraído da zona de baixa pressão da turbina. Completa-se assim o circuito do fluido de trabalho no ciclo termodinâmico.

### 5.3 Metodologia

#### 5.3.1 Considerações gerais

**Tabela 5.1** - Condições de referência consideradas.

Pressão	$P_0$	101 300	Pa
Temperatura	$T_0$	0	°C
Temperatura	$T_0$	273	K
Constante dos Gases Ideais	R	8,314	$\text{m}^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$

**Tabela 5.2** - Composição do ar seco considerado.

Azoto	$\text{N}_2$	79,0%
Oxigénio	$\text{O}_2$	21,0%

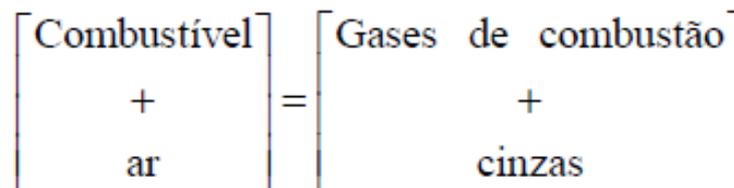
**Tabela 5.3** - Massa molar de algumas espécies químicas ( $\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$ ).

$M_C$	$M_H$	$M_O$	$M_{O_2}$	$M_N$	$M_{N_2}$	$M_S$	$M_{H_2O}$	$M_{Ar\ Seco}$
12,00	1,00	16,00	32,00	14,00	28,00	32,10	18,00	28,84

#### 5.3.2 Balanço mássico ao processo de combustão da biomassa

O balanço mássico a um sistema de combustão consiste fundamentalmente em calcular, em estado estacionário e para um dado conjunto de condições operatórias, nomeadamente de composição elementar do combustível e de excesso de ar, a composição e quantidade dos gases de combustão e também a composição e quantidade de resíduos sólidos (cinzas) produzidos.

A metodologia apresentada é baseada em [33] [34].



**Figura 5.27** - Princípio geral da conservação da massa numa fornalha em estado estacionário.

### **Outras considerações:**

A base de cálculo do balanço mássico que aqui se apresenta, é por na unidade de massa de combustível sólido seco a processar [kg mistura base seca]. A metodologia apresentada é um exercício de aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica e prevê a distribuição de produtos principais como por exemplo, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub> e cinzas mas não tem em conta a distribuição dos produtos em baixa concentração como por exemplo os poluentes tais como o NO<sub>x</sub>, HCl ou as dioxinas.

Para efeitos de balanço mássico e energético vamos considerar que a combustão é completa, ou seja, todo o C é oxidado a CO<sub>2</sub>, o H é oxidado a H<sub>2</sub>O, o S é oxidado a SO<sub>2</sub>, o N não é oxidado e aparece como N<sub>2</sub> e, por fim, não surgem espécies como o C sólido, H<sub>2</sub>, CO ou hidrocarbonetos nos produtos de combustão.

O balanço mássico também não prevê como se deverá distribuir o ar de combustão entre o ar primário e o ar secundário, embora permita determinar qual a quantidade de ar globalmente necessário.

### **REAGENTES**

#### **Análise imediata do combustível**

A análise imediata do combustível consiste no teor de humidade, voláteis, carbono fixo e teor de cinzas do combustível em base tal e qual. Para o balanço realizado considera-se apenas o teor de humidade presente no material orgânico ( $W_{w,btq}$ ).

#### **Composição elementar do combustível**

A composição química do combustível diz respeito ao conteúdo dos vários elementos químicos que compõem a fração orgânica, cinzas, e razão mássica da humidade., por exemplo conforme Tabela 5.4.

**Tabela 5.4** - Composição elementar de um combustível.

$W_C$	kg Carbono · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_H$	kg Hidrogénio · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_O$	kg Oxigénio · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_N$	kg Azoto · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_S$	kg Enxofre · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_Z$	kg Cinzas · kg combustível bs <sup>-1</sup>
$W_{wbs}$	kg Água · kg combustível bs <sup>-1</sup>

Dado que o teor de humidade do combustível em base seca ( $W_{w,bs}$ ) é calculado através da Equação 5.1:

$$W_{w,bs} = \frac{W_{w,btq}}{(1 - W_{w,btq})} \quad \text{Equação 5.1}$$

Em que:

$W_{w,bs}$  – Teor de humidade do combustível em base seca;

$W_{w,btq}$  – Teor de humidade do combustível em base tal e qual.

### **Poder calorífico superior**

Com base na composição elementar do combustível é possível estimar o seu poder calorífico superior (PCS) através de modelos numéricos desenvolvidos com base num conjunto extenso de informação [23], como por exemplo a Equação 5.2:

$$\begin{aligned} \text{PCS}_{bs} = & 34,91 \cdot W_C + 117,83 \cdot W_H + 10,05 \cdot W_S + \\ & - 10,34 \cdot W_O - 1,51 \cdot W_N - 2,11 \cdot W_Z \end{aligned} \quad \text{Equação 5.2}$$

Em que:

$\text{PCS}_{bs}$  – Poder Calorífico Superior do combustível [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

$W_C$  –  $\text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$W_H$  –  $\text{kg}_{\text{Hidrogénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$W_S$  –  $\text{kg}_{\text{Enxofre}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$W_O$  –  $\text{kg}_{\text{Oxigénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$W_N$  –  $\text{kg}_{\text{Azoto}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$W_Z$  –  $\text{kg}_{\text{Cinzas}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ .

### **Poder calorífico inferior (base seca)**

Através do PCS e da entalpia de vaporização da água ( $h_{fg}$ ), calcula-se o poder calorífico inferior (PCI) do biocombustível sólido em base seca com a Equação 5.3:

$$\text{PCI}_{bs} = \text{PCS} - h_{fg} \cdot (W_{w,bs} + 9 \cdot W_H) \quad \text{Equação 5.3}$$

Em que:

$\text{PCI}_{bs}$  - Poder Calorífico Inferior do combustível em base seca [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

PCS - Poder Calorífico Superior do combustível [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}_{\text{comb.}}^{-1}$ ];

$h_{fg}$  - Entalpia de vaporização da água ( $\sim 2,490 \text{ MJ} \cdot \text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}^{-1}$  para uma pressão atmosférica de 101 300 Pa [61]);

$W_{w,bs}$  – Teor de humidade do combustível em base seca;

$W_H$  –  $\text{kg}_{\text{Hidrogénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ .

### **Poder calorífico inferior (base tal e qual)**

Sabendo os valores da humidade em btq ( $W_{W, \text{btq}}$ ) e do  $\text{PCI}_{\text{bs}}$  é possível então calcular o poder calorífico inferior em base tal e qual ( $\text{PCI}_{\text{btq}}$ ) associado ao biocombustível sólido que alimenta na realidade o sistema de combustão na caldeira através da Equação 5.4:

$$\text{PCI}_{\text{btq}} = \text{PCI}_{\text{bs}} \cdot (1 - W_{W, \text{btq}}) \quad \text{Equação 5.4}$$

Em que:

$\text{PCI}_{\text{btq}}$  – Poder Calorífico Inferior do combustível em base tal e qual [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}_{\text{comb. btq}}^{-1}$ ];

$\text{PCI}_{\text{bs}}$  - Poder Calorífico Inferior do combustível em base seca [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

$W_{W, \text{btq}}$  – Teor de humidade do combustível em base tal e qual.

### **Necessidade estequiométrica de Oxigénio**

As necessidades estequiométricas de oxigénio de combustão para a queima de um dado combustível, calculam-se através da Equação 5.5:

$$W_{\text{SO}} = 32 \cdot \left( \sum (Y_{\text{S},j} \cdot M_{\text{S},j}) - \frac{W_{\text{O}}}{M_{\text{O}_2}} \right) \quad \text{Equação 5.5}$$

Em que:

$W_{\text{SO}}$  – Necessidade estequiométrica de Oxigénio [ $\text{kg}_{\text{O}_2 \text{ esteq.}} \cdot \text{kg}_{\text{comb bs}}^{-1}$ ];

$Y_{\text{S},j}$  - Consumo estequiométrico de Oxigénio [ $\text{kmol}_{\text{O}_2 \text{ esteq.}} \cdot \text{kmol}_{\text{elemento } j}^{-1}$ ];

$M_{\text{S},j}$  – Massa molar dos elementos j [ $\text{kg}_{\text{elemento } j} \cdot \text{kmol}_{\text{elemento } j}^{-1}$ ];

$W_{\text{O}}$  -  $\text{kg}_{\text{Oxigénio}} \cdot \text{kg}_{\text{combustível bs}}^{-1}$ ;

$M_{\text{O}_2}$  – Massa molar do Oxigénio [ $\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{kmol}_{\text{O}_2}^{-1}$ ].

Sabendo que o consumo estequiométrico de Oxigénio, representado por ( $Y_{\text{S},j}$ ), é definido pelas necessidades de Oxigénio necessário para oxidar o elemento ou composto j, dado pela Equação 5.6:

$$Y_{\text{S},j} = \frac{\text{kmol estequiométrico O}_2}{\text{kmol elemento } j} \quad \text{Equação 5.6}$$

Em que:

Para o Carbono = 1;

Para o Hidrogénio = 0,25;

Para o Azoto = 0;

Para o Enxofre = 1.

### Necessidade estequiométrica de ar

Em relação ao ar atmosférico, a necessidade estequiométrica de ar para a queima do biocombustível é dada através da Equação 5.7:

$$W_{SA} = W_{SO} \cdot \left(1 + 3,76 \cdot \frac{M_{N_2}}{M_{O_2}} + 7,66 \times W_{VA} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{O_2}}\right) \quad \text{Equação 5.7}$$

Em que:

$W_{SA}$  – Necessidade estequiométrica de ar [ $\text{kg}_{\text{ar esteq.}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ]

$W_{SO}$  – Necessidade estequiométrica de Oxigénio [ $\text{kg}_{O_2 \text{ esteq.}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

$M_{N_2}$  – Massa molar do Azoto [ $\text{kg}_{N_2} \cdot \text{kmol}_{N_2}^{-1}$ ];

$M_{O_2}$  – Massa molar do Oxigénio [ $\text{kg}_{O_2} \cdot \text{kmol}_{O_2}^{-1}$ ];

$W_{VA}$  – Razão de Mistura [ $\text{kg}_{H_2O} \cdot \text{kg}_{\text{Ar seco}}^{-1}$ ];

$M_{H_2O}$  – Massa molar da Água [ $\text{kg}_{H_2O} \cdot \text{kmol}_{H_2O}^{-1}$ ].

### Razão de Mistura

A razão de mistura ( $W_{VA}$ ) é a razão mássica de vapor de água presente no ar de combustão e é determinado através de um diagrama psicrométrico em função da temperatura e da humidade relativa do ar.

### Excesso de ar

Na combustão de biomassa, ou na incineração de resíduos sólidos, é necessário operar com excesso de ar (fonte de oxigénio) de modo a promover uma combustão completa, sendo o excesso de ar calculado de acordo com a Equação 5.8. Em alguns casos, o excesso de ar pode atingir os 100%.

$$z = \left(\frac{W_a}{W_{SO}} - 1\right) \cdot 100 \quad \text{Equação 5.8}$$

Em que:

$z$  – Excesso de ar [%];

$W_a$  – Oxigénio total [ $\text{kg}_{O_2 \text{ total}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

$W_{SO}$  – Oxigénio estequiométrico [ $\text{kg}_{O_2 \text{ esteq.}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ].

Ou ainda através da Equação 5.9:

$$z = \left(\frac{W_{aA}}{W_{SA}} - 1\right) \cdot 100 \quad \text{Equação 5.9}$$

Em que:

$z$  – Excesso de ar [%];

$W_{aA}$  – Ar total [ $\text{kg}_{\text{ar total}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ];

$W_{SA}$  – Ar estequiométrico [ $\text{kg}_{\text{ar esteq.}} \cdot \text{kg}_{\text{comb. bs}}^{-1}$ ].

### **Razão estequiométrica**

Em alternativa ao conceito de excesso de ar pode usar-se a noção de razão estequiométrica ou razão de equivalência, dada pela Equação 5.10:

$$r = \frac{z}{100} + 1 \quad \text{Equação 5.10}$$

Em que:

r – Razão estequiométrica [-];

z – Excesso de ar [%].

### **Oxigénio Total para a combustão**

Sabendo a necessidade estequiométrica de oxigénio e a razão estequiométrica com que se pretende que o processo de combustão ocorra, pode-se determinar a quantidade de oxigénio total a fornecer ao processo juntamente com o biocombustível, através da Equação 5.11:

$$W_a = W_{SO} \cdot r \quad \text{Equação 5.11}$$

Em que:

$W_a$  – Oxigénio total [kg O<sub>2</sub> total·kg comb. bs<sup>-1</sup>];

$W_{SO}$  – Oxigénio estequiométrico [kg O<sub>2</sub> esteq.·kg comb. bs<sup>-1</sup>];

r – Razão estequiométrica [-].

### **Ar Total para a combustão**

O mesmo se aplica em relação ao ar total que entra na caldeira, através Equação 5.12:

$$W_{aA} = W_{SA} \cdot r \quad \text{Equação 5.12}$$

Em que:

$W_{aA}$  – Ar total [kg ar total·kg comb. bs<sup>-1</sup>];

$W_{SA}$  – Ar estequiométrico [kg ar esteq.·kg comb. bs<sup>-1</sup>];

r – Razão estequiométrica [-].

### **PRODUTOS**

Os gases de combustão são essencialmente CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>, mas podem ainda possuir HC, H<sub>2</sub>, CO (estes motivados essencialmente por combustão incompleta), NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub>, HCl e HF. Para o balanço mássico global estes últimos componentes apresentam pouco interesse a despeito da sua importância poluente. Para efeito de balanço mássico, adotou-se pelo autor as seguintes referências para cada produto gasoso i:

**Tabela 5.5 - Produtos gasosos de combustão.**

$n_i =$	1 = CO <sub>2</sub>
	2 = H <sub>2</sub> O
	3 = CO
	4 = H <sub>2</sub>
	5 = O <sub>2</sub>
	6 = N <sub>2</sub>
	7 = NO
	8 = SO <sub>2</sub>

### Composição ponderal de produtos sólidos

Os produtos sólidos resultantes da combustão da biomassa incluem uma parte inorgânica (cinzas) e uma parte orgânica, essencialmente composta por carbono inqueimado. Estes produtos sólidos arrastam consigo vários micropoluentes orgânicos adsorvidos (PAH's) e poluentes inorgânicos (metais). Esta matéria particulada vai sair do sistema de combustão como cinzas de fundo ou escórias (E) através das purgas juntamente com o material do leito, ou na forma de cinzas volantes (V) a acompanhar o efluente gasoso. A composição destes dois tipos de matéria particulada é distinta pelo que é necessário conhecer a sua composição para se realizar o balanço mássico. Como tal, para efeitos do balanço mássico admite-se neste trabalho que o resíduo sólido do processo é constituído apenas por carbono inqueimado e fração inorgânica (cinzas).

Para o cálculo do carbono inqueimado apresenta-se a Equação 5.13:

$$W_{\text{CInqueimado}} = (1 - \eta_{\text{CC}}) \cdot W_{\text{C}} \quad \text{Equação 5.13}$$

Em que:

$W_{\text{CInqueimado}}$  – Carbono inqueimado [kg Carbono inqueimado · kg comb. bs<sup>-1</sup>];

$\eta_{\text{CC}}$  – Eficiência de Conversão de Carbono (considerado 90% para sistemas de LFB [37]);

$W_{\text{C}}$  – kg Carbono · kg combustível bs<sup>-1</sup> [%];

Para o cálculo dos produtos sólidos resultantes da combustão utiliza-se a Equação 5.14:

$$W_{\text{(E+Z)}} = W_{\text{CInqueimado}} + W_{\text{Z}} \quad \text{Equação 5.14}$$

Em que:

$W_{\text{(E+Z)}}$  – Produtos sólidos resultantes combustão [kg produtos sólidos · kg comb. bs<sup>-1</sup>];

$W_{\text{CInqueimado}}$  – Carbono inqueimado [kg Carbono inqueimado · kg comb. bs<sup>-1</sup>];

$W_{\text{Z}}$  – kg Cinzas · kg combustível bs<sup>-1</sup>.

### Volantes e Escórias

Após a determinação do valor dos produtos sólidos resultantes da combustão, pode-se determinar a quantidade de produtos sólidos presentes como volantes ( $W_V$ ) e como escórias ( $W_E$ ), através das respectivas percentagens. Tipicamente  $W_V$  corresponde a 10% em massa do total ponderal de produtos sólidos (escórias + volantes) resultantes do processo de combustão:

- $W_V$  – Produtos sólidos como volantes [ $\text{kg}_{\text{volantes}} \cdot \text{kg}_{\text{comb,bs}}^{-1}$ ];
- $W_E$  – Produtos sólidos como escórias [ $\text{kg}_{\text{escórias}} \cdot \text{kg}_{\text{comb,bs}}^{-1}$ ];

Através do valor dos produtos sólidos presentes como volantes é possível saber a quantidade de carbono e a quantidade de cinzas presentes em que:

- $W_{CV} - \text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Volantes}}^{-1}$ ;
- $W_{ZV} - \text{kg}_{\text{Cinzas}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Volantes}}^{-1}$ ;

O mesmo se passa para a quantidade de carbono e cinzas presentes nas escórias, em que:

- $W_{CE} - \text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Escórias}}^{-1}$ ;
- $W_{ZE} - \text{kg}_{\text{Carbono}} \cdot \text{kg}_{\text{Produtos Escórias}}^{-1}$ ;

### BALANÇO MÁSSICO:

De acordo com o modelo apresentado, a expressão de balanço estequiométrico da reação de combustão com ar atmosférico é dada pela Equação 5.15:

$$\left( \frac{W_C}{12}, \frac{W_H}{2}, \frac{W_O}{32}, \frac{W_N}{28}, \frac{W_S}{32}, W_Z, \frac{W_W}{18} \right) + \frac{W_a}{32} \cdot (1 \cdot O_2 + 3,76 \cdot N_2 + 7,66 \cdot W_{VA} \cdot H_2O)$$

↓

$$n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7 + n_8 + W_{ZV} \cdot W_V + W_{ZE} \cdot W_E + \frac{(W_{CV} \cdot W_V + W_{CE} \cdot W_E)}{12}$$

**Equação 5.15**

A base de cálculo do balanço mássico elementar [ $\text{kmol}_{\text{elemento ou composto } j} \cdot \text{kg}_{\text{combustível em base seca}}^{-1}$ ] é dada por:

Para o Carbono (C) por:

$$\frac{W_C}{12} = n_1 + n_3 + \frac{(W_{CV} \cdot W_V + W_{CE} \cdot W_E)}{12}$$

**Equação 5.16**

Para o Hidrogénio (H<sub>2</sub>) por:

$$\frac{W_H}{2} + \frac{W_W}{18} + \frac{W_a \cdot W_{VA} \cdot 7,66}{32} = n_2 + n_4 \quad \text{Equação 5.17}$$

Para o Oxigénio (O<sub>2</sub>) por:

$$\begin{aligned} \frac{W_O}{32} + \frac{0,5 \cdot W_W}{18} + \frac{W_a}{32} \cdot (1 + 0,5 \cdot W_{VA} \cdot 7,66) = \\ = n_1 + \frac{n_2}{2} + \frac{n_3}{2} + n_5 + \frac{n_7}{2} + n_8 \end{aligned} \quad \text{Equação 5.18}$$

Para o Azoto (N<sub>2</sub>):

$$\frac{W_N}{14} + 2 \cdot \frac{W_a}{32} \cdot 3,76 = 2 \cdot n_6 + n_7 \quad \text{Equação 5.19}$$

Para o Enxofre (S<sub>2</sub>):

$$\frac{W_S}{32} = n_8 \quad \text{Equação 5.20}$$

E ainda a parte inorgânica [kg cinzas·kg combustível base seca<sup>-1</sup>]:

$$W_Z = W_{ZV} \cdot W_V + W_{ZE} \cdot W_E \quad \text{Equação 5.21}$$

A razão de gases de combustão produzidos por unidade de massa de combustível é dada por:

Gases húmidos (kmole<sub>S</sub>Gases de Combustão Húmidos/kgCombustível bs):

$$G_t = n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7 + n_8 \quad \text{Equação 5.22}$$

Gases secos (kmole de Gases de Combustão Secos / kg de Combustível bs<sup>-1</sup>):

$$G_{t,s} = n_1 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7 + n_8 \quad \text{Equação 5.23}$$

Por fim, a fração molar de cada componente nos gases de combustão é dada por:

Gases húmidos:

$$Y_i = \frac{n_i}{G_t} \quad \text{Equação 5.24}$$

Gases secos:

$$Y_i = \frac{n_i}{G_{t,s}} \quad \text{Equação 5.25}$$

### 5.3.3 Caudais de ar de combustão e de produtos de combustão

Utilizando a metodologia referida na secção 5.3.1, conhecendo o caudal mássico de biocombustível sólido que alimenta a caldeira é possível calcular todos os restantes parâmetros envolventes no processo da combustão, nomeadamente o caudal mássico de ar estequiométrico, o caudal mássico de ar atual, a quantidade de carbono inqueimado, quantidade de cinzas produzidas e também o caudal mássico de gases de combustão húmidos e secos.

Dado o caudal de biomassa que alimenta a fornalha/caldeira como ( $\dot{m}_{btq}$ ) e conhecendo o respetivo teor de humidade ( $W_{w,btq}$ ), é possível conhecer o caudal mássico de biomassa em base seca ( $\dot{m}_{bs}$ ) dado pela Equação 5.26:

#### Caudal Mássico de Biomassa em Base Seca

$$\dot{m}_{bs} = \dot{m}_{btq} \cdot (1 - W_{w,btq}) \quad \text{Equação 5.26}$$

Em que:

$\dot{m}_{bs}$  – Caudal mássico de biomassa em base seca [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{btq}$  – Caudal mássico de biomassa em base tal e qual [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$W_{w,btq}$  – Fração mássica de humidade do combustível em base tal e qual [-].

Calculado o caudal mássico de biomassa em base seca ( $\dot{m}_{bs}$ ) é possível determinar o caudal de ar de combustão e o caudal de produtos de combustão.

#### Ar Estequiométrico

$$\dot{m}_{arEsteq} = W_{SA} \cdot \dot{m}_{bs} \quad \text{Equação 5.27}$$

Em que:

$\dot{m}_{arEsteq}$  – Caudal mássico do ar estequiométrico [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$W_{SA}$  – Ar estequiométrico [ $\text{kg}_{ar\text{ esteq.}} \cdot \text{kg}_{comb. bs}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{bs}$  – Caudal mássico de biomassa em base seca [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

### Ar Total

$$\dot{m}_{ar} = W_{aA} \cdot \dot{m}_{bs} \quad \text{Equação 5.28}$$

Em que:

$\dot{m}_{ar}$  – Caudal mássico do ar total [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$W_{aA}$  – Ar atual [ $\text{kg}_{ar\ total} \text{kg}_{comb. bs}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{bs}$  – Caudal mássico de biomassa em base seca [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

### Gases de Combustão (Húmidos)

$$\dot{n}_{gas,h} = G_t \cdot \dot{m}_{bs} \quad \text{Equação 5.29}$$

Em que:

$\dot{n}_{gas,h}$  – Caudal molar de gases húmidos de combustão [ $\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$G_t$  – [ $\text{kmol}_{\text{Gases de Combustão Húmidos}} \text{kg}_{\text{Combustível bs}}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{bs}$  – Caudal mássico de biomassa em base seca [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

### Gases de Combustão (Secos)

$$\dot{n}_{gas,s} = G_{t,s} \cdot \dot{m}_{bs} \quad \text{Equação 5.30}$$

Em que:

$\dot{n}_{gas,s}$  – Caudal molar de gases secos de combustão [ $\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$G_{t,s}$  – [ $\text{kmol}_{\text{Gases de Combustão Secos}} \text{kg}_{\text{Combustível bs}}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{bs}$  – Caudal mássico de biomassa em base seca [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  bs];

Para a conversão mássica dos gases, temos:

$$\dot{m}_{gas} = \dot{n}_{gas} \cdot M_{gas} \quad \text{Equação 5.31}$$

Em que:

$\dot{m}_{gas}$  – Caudal mássico dos gases [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{n}_{gas}$  – Caudal molar dos gases [ $\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$M_{gas}$  – Massa molar dos gases [ $\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$ ].

A Equação 5.31 é tanto para os gases secos como para os gases húmidos a partir do momento em que se tenha em atenção o valor da massa molar correspondente.

A conversão de resultados de caudal molar ou caudal mássico para caudal volumétrico, para as espécies gasosas envolvidas, foi realizada considerando o comportamento de gás ideal, de acordo com as Equações 5.32 e 5.33.

$$V = \frac{\dot{n} \cdot R \cdot T}{P} \quad \text{Equação 5.32}$$

Em que:

V – Caudal volumétrico a que se encontra o gás [m<sup>3</sup>];

$\dot{n}$  – caudal molar do gás [mol·s<sup>-1</sup>];

R – Constante dos gases ideais [m<sup>3</sup>·Pa·K<sup>-1</sup>·mol<sup>-1</sup>];

T – Temperatura que se encontra o gás [K];

P – Pressão a que se encontra o gás [Pa].

Ou ainda:

$$V = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{P \cdot M} \quad \text{Equação 5.33}$$

Em que:

V – Caudal volumétrico a que se encontra o gás [m<sup>3</sup>];

$\dot{m}$  – caudal mássico do gás [kg·s<sup>-1</sup>];

R – Constante dos gases ideais [m<sup>3</sup>·Pa·K<sup>-1</sup>·mol<sup>-1</sup>];

T – Temperatura que se encontra o gás [K];

P – Pressão a que se encontra o gás [Pa].

M – Massa molar do gás [g·mol<sup>-1</sup>].

Nas Equações 5.32 e 5.33 se utilizarmos a pressão e temperatura de referência (P<sub>0</sub> e T<sub>0</sub>), o volume é apresentado em metro cúbico normal (Nm<sup>3</sup>).

#### 5.3.4 Balanço energético ao sistema de combustão

O balanço energético de uma instalação de combustão traduz o princípio geral de conservação de energia numa fornalha, evoluindo a pressão constante, em que se desprezam geralmente os termos correspondentes à variação de energia cinética, potencial e de mistura. Assim, em estado estacionário [33] [34]:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Energia do} \\ \text{combustível} \\ + \\ \text{energia do} \\ \text{ar} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Energia dos} \\ \text{gases de combustão} \\ + \\ \text{energia do} \\ \text{resíduo incinerado} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Energia aproveitada} \\ + \\ \text{energia perdida} \\ \text{por radiação e convecção} \\ \text{pelas paredes da fornalha} \end{array} \right]$$

**Figura 5.28** - Princípio geral da conservação da energia numa fornalha em estado estacionário.

### **Considerações**

A função termodinâmica de estado mais adequada para exprimir o princípio da conservação de energia de um sistema aberto (a pressão constante) é a entalpia.

O balanço energético consiste fundamentalmente no cálculo, em estado estacionário, da grandeza das várias formas energéticas presentes ligadas a todos os intervenientes materiais, pelo que necessita de que o balanço mássico seja efetuado em primeiro lugar. As várias formas energéticas numa caldeira foram consideradas pelo autor nos seguintes termos:

- Energia associada ao biocombustível;
- Energia associada ao comburentes;
- Energia associada ao combustível auxiliar;
- Energia aproveitada (útil);
- Energia associada aos gases de combustão;
- Energia associada às perdas e cinzas.

### **ENERGIA DOS REAGENTES**

A energia dos reagentes refere-se à energia presente nos combustíveis (biocombustível principal e combustíveis auxiliares caso existam) e no ar.

#### **Combustível (Biomassa)**

$$\dot{Q}_{in,bio} = \dot{m}_{btq} \cdot PCI_{btq} + \dot{m}_{btq} \cdot cp_{in,bio} \cdot (T_{bio} - T_0) \quad \text{Equação 5.34}$$

Em que:

$\dot{Q}_{in,bio}$  – Potência Térmica associada à biomassa [ $MW_{th}$ ];

$\dot{m}_{btq}$  – Caudal mássico de biomassa em base tal e qual [ $kg \cdot s^{-1}$ ];

$PCI_{btq}$  – Poder calorífico em base tal e qual [ $MJ \cdot kg_{comb. btq}^{-1}$ ];

$cp_{in,bio}$  – Calor específico da biomassa a pressão constante [ $MJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ];

$T_{bio}$  – Temperatura da biomassa [ $^{\circ}C$ ];

$T_0$  – Temperatura de referência [°C].

### **Comburente (Ar atmosférico)**

$$\dot{Q}_{in,ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p_{in,ar}} \cdot (T_{ar} - T_0) \quad \text{Equação 5.35}$$

Em que:

$\dot{Q}_{in,ar}$  – Potência Térmica associada ao ar [MW<sub>th</sub>];

$\dot{m}_{ar}$  – Caudal mássico do ar total [kg·s<sup>-1</sup>];

$c_{p_{in,ar}}$  – Calor específico do ar a pressão constante [MJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>];

$T_{ar}$  – Temperatura do ar [°C];

$T_0$  – Temperatura de referência [°C].

### **Combustível Auxiliar**

Caso a potência fornecida pela biomassa e pelo ar atmosférico não sejam suficientes a alcançar a potência requerida na caldeira, então há o acionamento de combustível auxiliar (Gás Natural). Daí resultar:

$$\dot{Q}_{in,GN} = \dot{Q}_N - (\dot{Q}_{in,bio} + \dot{Q}_{in,ar}) \quad \text{Equação 5.36}$$

Em que:

$\dot{Q}_{in,GN}$  – Potência Térmica associada ao Gás Natural [MW<sub>th</sub>];

$\dot{Q}_N$  – Potência Nominal da Caldeira = 49,75 [MW<sub>th</sub>];

$\dot{Q}_{in,bio}$  – Potência Térmica associada à biomassa [MW<sub>th</sub>];

$\dot{Q}_{in,ar}$  – Potência Térmica associada ao ar [MW<sub>th</sub>];

Assim a potência térmica total fornecida à caldeira consiste no somatório de todas as potências térmicas de entrada, seja de combustível ou comburente, de acordo com a Equação 5.37.

$$\dot{Q}_{LFB} = \sum \dot{Q}_{in} \quad \text{Equação 5.37}$$

Em que:

$\dot{Q}_{LFB}$  – Potência Térmica Total fornecida a caldeira de LFB [MW<sub>th</sub>];

$\dot{Q}_{in}$  – Potências Térmicas de entrada na caldeira [MW<sub>th</sub>].

Nota: A energia fornecida pelo comburente (ar atmosférico) tem um contributo pouco significativo em relação à potência total fornecida à caldeira associada aos combustíveis. Consequentemente, esse valor de potência não é considerado nos *DCS* (*Distributed Control System*)

da sala de controlo e operação. Assim, o *SetPoint* definido para a caldeira ( $49,75\text{MW}_{\text{th}}$ ) é controlado unicamente pela potência fornecida pelos combustíveis (biomassa e/ou gás natural).

De forma a calcular a percentagem de potência térmica produzida proveniente de combustível renovável, utiliza-se a Equação 5.38:

$$\eta_{\text{ER}} = \frac{\dot{Q}_{\text{in,bio}}}{(\dot{Q}_{\text{in,bio}} + \dot{Q}_{\text{in,GN}})} \cdot 100 \quad \text{Equação 5.38}$$

Em que:

$\eta_{\text{ER}}$  – Percentagem de Energia Renovável produzida [%];

$\dot{Q}_{\text{in,bio}}$  – Potência Térmica associada à biomassa [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{Q}_{\text{in,GN}}$  – Potência Térmica associada ao combustível auxiliar (Gás Natural) [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ].

### **ENERGIA APROVEITADA**

A energia aproveitada é também designada como a energia útil do sistema de combustão e reflete a energia transferida para o fluido de trabalho, neste caso água, e é obtida através da Equação 5.39:

$$\dot{Q}_{\text{Transf}} = \dot{Q}_{\text{out,vap}} - \dot{Q}_{\text{in,liq}} \quad \text{Equação 5.39}$$

Em que:

$\dot{Q}_{\text{Transf}}$  – Potência Térmica Transferida (Útil) [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{Q}_{\text{out,vap}}$  – Potência Térmica associada ao fluido (vapor) à saída da caldeira [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{Q}_{\text{in,liq}}$  – Potência Térmica associada ao fluido (líquido) à entrada na caldeira [ $\text{MW}_{\text{th}}$ ].

### **Líquido Comprimido**

A potência térmica associada ao fluido que entra na caldeira no estado de líquido comprimido é dado por:

$$\dot{Q}_{\text{in,liq}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{in,liq}} \quad \text{Equação 5.40}$$

Em que:

$\dot{Q}_{\text{in,liq}}$  – Potência Térmica associada ao fluido (líquido) à entrada na caldeira [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  – Caudal mássico do fluido (água) [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$h_{\text{in,liq}}$  – Entalpia específica do fluido à pressão e temperatura de operação [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ].

O  $h_{\text{in,liq}}$  corresponde ao **Estado 2** do circuito água-vapor da central ( $h_2$ ). Esta entalpia é calculada através da Equação 5.41:

$$h_{in,liq} = h_2 = h_1 + v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad \text{Equação 5.41}$$

Em que:

$h_{in,liq} = h_2$  - Entalpia específica do fluido após compressão na bomba [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$h_1$  = Entalpia específica do fluido no Estado 1 [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$v_1$  = Volume específico do fluido no Estado 1 [ $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$P_2$  = Pressão do fluido no Estado 2 [kPa];

$P_1$  = Pressão do fluido no Estado 1 [kPa].

### Vapor Sobreaquecido

Da mesma forma, a potência térmica associada ao fluido que sai da caldeira no estado de vapor sobreaquecido é dado por:

$$\dot{Q}_{out,vap} = \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{out,vap} \quad \text{Equação 5.42}$$

Em que:

$\dot{Q}_{out,vap}$  – Potência Térmica associada ao fluido (vapor) à saída da caldeira [kW<sub>th</sub>];

$\dot{m}_{H_2O}$  – Caudal mássico do fluido (água) [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$h_{out,vap}$  – Entalpia específica do fluido à pressão e temperatura de operação [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ].

### ENERGIA DOS PRODUTOS

A energia dos produtos refere-se à energia presente nos gases de combustão, nas cinzas e às perdas por convecção e por radiação.

#### Gases de combustão

$$\dot{Q}_{out,gas} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{pout,gas} \cdot (T_{gases} - T_0) \quad \text{Equação 5.43}$$

Em que:

$\dot{Q}_{out,gas}$  – Potência Térmica associada aos gases de combustão [MW<sub>th</sub>];

$\dot{m}_{gas}$  – Caudal mássico dos gases de combustão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$c_{pout,gas}$  – Calor específico dos gases a pressão constante [ $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ];

$T_{gases}$  – Temperatura dos gases de combustão [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$T_0$  – Temperatura de referência [ $^{\circ}\text{C}$ ].

#### Perdas Restantes (Convecção, Radiação e Cinzas)

$$\dot{Q}_{out,Rest} = \sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} \quad \text{Equação 5.44}$$

Em que:

$\dot{Q}_{out,Rest}$  – Potência Térmica associada as perdas e cinzas [ $MW_{th}$ ];

$\Sigma \dot{Q}_{in}$  – Soma das potências que entram na caldeira [ $MW_{th}$ ];

$\Sigma \dot{Q}_{out}$  – Soma das potências que saem da caldeira [ $MW_{th}$ ].

### **RENDIMENTO TÉRMICO**

O rendimento térmico de um sistema de combustão pode ser determinado com sendo a energia útil produzida (energia total introduzida menos a energia perdida), ou seja, a energia transferida ao fluido de trabalho, relativamente à energia fornecida ao sistema [55], dada pela Equação 5.45:

$$\eta_{LFB} = \frac{\dot{Q}_{Transf}}{\Sigma \dot{Q}_{in}} \cdot 100 \quad \text{Equação 5.45}$$

Em que:

$\eta_{LFB}$  – Rendimento térmico da caldeira LFB [%];

$\dot{Q}_{Transf}$  – Potência Térmica Transferida (Útil) [ $MW_{th}$ ];

$\Sigma \dot{Q}_{in}$  – Soma das potências que entram na caldeira [ $MW_{th}$ ];

A energia introduzida num sistema de combustão é a soma da energia do combustível baseado no poder calorífico inferior do combustível e no calor sensível fornecido pelo combustível e pelo oxidante. A energia perdida por um sistema de combustão inclui a energia associada com os gases de exaustão que saem do sistema de combustão, a energia associada às cinzas e o calor perdido através das paredes do sistema.

### **5.3.5 Rendimento térmico da central**

#### **Bomba Compressora**

É possível calcular o trabalho realizado pela bomba compressora através da seguinte Equação:

$$\dot{W}_{b1} = \frac{\dot{m}_{H2O} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{b1}} \quad \text{Equação 5.46}$$

Em que:

$\dot{W}_{b1}$  – Potência realizada pela bomba compressora [ $kW_e$ ];

$\dot{m}_{H2O}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $kg \cdot s^{-1}$ ];

$h_2$  – Entalpia específica do fluido após compressão na bomba [ $kJ \cdot kg^{-1}$ ];

$h_1$  – Entalpia específica do fluido antes da compressão na bomba [ $kJ \cdot kg^{-1}$ ];

$\eta_{b1}$  – Rendimento da bomba compressora [-].

Nota: o cálculo do  $h_2$  é referido anteriormente na Equação 5.41.

### **Caldeira**

Como já referido anteriormente, para calcular a potência térmica da caldeira transferida para o fluido de trabalho utiliza-se a seguinte Equação:

$$\dot{Q}_{\text{Transf}} = \dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_3 - h_2) \quad \text{Equação 5.47}$$

Em que:

$\dot{Q}_{\text{Transf}} = \dot{Q}_{\text{in}} =$  Calor fornecido ao fluido de trabalho pela caldeira [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$h_{\text{out,vap}} = h_3 =$  Entalpia específica do fluido à saída da caldeira [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ];

$h_{\text{in,liq}} = h_2 =$  Entalpia específica do fluido à entrada da caldeira [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ].

### **Turbina (condições reais)**

O cálculo da potência máxima possível de extrair da turbina, sem ocorrerem extrações de vapor intermédias em diferentes estágios da turbina, pode ser realizada pela Equação 5.48:

$$\begin{aligned} \dot{W}_T = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_3 - h_{\text{MP}}) + (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{YX}}) \cdot (h_{\text{MP}} - h_{\text{BP}}) \\ + (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{YX}} - \dot{m}_{\text{YY}}) \cdot (h_{\text{BP}} - h_4) \end{aligned} \quad \text{Equação 5.48}$$

Em que:

$\dot{W}_{\text{RT}}$  - Potência realizada pela turbina [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$h_3$  - Entalpia específica do fluido antes da expansão na turbina [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ];

$h_{\text{MP}}$  - Entalpia específica real do fluido na extração de média pressão na turbina [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YX}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de média pressão [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$h_{\text{BP}}$  - Entalpia específica real do fluido na extração de baixa pressão na turbina [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YY}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de baixa pressão [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$h_4$  - Entalpia específica real do fluido após a expansão total na turbina [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ].

Nota: o caudal da extração de média pressão que é direcionado para a sopragem é conhecido através da informação obtida na sala de controlo e operação ( $\dot{m}_{\text{YX}} \sim 1,67 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

### **Turbina (condições ideais)**

Para o cálculo da potência ideal da turbina contabilizando as respetivas extrações:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{ST} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_3 - h_{MPS}) + (\dot{m}_{H_2O} - \dot{m}_{YX}) \cdot (h_{MP} - h_{BPS}) \\ + (\dot{m}_{H_2O} - \dot{m}_{YX} - \dot{m}_{YY}) \cdot (h_{BP} - h_{4S}) \end{aligned} \quad \text{Equação 5.49}$$

Em que:

$\dot{W}_{ST}$  – Potência máxima possível de realizar pela turbina [kW<sub>e</sub>];

$\dot{m}_{H_2O}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [kg·s<sup>-1</sup>];

$h_3$  – Entalpia específica do fluido antes da expansão na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$h_{MPS}$  – Entalpia específica ideal da extração de fluido de média pressão na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$\dot{m}_{YX}$  - Caudal mássico da extração de fluido de média pressão [kg·s<sup>-1</sup>];

$h_{BPS}$  – Entalpia específica ideal da extração de fluido de baixa pressão na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$\dot{m}_{YY}$  - Caudal mássico da extração de fluido de baixa pressão [kg·s<sup>-1</sup>];

$h_{4S}$  – Entalpia específica ideal do fluido após a expansão total na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>].

Nota: o caudal da extração de média pressão que é direcionado para a sopragem é conhecido através da informação obtida na sala de controlo e operação ( $\dot{m}_{YX} \sim 1,67 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

Para o cálculo do  $h_4$ :

$$h_4 = h_{4f} + X_4 \cdot (h_{4g} - h_{4f}) \quad \text{Equação 5.50}$$

Em que:

$h_4$  – Entalpia específica do fluido após a expansão total na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$X_4$  – Título do fluido após a expansão total na turbina [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$h_{4f}$  – Entalpia específica do fluido no estado líquido saturado [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$h_{4g}$  – Entalpia específica do fluido no estado vapor saturado [kJ·kg<sup>-1</sup>].

### **Fração de Vapor de Extração de Regeneração**

O cálculo de fração de caudal mássico de vapor extraído no andar de baixa pressão é possível de ser calculado através da Equação 5.51:

$$y = \frac{(h_1 - h_6)}{(h_{BP} - h_6)} \quad \text{Equação 5.51}$$

Em que:

$y$  = fração de vapor extraída no andar de baixa pressão [-];

$h_1$  – Entalpia específica do fluido antes da compressão na bomba compressora [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$h_6$  – Entalpia específica do fluido após a compressão na bomba condensados [kJ·kg<sup>-1</sup>];

$h_{BP}$  – Entalpia específica da extração de fluido de baixa pressão na turbina [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ].

A entalpia específica do fluido após a compressão na bomba de condensados ( $h_6$ ) é calculada, à semelhança de  $h_2$ , usando a Equação 5.52:

$$h_6 = h_5 + v_5 \cdot (P_6 - P_5) \quad \text{Equação 5.52}$$

Em que:

$h_6$  - Entalpia específica do fluido após compressão bomba condensados [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$h_5$  = Entalpia específica do fluido no Estado 5 [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$v_5$  = Volume específico do fluido no Estado 5 [ $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$P_6$  = Pressão do fluido no Estado 6 [kPa];

$P_5$  = Pressão do fluido no Estado 5 [kPa].

### **Caudal mássico de Extração de Regeneração**

O cálculo de caudal mássico de vapor extraído no andar de baixa pressão ( $\dot{m}_{yy}$ ) é possível ser calculado através da Equação 5.53:

$$\dot{m}_{yy} = (\dot{m}_{H_2O} - \dot{m}_{yx}) \cdot y \quad \text{Equação 5.53}$$

Em que:

$\dot{m}_{yy}$  - Caudal mássico da extração de fluido de baixa pressão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{H_2O}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$y$  = fração de vapor extraída no andar de baixa pressão [-];

$\dot{m}_{yx}$  - Caudal mássico da extração de média pressão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

### **Eficiência da Turbina**

Através da Equação 5.54 calcula-se a eficiência da Turbina:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{RT}}{\dot{W}_{ST}} \cdot 100 \quad \text{Equação 5.54}$$

Em que:

$\eta_T$  – Eficiência mecânica da Turbina [%];

$\dot{W}_{RT}$  – Potência Real da Turbina [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{ST}$  – Potência Ideal da Turbina [ $\text{kW}_e$ ].

### **Condensador**

O calor transferido no condensador pode ser calculado através da Equação 5.55:

$$\dot{Q}_{\text{out}} = (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{YX}} - \dot{m}_{\text{YY}}) \cdot (h_4 - h_5) \quad \text{Equação 5.55}$$

Em que:

$\dot{Q}_{\text{out}}$  – Calor transferido pelo fluido de trabalho no condensador [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ];

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YX}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de pressão intermédia [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YY}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de baixa pressão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$h_4$  – Entalpia específica do fluido a entrada do condensador [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$h_5$  – Entalpia específica do fluido a saída do condensador [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ].

### **Torres de Refrigeração**

O caudal mássico da água de refrigeração utilizada para arrefecer o fluido de trabalho na Torre de Refrigeração é calculado através da Equação 5.56:

$$\dot{m}_{\text{R}} = \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{(c_{\text{pH}_2\text{O}} \cdot \Delta T)} \quad \text{Equação 5.56}$$

Em que:

$\dot{m}_{\text{R}}$  – Caudal mássico de água de resfriamento [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{Q}_{\text{out}}$  – Calor transferido pelo fluido de trabalho no condensador [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ];

$c_{\text{pH}_2\text{O}}$  – Calor específico da água de refrigeração a pressão constante [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ];

$\Delta T$  – Diferença de temperatura da água de refrigeração [ $^{\circ}\text{C}$ ].

### **Bombas de Condensados**

À semelhança do trabalho realizado pelas bombas compressoras, para as bombas de condensados o trabalho é calculado da mesma forma, e através da Equação 5.57:

$$\dot{W}_{\text{b2}} = \frac{(\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{YX}} - \dot{m}_{\text{YY}}) \cdot (h_6 - h_5)}{\eta_{\text{b2}}} \quad \text{Equação 5.57}$$

Em que:

$\dot{W}_{\text{b2}}$  – Potência realizada pela bomba condensados [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  - Caudal mássico do fluido de trabalho [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YX}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de pressão intermédia [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$\dot{m}_{\text{YY}}$  - Caudal mássico da extração de fluido de baixa pressão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];

$h_6$  – Entalpia do fluido após compressão na bomba condensados [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$h_5$  – Entalpia do fluido antes da compressão na bomba condensados [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ];

$\eta_{\text{b2}}$  – Rendimento da bomba de condensados [-].

### **Back Work Ratio - BWR**

*Back Work Ratio (BWR)* ou Rácio de Retorno de Trabalho, traduz a relação entre o trabalho fornecido ao sistema, neste caso, à bomba compressora, e o trabalho produzido pelo sistema neste caso, pela turbina. Pode-se calcular o *BWR* através da Equação 5.58:

$$BWR = \frac{(\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2})}{\dot{W}_{RT}} \cdot 100 \quad \text{Equação 5.58}$$

Em que:

$BWR$  – *Back Work Ratio* [%];

$\dot{W}_{b1}$  – Trabalho realizado pela bomba compressora [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{b2}$  – Trabalho realizado pela bomba condensados [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{RT}$  – Trabalho real realizado pela turbina [ $\text{kW}_e$ ].

### **Potência Líquida do Ciclo**

A Potência Líquida do Ciclo calcula-se através da Equação 5.59:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{RT} - (\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}) \quad \text{Equação 5.59}$$

Em que:

$\dot{W}_{net}$  – Potência Líquida do Ciclo [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{RT}$  – Potência real produzida pela turbina [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{b1}$  – Potência requerida pela bomba compressora [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{W}_{b2}$  – Potência requerida pela bomba condensados [ $\text{kW}_e$ ].

### **Rendimento Térmico do Ciclo**

O Rendimento Térmico do Ciclo traduz o rendimento da central que corresponde à razão entre a Potência Líquida obtida no ciclo ( $\dot{W}_{net}$ ) e o calor fornecido ( $\dot{Q}_{in}$ ) pela fonte quente, neste caso, pela Caldeira do LFB, e pode ser calculado pela Equação 5.60:

$$\eta_{CTB} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{LFB}} \cdot 100 \quad \text{Equação 5.60}$$

Em que:

$\eta_{CTB}$  – Rendimento do Ciclo [%];

$\dot{W}_{net}$  – Potência Líquida do Ciclo [ $\text{kW}_e$ ];

$\dot{Q}_{LFB}$  – Calor total fornecido pela caldeira [ $\text{kW}_{th}$ ].

### ***Fuel To Electricity - FTE***

*Fuel To Electricity (FTE)*, representa a energia do combustível que é necessária converter para produzir uma unidade de energia elétrica, e calcula-se através da Equação 5.61:

$$FTE = \frac{1}{\eta_{CTB}} \quad \text{Equação 5.61}$$

Em que:

$FTE$  – *Fuel to Electricity* [ $\text{kWh}_f \cdot \text{kWh}_e^{-1}$ ];

$\eta_{CTB}$  – Rendimento do Ciclo [%].

## **5.4 Condições de Operação**

A análise de desempenho da instalação termoelétrica a biomassa decorreu durante um período de seis meses. Porém, este período foi dividido em dois trimestres na perspetiva de compreender o efeito das características da biomassa, em particular do seu teor de humidade. Para o efeito, foi realizada uma caracterização da biomassa típica utilizada em cada trimestre, das condições de operação da fornalha/caldeira e do circuito de água-vapor da central termoelétrica.

O 1º Trimestre (1ºT) integrou os meses de Fevereiro a Abril, e o 2º Trimestre (2ºT) os meses de Maio a Julho de 2016. Estes dois trimestres caracterizam-se por apresentarem condições atmosféricas bastantes distintas, e como tal influenciam as características da biomassa, e em particular o seu conteúdo em humidade.

Os dados recolhidos em relação à composição e teor de humidade da biomassa foram fornecidos pelo laboratório central do grupo *The Navigator Company* (RAIZ) [67], e as condições de operação da instalação termoelétrica foram registadas e monitorizadas com base em informação recolhida no *DCS (Distributed Control System)* na sala de controlo e operação da CTB do CIC [68].

### **5.4.1 Balanço mássico à fornalha/caldeira**

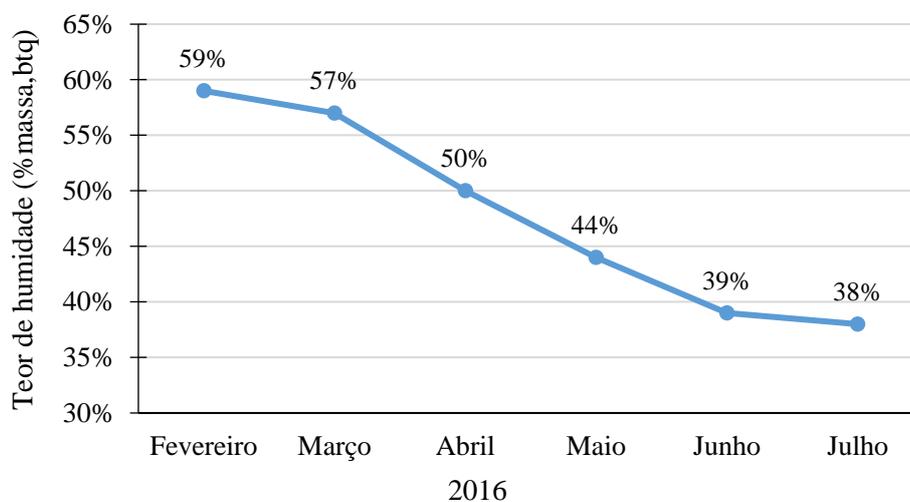
A informação relativa às características da biomassa florestal residual que a empresa adquire a operadores externos para utilizar como combustível na fornalha de LFB da CTB foi disponibilizada pelo laboratório da empresa (RAIZ).

Embora a biomassa florestal residual possa ser composta por frações de vários tipos de espécies florestais, verificou-se que o eucalipto é a espécie predominante, e portanto foi considerado neste trabalho e para efeitos de cálculo, que a biomassa é derivada de eucalipto.

**Tabela 5.6** - Caracterização da biomassa que alimenta a CTB de Cacia.

<b>1º Trimestre e 2º Trimestre</b>	
Tipo de biomassa	Resíduos Florestais
Espécie predominante	Eucalipto
Porcentagem considerada de alimentação	100%

Em relação à análise imediata da biomassa, o parâmetro principal considerado foi o teor de humidade presente no combustível em base tal e qual. Da análise efetuada a amostras recolhidas nas pilhas de armazenamento da biomassa ao longo de cada trimestre, verifica-se a existência duma diferença significativa entre os dois trimestres (Figura 5.29, Tabela 5.8), com os valores mais elevados (59% massa, btq) a surgirem em Fevereiro, e os mais baixos em Julho. Esta diferença de teores de humidade é justificável tendo em conta a diferença das condições climáticas relativas a cada período de tempo considerado, pois o Inverno é mais húmido e com maior precipitação do que os meses de Verão, consequentemente a biomassa encontra-se mais húmida e com menor oportunidade de secagem ao ar no Inverno, quando comparado com os meses mais quentes.



**Figura 5.29** - Conteúdo em humidade na biomassa florestal residual em períodos distintos.

**Tabela 5.7** – Média trimestral da biomassa externa em btq [67].

Análise imediata do eucalipto			
		<b>1º Trimestre</b>	<b>2º Trimestre</b>
Teor de Humidade Média	$W_w$	55,3%	40,3%
(% massa, btq)			

A estimativa da composição elementar do biocombustível, em base seca, foi obtida a partir da média de seis amostras (referentes a cada mês), e é apresentada na Tabela 5.8.

**Tabela 5.8** - Análise elementar do biocombustível em base seca [67].

Análise elementar da biomassa		
(% massa, base seca)		
Carbono	$W_C$	45,50%
Hidrogénio	$W_H$	6,50%
Azoto	$W_N$	0,30%
Enxofre	$W_S$	0,08%
Oxigénio	$W_O$	45,00%
Cinzas	$W_Z$	2,62%

#### 5.4.2 Fornalha/caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante

A monitorização da fornalha/caldeira de LFB da CTB é realizada numa sala de controlo e operação, utilizando um conjunto de *software/hardware* que permite registar e armazenar em contínuo as variáveis do processo. Os fluxos materiais principais considerados neste trabalho encontram-se representadas na Figura 5.30.

A fornalha/caldeira trabalha em regime automático e tem como objetivo atingir o *SetPoint* da potência térmica no valor dos 49,75MW<sub>th</sub>. Esta potência é definida com base na potência térmica requerida pelo fluido de trabalho, tendo em consideração o seu rendimento térmico (potência térmica dissipada). A *ANDRITZ*, fornecedor da fornalha/caldeira de LFB, indica que em condições adequadas de operação o rendimento térmico médio da caldeira é 89,92% [65].

Quando a biomassa utilizada como combustível não permite atingir a potência térmica desejada, a fornalha/caldeira passa a ser alimentada com um complemento de combustível auxiliar composto por gás natural, de forma a atingir o valor nominal de potência requerido. Um indicador da qualidade da biomassa como combustível, e da sua adequação para satisfazer as necessidades de potência térmica do vapor, é a temperatura no leito da fornalha; se a temperatura no leito se encontrar dentro dos valores normais, 750°C a 900°C, é um indicador que a biomassa apresenta qualidade suficiente para as exigências do processo.

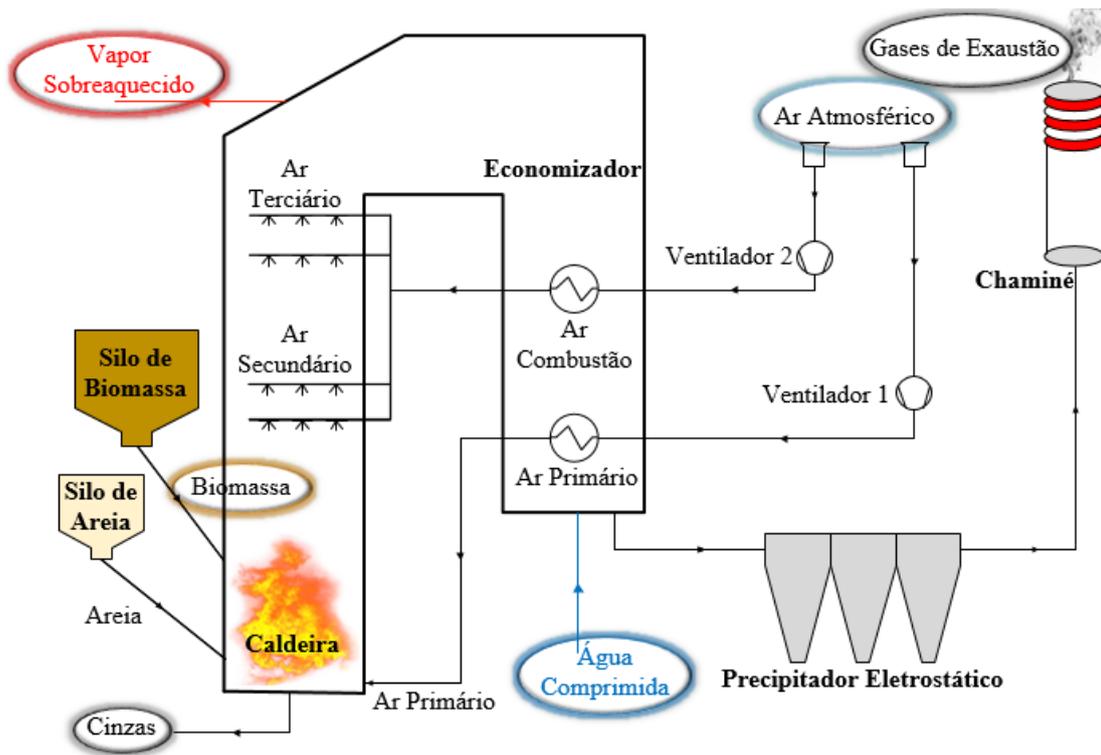


Figura 5.30 - Esquema dos principais fluxos materiais de controlo e operação da caldeira [74].

As médias das temperaturas observadas no leito ao longo do semestre apresentaram diferenças significativas, tal como apresentado na Figura 5.31 e Tabela 5.9. Estas diferenças estão relacionadas com o teor de humidade da biomassa, o que que influencia significativamente o desempenho do processo de combustão.

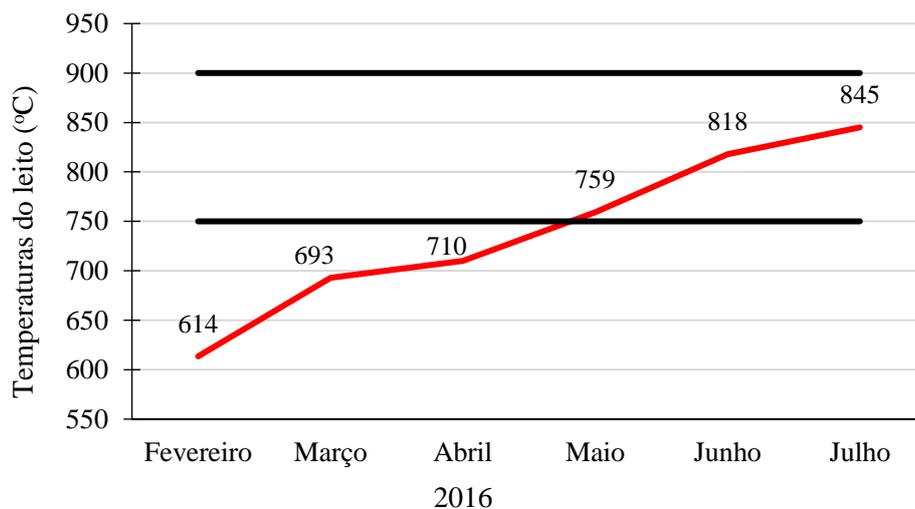


Figura 5.31 - Média mensal da temperatura do leito fornecida pela biomassa

**Tabela 5.9** – Condições médias trimestrais de operação na fornalha / caldeira [68].

		1º Trimestre	2º Trimestre
Potência Nominal	$\dot{Q}_{\text{cald}}$ (MW <sub>th</sub> )	49,75	49,75
Temperatura do leito	$T_{\text{leito}}$ (°C)	672,00	807,00
Combustível auxiliar	$\dot{m}_{\text{in,aux}}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	Sim	Não

### **Caudais de água e vapor e respetivas condições de Pressão e Temperatura**

A diferença entre a potência térmica do vapor sobreaquecido fornecido à turbina e da água comprimida à entrada da caldeira, após a bomba compressora, representam a energia útil transferida da caldeira para o fluido de trabalho.

Relativamente à água comprimida de entrada na caldeira e ao vapor sobreaquecido alimentado à turbina, os parâmetros monitorizados são o caudal mássico, a pressão e a temperatura. Estes parâmetros apresentaram valores muito constantes ao longo de todo o semestre uma vez que são parâmetros fundamentais para o processo de produção de energia elétrica na turbina, concebidos no projeto da central termoelétrica e definidos em *SetPoint* pela sala de controlo da central [68]. Os valores monitorizados para esses parâmetros encontram-se na Tabela 5.10. e 5.11.

**Tabela 5.10** - Condições de operação médias para a água líquida comprimida à entrada na caldeira.

		1º Trimestre e 2º Trimestre
Pressão	$P_{\text{in,liq}}$ (bar)	109
Temperatura	$T_{\text{in,liq}}$ (°C)	119
Caudal mássico de fluido	$\dot{m}_{\text{in,liq}}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16

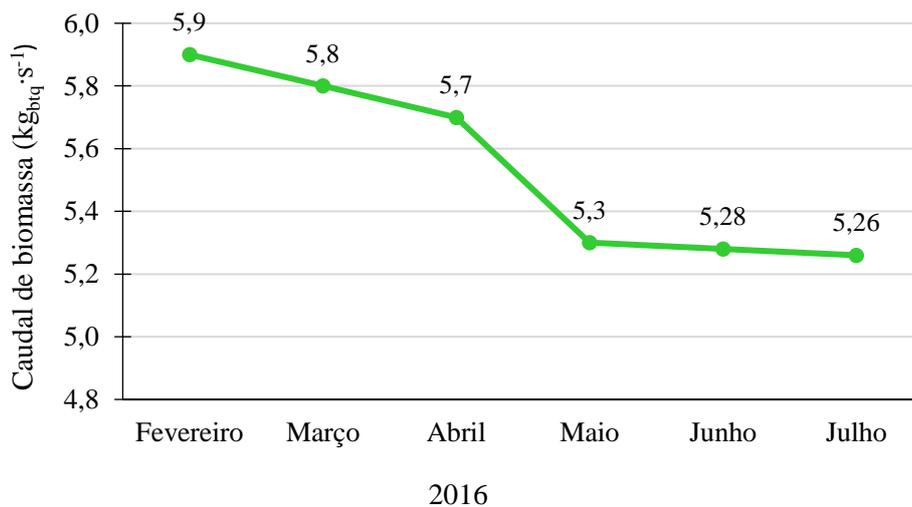
**Tabela 5.11** - Condições de operação médias do vapor sobreaquecido à saída da caldeira.

		1º Trimestre e 2º Trimestre
Pressão	$P_{\text{out,vap}}$ (bar(a))	93
Temperatura	$T_{\text{out,vap}}$ (°C)	472
Caudal mássico de fluido	$\dot{m}_{\text{out,vap}}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16

### Caudais de biomassa e ar de combustão

O caudal mássico médio de alimentação de biomassa medido foi ligeiramente diferente em cada um dos dois trimestres. De acordo com a qualidade da biomassa, e consequentes valores dos parâmetros de operação da fornalha, o sistema automático de alimentação da caldeira acelera ou diminui a velocidade dos parafusos sem-fim de alimentação da biomassa de forma a atingir a potência térmica nominal da instalação. Se a qualidade da biomassa é inferior, a velocidade dos parafusos sem-fim de alimentação aumenta, de forma a debitar um caudal superior de biocombustível. Por outro lado, quando a qualidade da biomassa é superior, a velocidade de rotação dos parafusos sem-fim de alimentação diminui. À velocidade máxima de rotação dos parafusos sem-fim, o caudal mássico de biocombustível é de aproximadamente  $6\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Na Figura 5.32 e Tabela 5.12 apresentam-se valores médios do caudal mássico de biomassa nos dois trimestres. No 1ºT o caudal esteve muito próximo do limite de velocidade máxima do equipamento, indicando assim que o biocombustível era de fraca qualidade.



**Figura 5.32** - Média mensal do caudal de biomassa alimentado à fornalha/caldeira.

**Tabela 5.12** - Condições de operação da alimentação de biomassa à fornalha/caldeira [68].

		1º Trimestre	2º Trimestre
Caudal mássico de biomassa	$\dot{m}_{\text{in,fuel}}$ ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	5,80	5,28
Temperatura	$T_{\text{in,fuel}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	13,00	19,00
Calor específico	$c_{p\text{in,bio}}$ ( $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	$1,30\cdot 10^{-3}$	$1,30\cdot 10^{-3}$

O caudal de ar de combustão admitido à fornalha/caldeira varia de acordo com a qualidade e quantidade do biocombustível. Ao longo do semestre o excesso de ar com que a caldeira operou foi em média cerca de 60%. Os parâmetros monitorizados em relação ao ar de combustão foram a pressão, temperatura e humidade relativa, e foram obtidos a partir do *DCS* na sala de operação e controlo da central da empresa.

Neste trabalho, foi considerado para efeitos de balanço energético, a potência térmica associada ao ar atmosférico alimentado como ar de combustão, embora no sistema automático de monitorização e controlo da fornalha/caldeira esta grandeza não seja considerada, sendo contabilizada apenas a potência associada aos combustíveis (biomassa + gás natural) para atingir o valor nominal do *SetPoint* (49,75MW<sub>th</sub>). Isto deve-se ao facto da potência térmica fornecida associada ao ar de combustão ser pouco significativa quando comparada com a dos combustíveis.

Na Tabela 5.13 são apresentados os valores médios das propriedades do ar atmosférico utilizado como comburente na fornalha/caldeira. As diferenças observadas entre os dois trimestres estão relacionadas com as diferenças de condições de meteorologia correspondentes a cada período de tempo considerado.

**Tabela 5.13** - Condições médias do ar atmosférico utilizado como comburente na fornalha/caldeira.

	<b>1º Trimestre</b>	<b>2º Trimestre</b>
Pressão (Pa)	101 300	101 300
Humidade Relativa (%)	80	60
Temperatura Média (°C/K)	13	19
	286	292
Excesso de Ar (%)	60	60

Relativamente ao gás natural, a quantidade de energia fornecida é função da energia associada à biomassa, e de forma a atingir a potência nominal estabelecida para a instalação. Se a biomassa apresentar potência térmica suficiente para suprir as necessidades do processo, o gás natural não é acionado e a caldeira produz 16kg·s<sup>-1</sup> de vapor sobreaquecido para a turbina somente com queima renovável. Se a biomassa não fornece a potência térmica necessária para o vapor atingir as condições exigidas pela carga da turbina, é necessário fornecer o combustível auxiliar.

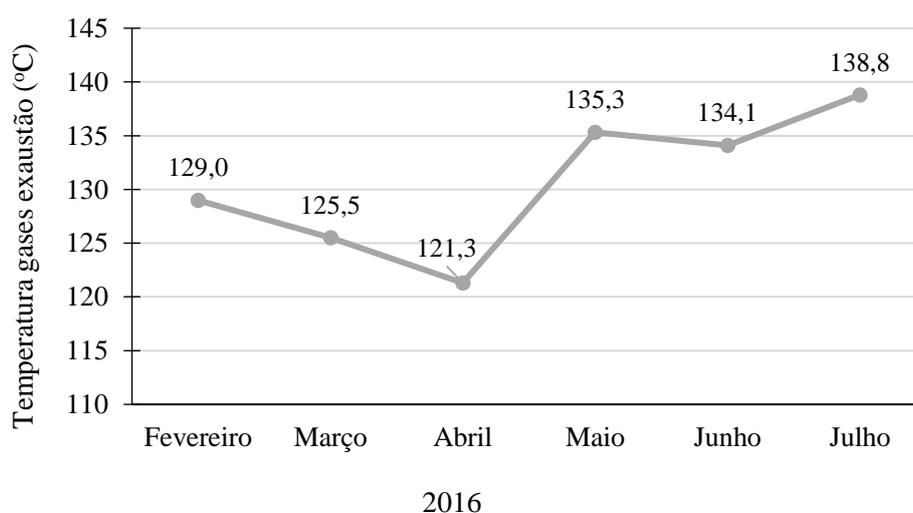
### **Energia Perdida associada aos produtos de combustão**

Os parâmetros considerados para o cálculo da composição dos produtos de combustão neste trabalho têm por base o tipo de sistema de combustão, o tipo de biocombustível e o modelo de balanço mássico ao processo de combustão apresentado na secção 5.3.2.

**Tabela 5.14** – Parâmetros considerados para o cálculo dos produtos de combustão da biomassa.

<b>1º Trimestre e 2º Trimestre</b>	
Eficiência de Conversão de Carbono	90%
Produtos Cinzas de Fundo (Escórias)	90%
Produtos Volantes	10%

Em relação à energia perdida pela fornalha/caldeira, é necessário contabilizar a energia térmica associada aos gases de combustão, a energia térmica associada à descarga de cinzas (cinzas de fundo e cinzas volantes), e as perdas por convecção e radiação (normalmente inferior a 5% em unidades industriais) [33]. Na Figura 5.33 e Tabela 5.15 são apresentados os valores médios da temperatura dos gases de exaustão. Face a esses resultados, numa primeira análise será de prever que exista uma maior potência térmica perdida nos gases de exaustão no segundo trimestre, uma vez que a temperatura dos gases é mais elevada; porém, como o diferencial de temperatura é inferior a 20°C, será importante ter em consideração também outros fatores como o caudal de gases e o teor de vapor de água nesses gases, pois a evaporação de água é um processo que exhibe um consumo significativo de energia, e se a biomassa estiver muito húmida isso pode ser uma variável a ter em consideração.



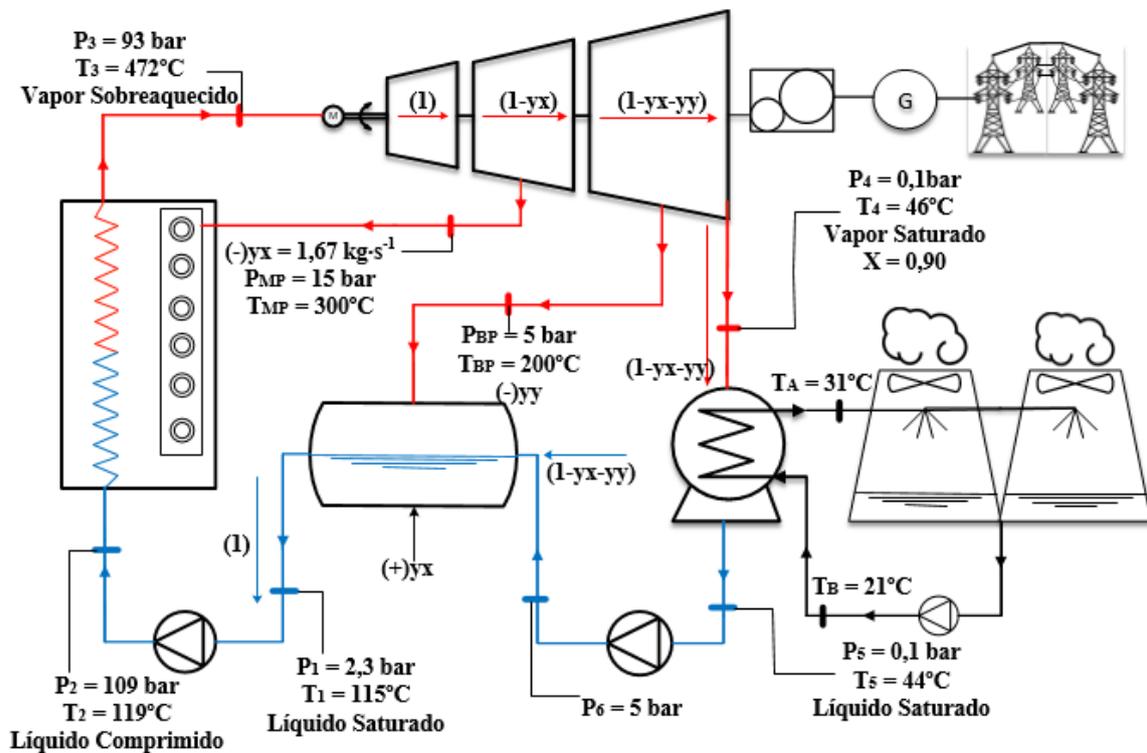
**Figura 5.33** - Média mensal da temperatura dos gases de exaustão da caldeira.

**Tabela 5.15** - Condições de operação dos gases de combustão da caldeira [68].

		1º Trimestre	2º Trimestre
Pressão	$P_{out,gas}$ (Pa)	101 280	101 280
Temperatura	$T_{out,gas}$ (°C)	125	136
Temperatura	$T_{out,gas}$ (K)	398	409

### 5.4.3 Circuito do fluido de trabalho (água líquida-vapor de água)

O circuito da água-vapor da central tem por base o ciclo de *Rankine* com regeneração aberta. O circuito realizado pela água-vapor é monitorizado e controlado integralmente na sala de controlo e operação da CTB do CIC [68]. As variáveis de processo correspondentes ao funcionamento deste circuito são monitorizadas e registadas em contínuo. Na Figura 5.34 e Tabelas 5.16 a 5.24 são apresentados os pontos principais considerados neste estudo para efeitos de monitorização do circuito do fluido de trabalho (água líquida-vapor), sendo indicados os valores médios dos principais parâmetros (caudal mássico, pressão, temperatura e estado do fluido de trabalho) em cada ponto de monitorização considerado, para o período de tempo em análise. Na Figura 5.35 é apresentado o respetivo diagrama T-s das condições de operação do circuito do fluido de trabalho na CTB.



**Figura 5.34** – Condições de operação do circuito água-vapor da CTB [74].

**Tabela 5.16** – Condições médias de operação no Estado 1

Saída do tanque de alimentação – entrada na bomba compressora		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 1	(-)	Líquido saturado
Caudal mássico	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16,0
Pressão	P <sub>1</sub> (bar(a))	2,3
Temperatura	T <sub>1</sub> (°C)	115,0

**Tabela 5.17** – Condições médias de operação no Estado 2.

Saída da bomba compressora – entrada na caldeira		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 2	(-)	Líquido comprimido
Caudal mássico	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16
Pressão	P <sub>2</sub> (bar(a))	109
Temperatura	T <sub>2</sub> (°C)	119
Rendimento bomba compressora	$\eta_{b1}$ (%)	70

**Tabela 5.18** – Condições médias de operação no Estado 3.

Saída da caldeira – entrada na turbina		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 3	(-)	Vapor sobreaquecido
Caudal mássico	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16
Pressão	P <sub>3</sub> (bar(a))	93
Temperatura	T <sub>3</sub> (°C)	472

**Tabela 5.19** – Condições médias de operação no Estado MP.

Condições médias de operação na extração de vapor de pressão intermédia		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado MP	(-)	Vapor sobreaquecido
Caudal mássico de extração	$\dot{m}_{YX}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	1,67
Caudal mássico de fluido	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	14,33
Pressão	P <sub>MP</sub> (bar(a))	15,00
Temperatura	T <sub>MP</sub> (°C)	300,00

**Tabela 5.20** – Condições médias de operação no Estado BP.

Condições médias de operação na extração de vapor de baixa pressão		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado BP	(-)	Vapor sobreaquecido
Caudal mássico de extração	$\dot{m}_{YY}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	Variável
Caudal mássico de fluido	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	(14,33 - $\dot{m}_{YY}$ )
Pressão	$P_{BP}$ (bar(a))	5,00
Temperatura	$T_{BP}$ (°C)	200,00

**Tabela 5.21** – Condições médias de operação no Estado 4.

Saída da turbina – entrada no condensador		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 4	(-)	Vapor saturado
Caudal mássico de fluido	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	(14,33 - $\dot{m}_{YY}$ )
Pressão	$P_4$ (bar(a))	0,10
Temperatura	$T_4$ (°C)	46,00
Título	$X_4$ (-)	0,90

**Tabela 5.22** – Condições médias de Operação no Estado 5.

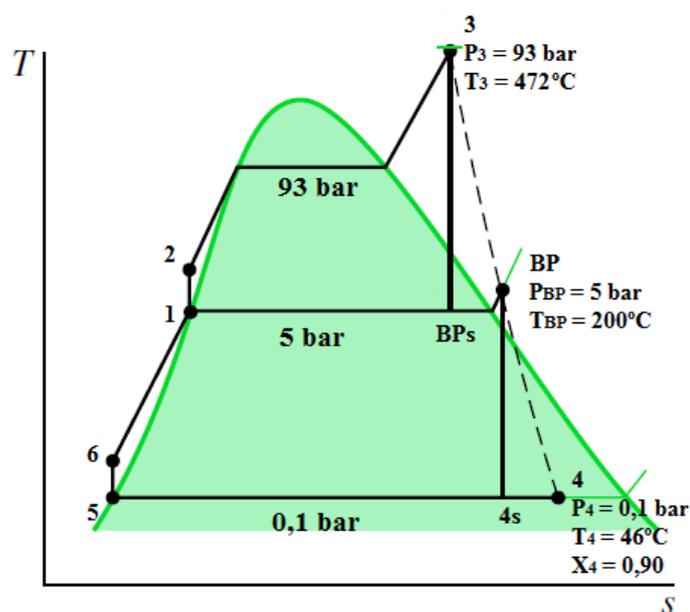
Saída do condensador – entrada na bomba de condensados		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 5	(-)	Líquido saturado
Caudal mássico	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	(14,33 - $\dot{m}_{YY}$ )
Pressão	$P_5$ (bar(a))	0,10
Temperatura	$T_5$ (°C)	44,00

**Tabela 5.23** - Condições de operação médias do circuito de refrigeração.

Circuito de refrigeração		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Temp. de entrada no condensador	$T_A$ (°C)	21,000
Temp. de saída do condensador	$T_B$ (°C)	31,000
Calor específico da água	$c_{pH_2O}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	4,178

**Tabela 5.24** – Condições médias de operação no Estado 6.

Saída da bomba condensados – entrada no tanque de alimentação		
1º Trimestre e 2º Trimestre		
Estado 6	(-)	Líquido comprimido
Caudal mássico	$\dot{m}_{H_2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	(14,33 - $\dot{m}_{YY}$ )
Pressão	P <sub>6</sub> (bar(a))	5,00
Rendimento bomba compressora	$\eta_{b2}$ (%)	70,00



**Figura 5.35** - Diagrama T-s das condições de operação do circuito do fluido de trabalho da CTB.

## 5.5 Resultados Obtidos

### 5.5.1 Balanço mássico à fornalha/caldeira

#### REAGENTES

A partir do teor de humidade do combustível em base tal e qual ( $W_{w,btq}$ ), foi calculado o teor de humidade correspondente em base seca ( $W_{w,bs}$ ), conforme apresentado na Tabela 5.25.

**Tabela 5.25** - Teor de humidade do combustível em base seca.

		1º Trimestre	2º Trimestre
Teor de humidade em base seca	$W_{w,bs}$ (%)	1,222	0,667

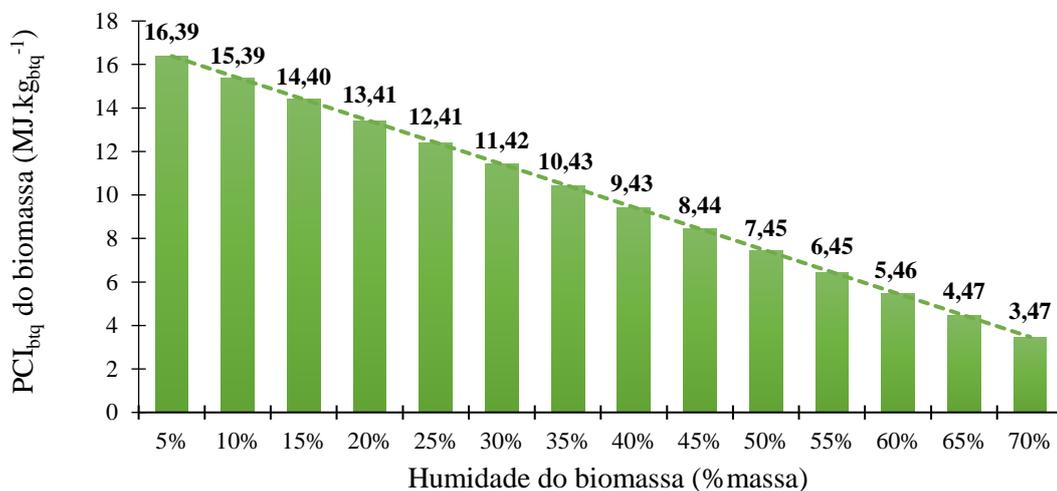
Com o conhecimento do teor de humidade em base seca e a composição elementar do biocombustível foi possível realizar uma estimativa do respetivo poder calorífico (Equações 5.2, 5.3 e 5.4), conforme apresentado na Tabela 5.26.

**Tabela 5.26** - Podere calorífico do biocombustível, proveniente de biomassa florestal residual.

		1º Trimestre	2º Trimestre
Poder Calorífico Superior (bs)	$PCS_{bs}$ (MJ·kg <sub>bs</sub> <sup>-1</sup> )	18,84	18,84
Poder Calorífico Inferior (btq)	$PCI_{btq}$ (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	6,45	9,43

O  $PCS_{bs}$  estimado com base na composição química da biomassa florestal residual de origem externa foi 18,84 MJ·kg<sub>bs</sub><sup>-1</sup>; este valor é igual para ambos os trimestres uma vez que depende unicamente da composição elementar do biocombustível. Relativamente ao PCI em base tal e qual, uma vez que este valor depende do teor de humidade, durante o 1ºT a biomassa apresentou um valor inferior em relação ao 2ºT.

Realizou-se uma análise de sensibilidade tendo por base a composição elementar considerada para a biomassa e fazendo variar o seu teor de humidade num intervalo de 5% massa a 70% massa, sendo os resultados obtidos apresentados na Figura 5.36.



**Figura 5.36** - Relação entre humidade e PCI<sub>btq</sub> do eucalipto.

Verifica-se que a humidade exerce um efeito significativo no poder calorífico inferior do combustível. Para um teor de humidade de 30% massa, a biomassa apresenta um  $PCI_{btq}$  de  $11,42MJ \cdot kg^{-1}$ , mas se o biocombustível apresentar um teor de humidade de 70% massa o  $PCI_{btq}$  cai significativamente para um valor de  $3,47MJ \cdot kg^{-1}$ .

No 1ºT a biomassa apresentou um teor de humidade médio de 55% massa, correspondendo a um  $PCI_{btq}$  de  $6,45MJ \cdot kg_{btq}^{-1}$ , e no 2ºT, como o teor de humidade médio foi de 40%, o  $PCI_{btq}$  estimado foi de  $9,43MJ \cdot kg_{btq}^{-1}$ .

As necessidades estequiométricas de oxigénio e necessidades estequiométricas do ar para a biomassa utilizada em cada um dos trimestres são apresentadas na Tabela 5.27. Como as diferenças de razão de mistura do ar atmosférico utilizado como comburentes são mínimas, verifica-se que a necessidade estequiométrica de ar húmido (ar atmosférico), por kg de biomassa seca, é análoga em cada um dos trimestres.

Sabendo que a instalação de combustão em LFB opera tipicamente com um excesso de ar da ordem de 60%, i.e, uma razão estequiométrica de 1,6, as necessidades de ar total de combustão, por kg de biomassa seca, são apresentadas na Tabela 5.28, sendo análogas em cada um dos trimestres.

**Tabela 5.27** - Necessidade estequiométrica de  $O_2$  e de ar combustão para a biomassa utilizada como combustível.

		<b>1º Trimestre</b>	<b>2º Trimestre</b>
Necessidade de Oxigénio	$W_{SO}$ ( $kg_{O_2}$ esteq. $\cdot kg_{bs}^{-1}$ )	1,2840	1,2840
Razão de mistura do ar	$W_{VA}$ ( $kg_{H_2O} \cdot kg_{Ar}$ seco $^{-1}$ )	0,0076	0,0083
Necessidade de ar	$W_{SA}$ ( $kg_{Ar}$ esteq. $\cdot kg_{bs}^{-1}$ )	5,5510	5,5550

**Tabela 5.28** - Necessidades totais de  $O_2$  e de ar de combustão em função do excesso de ar utilizado na instalação de combustão para a biomassa utilizada como combustível.

		<b>1º Trimestre</b>	<b>2º Trimestre</b>
Razão estequiométrica	r (-)	1,600	1,600
Oxigénio Total	$W_a$ ( $kg_{O_2}$ total $\cdot kg_{bs}^{-1}$ )	2,055	2,055
Ar Total	$W_{aA}$ ( $kg_{ar}$ total $\cdot kg_{bs}^{-1}$ )	8,881	8,888

## PRODUTOS

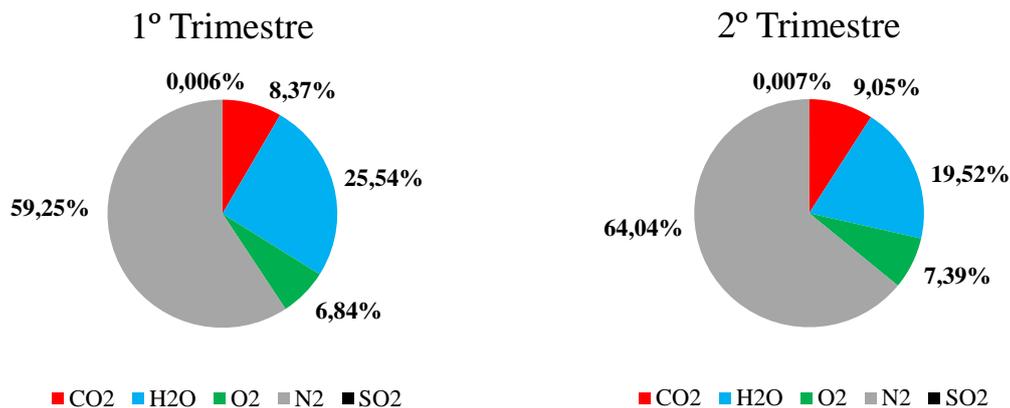
Tendo por base o conhecimento de que a instalação de combustão em LFB apresenta tipicamente 90% de eficiência de conversão de carbono no processo de combustão de biomassa, os resultados obtidos das frações dos produtos de combustão na fase sólida, por kg de biomassa seca, são representados na Tabela 5.29, sendo análogas em cada um dos trimestres.

**Tabela 5.29** - Resultados das frações dos produtos de combustão sólidos por kg de biomassa seca.

		1º e 2º Trimestres
Carbono Inqueimado	$W_{C_{Inq}} (kg_{C_{Inq}} \cdot kg_{bs}^{-1})$	0,04550
Total de produtos sólidos	$W_{(E+Z)} (kg_{produtos\ sólidos} \cdot kg_{bs}^{-1})$	0,07170
Total de cinzas volantes	$kg_{cinzas\ volantes} \cdot kg_{bs}^{-1}$	0,00717
Total de escórias	$W_E (kg_{escórias} \cdot kg_{bs}^{-1})$	0,06450

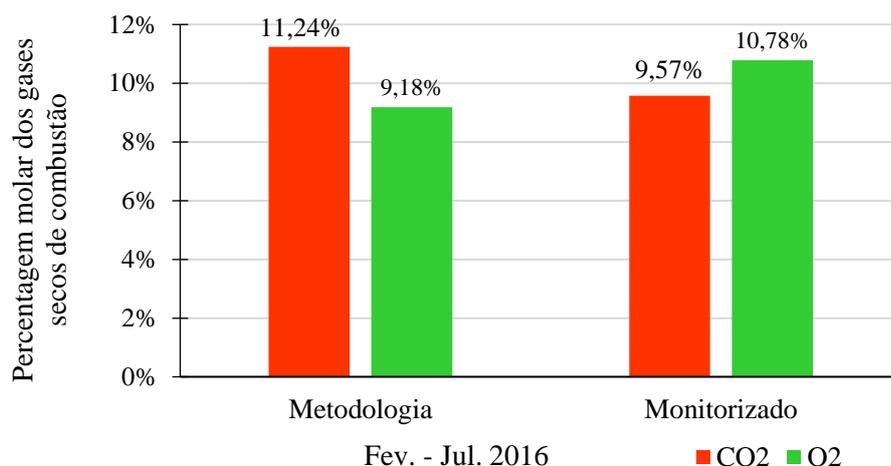
Em relação à percentagem molar dos produtos de combustão na fase gasosa húmidos, por kg de biomassa seca, são diretamente relacionados com a diferença observada do teor de humidade contida no biocombustível para os diferentes trimestres.

Como é possível observar na Figura 5.37 as percentagens molares dos gases de combustão húmidos diferem no teor de vapor de água. Como seria de esperar, no 1ºT a percentagem de vapor de água nos gases de combustão húmidos foi cerca de 26%. Já no 2ºT foi de 20%, uma vez que a biomassa apresentava menor teor de humidade.



**Figura 5.37** – Percentagens molares dos produtos gasosos de combustão húmidos, por kg de biomassa seca.

Na sala de controlo e operação da central a monitorização dos gases de exaustão é realizada aos produtos gasosos de combustão secos. Neste sentido, faz-se a comparação dos resultados obtidos dos produtos gasosos de combustão secos, por kg de biomassa seca, entre a metodologia utilizada pelo autor e os resultados monitorizados na sala de controlo e operação da central. Os resultados obtidos e apresentados na Figura 5.38 foram análogos para ambos os trimestres uma vez que o balanço mássico foi realizado em base seca e a composição do combustível foi a mesma ao longo do semestre.



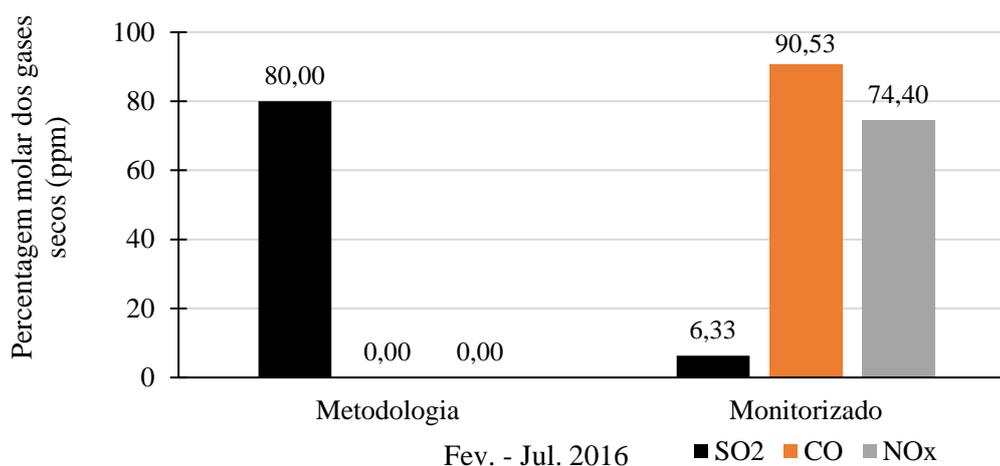
**Figura 5.38** - Comparação da média semestral dos gases secos obtidos (CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub>) com os monitorizados.

Os valores obtidos pela metodologia são 11,24% e 9,18% para o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e o Oxigénio (O<sub>2</sub>) respetivamente. Já a média semestral monitorizada destes valores foram 9,57% para o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e de 10,78% para o Oxigénio (O<sub>2</sub>).

Esta ligeira diferença entre os resultados obtidos com os valores monitorizados deve-se ao facto da metodologia considerar uma combustão ideal, o que na realidade não acontece. Como tal, justifica-se que o valor de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) obtido seja superior ao valor monitorizado pois considera-se que todo o carbono reage totalmente com o oxigénio. O mesmo se aplica para o dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>) embora com valores pouco significativos como representado na Figura 5.39.

Já em relação aos valores do O<sub>2</sub> é perceptível que acontece o contrário pela mesma razão, ou seja, o resultado obtido na metodologia é inferior ao valor monitorizado uma vez que se considera que o oxigénio reage totalmente com os hidrocarbonetos no processo de combustão enquanto na realidade isso não acontece.

Relativamente aos gases parcialmente oxidados representados na Figura 5.39, nomeadamente o monóxido de carbono (CO), óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) e partículas (PO), a metodologia utilizada pelo autor não prevê esses resultados.



**Figura 5.39** - Comparação da média semestral dos restantes gases secos obtidos com os monitorizados.

Na Tabela 5.30 pode-se observar os gases secos de combustão obtidos através da metodologia adotada e todos os gases secos de combustão que foram medidos em contínuo à saída da chaminé da caldeira e monitorizados em *DCS* na sala de controlo e operação da central ao longo de todo o semestre.

**Tabela 5.30** - Resultados da média semestral dos gases de combustão secos obtidos por balanço teórico e comparação com valores monitorizados.

		<b>Metodologia (autor)</b>	<b>Monitorizado</b>
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub> (%v)	11,24	9,57
Oxigénio	O <sub>2</sub> (%v)	9,18	10,78
Azoto	N <sub>2</sub> (%v)	79,57	-
Dióxido de Enxofre	SO <sub>2</sub> (ppmv)	80,00	6,33
Monóxido de Carbono	CO (ppmv)	-	90,53
Óxidos de Azoto	NOx (ppmv)	-	74,40
Partículas	PO (mg·Nm <sup>-3</sup> )	-	14,68

Na Tabela 5.31, faz-se a comparação dos valores emitidos pela caldeira no período referente ao Estágio Curricular (Fevereiro a Julho) com os valores limite de emissão (VLE) estipulados na Portaria n.º 675/2009, Diário da República 1.ª série, n.º 119, de 23 de Junho de 2009<sup>(1)</sup> e na Portaria n.º 677/2009, Diário da República 1.ª série, n.º 119, de 23 de Junho de 2009<sup>(2)</sup>.

Para a respetiva comparação foi feita a média monitorizada em *DCS* dos produtos gasosos de combustão secos convertidos em mg·Nm<sup>-3</sup> e para valores de oxigénio (O<sub>2</sub>) corrigidos a 11%.

**Tabela 5.31** - Comparação entre os valores monitorizados e os VLE.

Valores monitorizados entre Fevereiro e Julho 2016 e comparação com os VLE.			
		Monitorizado	VLE
Dióxido de Enxofre	SO <sub>2</sub> (mg·Nm <sup>-3</sup> , 11% O <sub>2</sub> )	23,6	500,0 <sup>(1)</sup> (2)
Monóxido de Carbono	CO (mg·Nm <sup>-3</sup> , 11% O <sub>2</sub> )	92,5	500,0 <sup>(2)</sup>
Óxidos de Azoto	NOx (mg·Nm <sup>-3</sup> , 11% O <sub>2</sub> )	74,4	650,0 <sup>(2)</sup>
Partículas	PO (mg·Nm <sup>-3</sup> , 11% O <sub>2</sub> )	14,7	150,0 <sup>(1)</sup> (2)

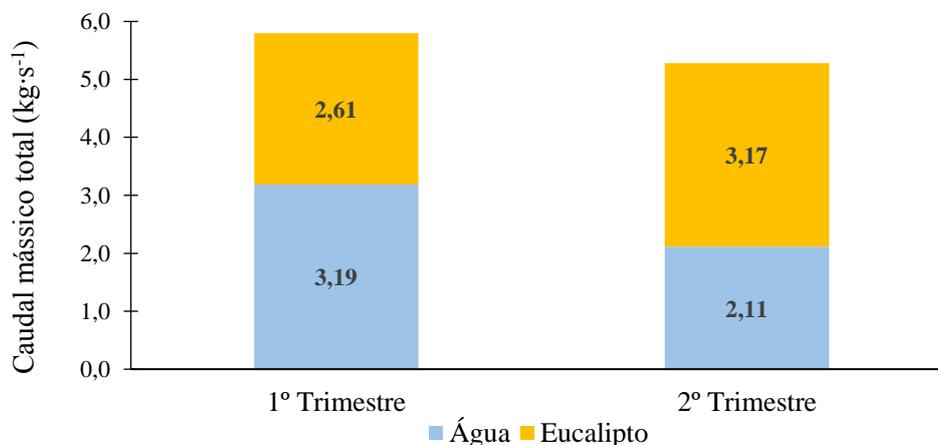
Através da análise da Tabela 5.31 pode-se concluir que no período de tempo referente ao Estágio Curricular, a caldeira LFB da CTB de Cacia apresentou valores médios de emissão inferiores aos valores limites de emissão em todos os produtos gasosos secos de combustão.

## 5.5.2 Balanço energético à fornalha/caldeira

### Biocombustível

O caudal mássico médio de biocombustível que alimenta a caldeira LFB é pesado nos tapetes transportadores de biomassa e por isso, medido em btq (biomassa + teor de água). Através da metodologia anteriormente referida e com o conhecimento do teor de humidade (% massa), é possível o cálculo do caudal mássico médio em base seca.

Analisando a Figura 5.40 é possível concluir que embora o caudal mássico total (em base tal e qual) referente ao 1ºT fosse superior ao do 2ºT, 5,8kg<sub>btq</sub>·s<sup>-1</sup> e 5,28kg<sub>btq</sub>·s<sup>-1</sup> respetivamente, o mesmo não corresponde em termos de caudais mássicos em base seca, ou seja, de matéria orgânica a incinerar na fornalha/caldeira. No 1ºT apenas 2,61kg<sub>bs</sub>·s<sup>-1</sup> correspondiam ao caudal de material orgânica da biomassa e no 2ºT, correspondiam 3,17kg<sub>bs</sub>·s<sup>-1</sup>.



**Figura 5.40** - Composição mássica do caudal de biocombustível alimentado à caldeira.

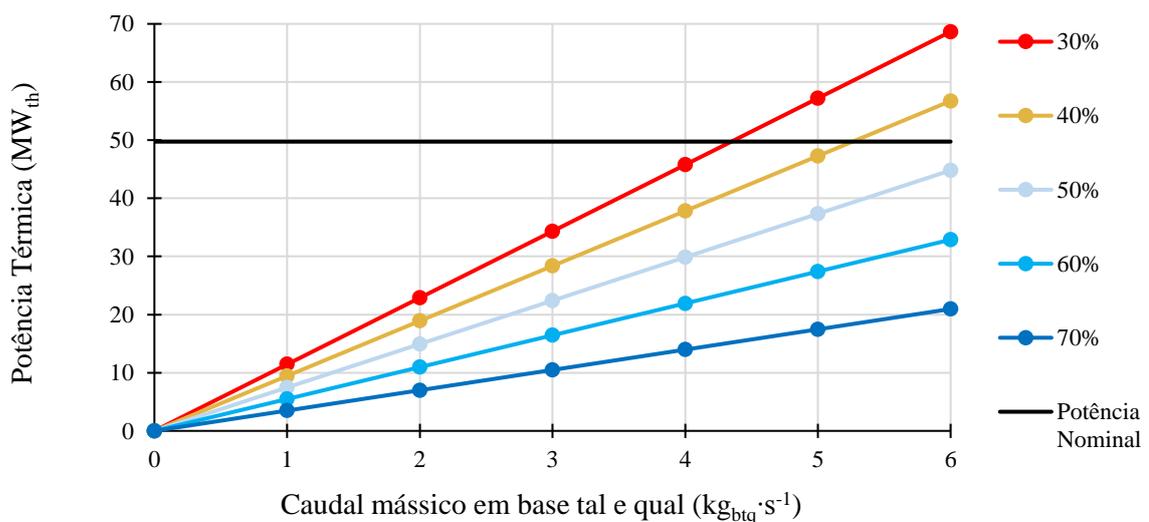
Sabendo o caudal mássico total de biocombustível, em base tal e qual, de cada trimestre e o seu poder calorífico associado ( $PCI_{btq}$ ), calculou-se a potência térmica associada à biomassa no processo de combustão no interior da fornalha/caldeira. Para a obtenção dos resultados apresentados na Tabela 5.32 foi considerado uma temperatura da biomassa correspondente à temperatura média do ar atmosférico em cada trimestre, ou seja, de 13°C para a biomassa no 1ºT, e de 19°C para a biomassa relativa ao 2ºT. Foi também considerado um calor específico de acordo com bibliografia consultada no valor de  $1,3 \times 10^{-3} \text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

**Tabela 5.32** - Resultados para a potência térmica fornecida pela biomassa na fornalha/caldeira.

		1º Trimestre	2º Trimestre
Potência Térmica	$\dot{Q}_{in,bio}$ ( $\text{MW}_{th}$ )	37,52	49,94

Constata-se que o biocombustível fornecido à caldeira durante o 1ºT foi de fraca qualidade pois mesmo com um caudal mássico em base tal e qual próximo do limite máximo de velocidade de rotação dos parafusos de alimentação, a potência fornecida pela biomassa não foi para além dos  $37,52 \text{MW}_{th}$ , ficando aquém cerca de  $12,5 \text{MW}_{th}$  da potência térmica nominal da caldeira. Esta situação obrigou ao acionamento do combustível auxiliar. Em relação ao 2ºT, pode-se verificar que a biomassa apresentou uma qualidade bastante superior uma vez que atinge e ultrapassa a potência térmica nominal da caldeira e com um caudal mássico em base tal e qual de biocombustível inferior.

Foi então realizado um diagrama de potências pelo autor, onde se fez variar os caudais mássicos de biomassa em base tal e qual admitidos na fornalha/caldeira de forma a perceber como varia a potência térmica alcançada pela mesma e para diferentes teores de humidade (% massa).

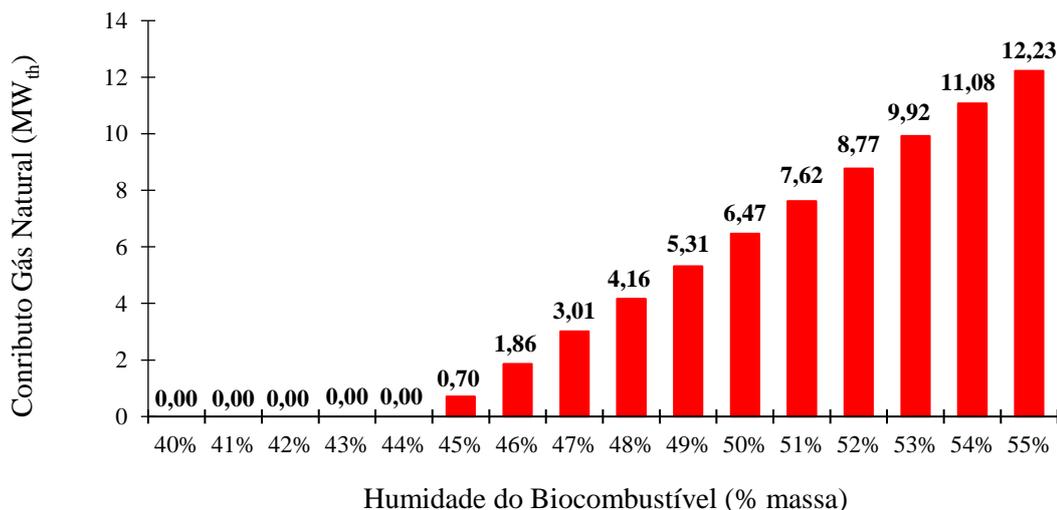


**Figura 5.41** - Diagrama de potências térmicas da fornalha / caldeira LFB.

Através do diagrama de potências térmicas da fornalha/caldeira LFB representado na Figura 5.41 é possível concluir que para um tipo de biocombustível como o eucalipto, a caldeira tem de admitir um caudal mássico médio que varie entre os  $4\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$  e os  $6\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$  para teores de humidade inferiores a 45% (massa) de forma a atingir a sua potência térmica nominal. É possível também concluir que, para teores de humidade superiores a 50% (massa) a potência térmica nominal da caldeira só é possível ser alcançada através de um combustível auxiliar. Daí que tenha sido necessário recorrer ao combustível auxiliar no 1ºT, enquanto no 2ºT a biomassa foi autossuficiente. A insuficiência de potência térmica associada à biomassa, causada pelos elevados teores de humidade e registada no 1ºT traduziu-se na queda de temperaturas no leito fluidizado registando uma média trimestral de  $672^{\circ}\text{C}$ . Este valor é inferior cerca de  $80^{\circ}\text{C}$  do que é espectável de temperaturas de uma fornalha/caldeira com este tipo de tecnologia LFB ( $750^{\circ}\text{C} - 900^{\circ}\text{C}$ ).

Em relação ao 2ºT, a redução de teor de humidade causada pelas condições climáticas foi suficiente para ter potência térmica superior à potência nominal da caldeira e o registo médio de temperaturas do leito encontrou-se dentro do esperado com um valor médio de  $807^{\circ}\text{C}$  como é anteriormente referido nas condições de operação da caldeira (Tabela 5.9).

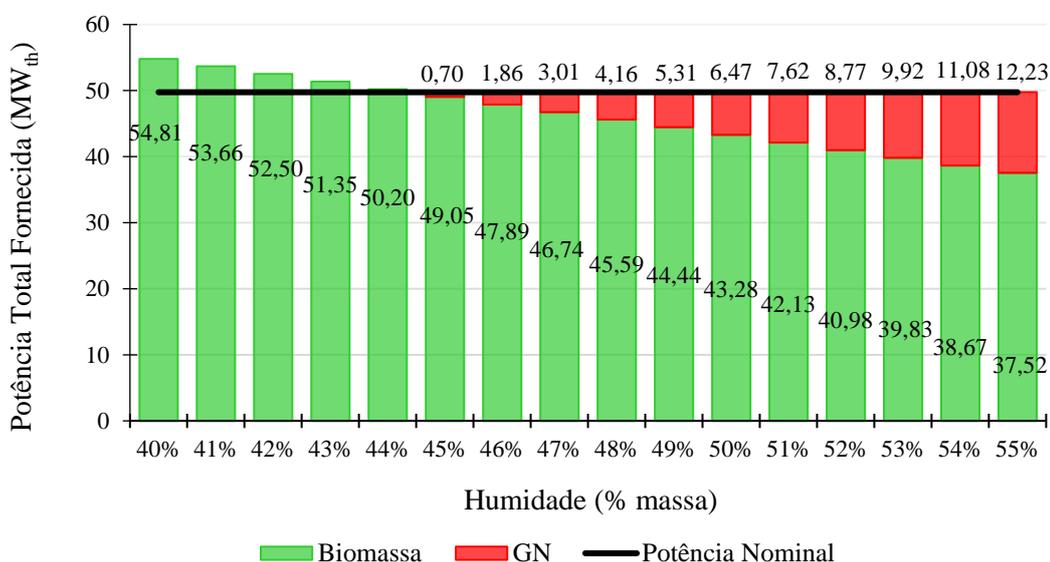
Foi realizada uma análise de sensibilidade pelo autor de forma a perceber como varia a necessidade de recorrer ao combustível auxiliar para atingir a potência nominal da fornalha/caldeira em função do teor de humidade presente no biocombustível considerado. Fixou-se o caudal mássico médio do eucalipto referente ao 1ºT ( $5,8\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$ ) e considerou-se também um intervalo de humidades referentes ao verificado nos dois trimestres, ou seja entre 40% e 55% (massa) Os resultados são expressos na Figura 5.42:



**Figura 5.42** - Necessidade de compensação de gás natural para a potência nominal da caldeira.

Conclui-se que para um teor de humidade de 55% (massa), é necessário uma potência térmica auxiliar média de  $12,23\text{MW}_{\text{th}}$  para atingir os  $49,75\text{MW}_{\text{th}}$  necessários. Mantendo o caudal mássico fixo de biomassa em  $5,80\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$  e reduzindo o teor de humidade, a biomassa aumenta o seu poder calorífico, tornando-se calorificamente autossuficiente para atingir a potência nominal da caldeira a partir de um teor de humidade médio igual ou inferior a 44% (massa).

No seguimento da Figura 5.42, é possível verificar na Figura 5.43 como varia o contributo de potência térmica fornecida por  $5,8\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$  de biomassa e a necessidade decrescente de potência térmica complementar de gás natural em função do teor de humidade (% massa). À medida que o teor de humidade diminui, o poder calorífico e potência térmica associada à biomassa vai aumentando, sendo cada vez menor a necessidade de potência térmica requerida pelo gás natural.

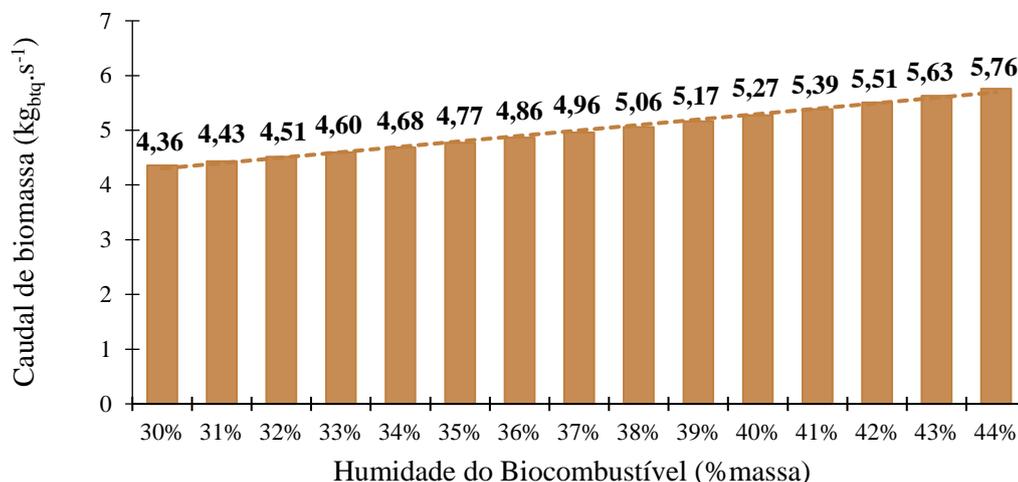


**Figura 5.43** – Potências térmicas fornecidas à caldeira pelos dois combustíveis em função da humidade do eucalipto.

Para valores de humidade inferiores a 45% (massa), a potência térmica nominal na caldeira é alcançada somente através de biomassa. Para além disso, o caudal mássico de biocombustível necessário para manter essa mesma potência de referência irá diminuir à medida que se continua a reduzir o teor de humidade.

Na Figura 5.44 é possível confirmar que a redução do teor de humidade do biocombustível traduz-se na redução do caudal mássico necessário para manter a potência térmica nominal da fornalha/caldeira. Verifica-se também que para um valor de humidade de 40% (massa), o caudal mássico de biomassa necessário é de  $5,27\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$ , valores estes praticamente iguais aos registados no 2ºT (Tabela 5.12).

Para um teor de humidade de 30% (massa), seria necessário um caudal de biomassa de apenas  $4,36\text{kg}_{\text{biq}}\cdot\text{s}^{-1}$ . Este valor convertido em toneladas anuais traduz-se numa enorme poupança para a empresa na aquisição e compra de biomassa ao exterior.



**Figura 5.44** - Variação do caudal mássico de biomassa em função do teor de humidade para manter a potência nominal da fornalha/caldeira (49,75MWth)

### Ar e gases de combustão

Em relação aos caudais mássicos de ar e caudais de gases de combustão, são ambos possíveis de calcular através do conhecimento do caudal mássico de biomassa em base seca e do excesso de ar operado pela caldeira como referido anteriormente na metodologia e condições de operação.

É realizada a conversão dos caudais mássicos obtidos para caudais volumétricos de forma a se poder comparar com os caudais monitorizados em DCS na sala de controlo e operação da central.

A monitorização do ar é representada em  $\text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$ , ou seja de acordo com pressão e temperaturas de referência. Já os gases de combustão são representados de acordo com a pressão e temperatura que apresentam à saída da chaminé, ou seja, em  $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Os resultados apresentam-se na Tabela 5.33 onde se verifica que a admissão de ar calculada através da metodologia adotada pelo autor foi de  $23,18\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  e de  $28,16\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  correspondentes ao 1º e 2º Trimestre respetivamente.

Em relação aos gases secos de combustão, o caudal mássico relativamente ao 1ºT foi de  $23,90\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  e no 2ºT de  $29,01\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Ambos os caudais mássicos são superiores no 2ºT em relação ao 1ºT uma vez que são calculados em função do caudal de biomassa (kg em base seca), e como verificado anteriormente esse caudal é superior no 2ºT devido a um teor de humidade inferior.

No 1º T, o caudal volumétrico de ar obtido foi de  $18,09\text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$  e o monitorizado foi de  $19,80\text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Em relação aos gases de combustão, o caudal obtido foi de  $25,88\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$  e o monitorizado de  $32,20\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Estes valores são significativamente diferentes devendo-se ao facto do

autor não ter tido em consideração na sua metodologia o balanço mássico da biomassa juntamente com o combustível auxiliar (Gás Natural). Já na realidade, a caldeira admitiu gás natural para esse período de tempo.

Em relação ao 2ºT e com a caldeira a 100% de alimentação de biomassa, os resultados obtidos pela metodologia do autor foram muito idênticos aos valores monitorizados em *DCS*, credibilizando a metodologia adotada. O caudal de ar obtido foi de  $21,98 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  e o monitorizado de  $21,40 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Em relação ao caudal dos gases de combustão obteve-se um caudal volumétrico de  $32,29 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , valor este muito idêntico ao monitorizado de  $32,40 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

**Tabela 5.33** - Resultados dos caudais de ar e de gases de combustão secos obtidos por balanço teórico e comparação com os monitorizados.

		1º Trimestre		2º Trimestre	
		Metodologia	Monitorizado	Metodologia	Monitorizado
Ar	$\dot{m}_{\text{ar}} \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	23,18	-	28,16	-
	$\dot{V}_{\text{ar}} \text{ (Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	<b>18,09</b>	<b>19,80</b>	<b>21,98</b>	<b>21,40</b>
Gases	$\dot{m}_{\text{gas}} \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	23,90	-	29,01	-
Secos	$\dot{V}_{\text{gas}} \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	<b>25,88</b>	<b>32,20</b>	<b>32,29</b>	<b>32,40</b>

Após a determinação dos caudais mássicos de ar e de gases de combustão anteriormente apresentados, é possível calcular as potências térmicas a eles associadas e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.34 onde se conclui que a potência térmica fornecida pelo ar no 1ºT foi de  $0,30 \text{ MW}_{\text{th}}$ , representando uma percentagem inferior a 1% da potência térmica nominal da fornalha/caldeira. No 2ºT o ar admitido apresentou  $0,54 \text{ MW}_{\text{th}}$  de potência térmica, o equivalente a cerca de 1,1% da potência de referência da fornalha/caldeira.

Relativamente aos gases de combustão, no 1ºT apresentaram uma potência térmica de  $3,08 \text{ MW}_{\text{th}}$ , o que representa uma perda de cerca de 6,2% da potência térmica nominal da fornalha/caldeira. Já em relação ao 2ºT a potência térmica perdida associada aos gases de combustão foi de  $4,05 \text{ MW}_{\text{th}}$ , representando cerca de 8,1% da potência térmica nominal da fornalha/caldeira.

**Tabela 5.34** - Potências Térmicas associadas ao Ar e Gases Secos de Combustão.

		1º Trimestre	2º Trimestre
Calor específico do ar	$c_{p_{\text{in,ar}}} \text{ (MJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{)}$	$1,012 \cdot 10^{-3}$	$1,013 \cdot 10^{-3}$
Potência Térmica do ar	$\dot{Q}_{\text{in,ar}} \text{ (MW}_{\text{th}}\text{)}$	0,300	0,540
Calor específico dos gases	$c_{p_{\text{out,gas}}} \text{ (MJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{)}$	$1,032 \cdot 10^{-3}$	$1,026 \cdot 10^{-3}$
Potência Térmica dos gases	$\dot{Q}_{\text{out,gas}} \text{ (MW}_{\text{th}}\text{)}$	3,080	4,050

### **Potência transferida**

A partir da pressão e temperatura, quer da água no estado comprimido de entrada na caldeira, quer do vapor sobreaquecido de saída da caldeira, é possível calcular as respectivas entalpias associadas. Com a aquisição dos valores das entalpias e respetivos caudais mássicos é possível calcular as potências térmicas associadas e à potência térmica que é transferida (potência útil) da caldeira para o fluído de trabalho (água/vapor).

**Tabela 5.35** - Entalpias e potências térmicas associadas ao fluído de trabalho (água – vapor de água).

		<b>1º Trimestre e 2º Trimestre</b>
Entalpia da Água	$h_{in,liq}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	535,01
Potência Térmica da Água	$\dot{Q}_{in,liq}$ (MW <sub>th</sub> )	8,56
Entalpia do Vapor	$h_{out,vap}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	3309,31
Potência Térmica do Vapor	$\dot{Q}_{out,vap}$ (MW <sub>th</sub> )	52,95
Potência Térmica Transferida	$\dot{Q}_{Transf}$ (MW <sub>th</sub> )	44,39

A potência térmica que é necessária transferir para a água mudar de fase e atingir as características de vapor sobreaquecido específicas para a turbina é de 44,39MW<sub>th</sub>.

Num caso ideal, ou seja, se a caldeira não tivesse perdas e apresentasse um rendimento térmico de 100%, esta potência de 44,39MW<sub>th</sub> seria a potência térmica a fornecer à caldeira (potência nominal). Na realidade, isto não acontece pois a caldeira apresenta perdas por convecção, radiação e perdas associadas às cinzas e aos gases de combustão.

A partir da potência de referência definida pela *ANDRITZ* (49,75MW<sub>th</sub>), pode-se concluir que a caldeira foi concebida de forma a apresentar um rendimento térmico de 89,22%.

### **Restantes perdas e rendimento da caldeira**

Com a obtenção da potência útil e da potência total, é possível o cálculo do rendimento térmico da caldeira.

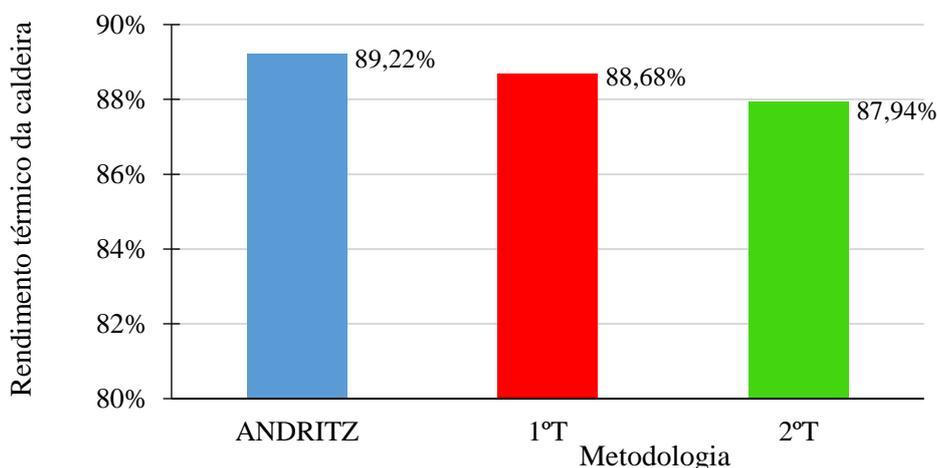
Por fim e já com as potências térmicas principais adquiridas, também é possível o cálculo da potência térmica associada às perdas restantes (perdas por radiação e convecção juntamente com as perdas associadas às cinzas) por diferença entre a potência total fornecida (biomassa, ar e combustível auxiliar) e entre a soma da potência útil (potência a transferir a água/vapor) coma potência perdida associada aos gases de combustão.

Os resultados obtidos para a potência térmica associada às restantes perdas e ao rendimento térmico da fornalha/caldeira são apresentados na Tabela 5.36.

**Tabela 5.36** - Restantes perdas e rendimento térmico da fornalha/caldeira LFB.

		1º Trimestre	2º Trimestre	
Perdas Restantes	$\dot{Q}_{out,Rest}$	2,58	2,04	MW <sub>th</sub>
Rendimento Térmico	$\eta_{LFB}$	88,68	87,94	%

Conclui-se que a potência térmica associada às perdas restantes o 1ºT apresentou 2,58MW<sub>th</sub> o que dá um total de 5,66MW<sub>th</sub> de perdas totais, somando as perdas associadas aos gases de combustão anteriormente calculada no valor de 3,08MW<sub>th</sub> (Tabela 5.34). No 2ºT, a potência térmica associada às perdas restantes foi ligeiramente inferior, apresentando um valor de 2,04MW<sub>th</sub>. Já a nível de perdas totais apresentou um valor superior, com 6,09MW<sub>th</sub>, somando a potência térmica aos gases de combustão no valor de 4,05MW<sub>th</sub> (Tabela 5.34).



**Figura 5.45** - Rendimento térmico da caldeira nos dois trimestres e comparação com o valor de referência da ANDRITZ.

Uma vez que no 2ºT a potência térmica total alcançada pela biomassa e pelo ar foram superiores à potência térmica total do 1ºT com biomassa, ar e gás natural, logo, também se refletiu uma maior potência térmica dissipada em perdas e nos gases de combustão e daí no 2ºT os gases apresentarem uma temperatura superior em relação ao 1º T. Com uma potência térmica superior associada às perdas totais no 2ºT, explica-se assim um menor rendimento térmico na caldeira no 2ºT devido ao facto das condições do vapor terem sido sempre as mesmas e, por isso, o valor de potência térmica a transferir (potência útil) ter sido o mesmo, ou seja, de 44,39MW<sub>th</sub> (Figura 5.45).

### **Mecanismo Caldeira-Turbina**

Quanto maior a potência térmica fornecida pelo biocombustível e pelo comburente, maior é a potência térmica disponível para ser transferida para o vapor. Partindo do princípio que a caldeira apresenta um rendimento térmico constante, quanto maior for a potência térmica fornecida, maior será a transferência de calor e maior será a entalpia e temperatura do vapor sobreaquecido.

No entanto, a turbina apresenta limites de operação a nível de temperatura de admissão de vapor sobreaquecido, sendo que o limite inferior ronda os 460°C e o limite superior os 485°C. A turbina é equipada por um sistema de refrigeração a água que atua e resfria a temperatura do vapor, caso o vapor se encontre com uma temperatura acima do limite superior.

No caso da temperatura do vapor estar abaixo do limite inferior, ela tem um sistema de comunicação informático com a sala de controlo e operação de forma a informar o sistema de alimentação da caldeira. Nesta situação, a alimentação de biomassa acelera através do aumento da velocidade dos parafusos de alimentação ou, no caso de estes estarem à sua velocidade máxima é pedido o acionamento dos queimadores de gás natural.

Outras duas medidas de controlo da turbina são possíveis, no caso de falta de potência térmica fornecida pela biomassa. A redução da sua carga (reduzindo o caudal de vapor necessário sobreaquecer) ou a limpeza do interior da caldeira, realizando a sopragem de forma a reduzir a quantidade de cinzas acumuladas nas zonas de transferência de calor, nomeadamente nos sobreaquecedores

O seguinte diagrama de temperaturas representado na Figura 5.46, varia as temperaturas do vapor sobreaquecido em função do caudal mássico em base tal e qual, para o tipo de biomassa em estudo e teores de humidade entre os 30 e 40% (massa) e fixando o rendimento térmico da caldeira em 89,22% [65]. É possível observar que, um biocombustível sólido com características idênticas às do eucalipto e com um teor de humidade de 30% (massa), é necessário apenas um caudal mássico de 4,3 a 4,5kg<sub>btq</sub>·s<sup>-1</sup>, para corresponder as exigências de temperatura de vapor sobreaquecido para a turbina.

Já se o biocombustível apresentar 40% de humidade (massa), esse caudal só corresponde às exigências do vapor a partir dos 5,2 a 5,5kg<sub>btq</sub>·s<sup>-1</sup>.

Para teores de humidade (% massa) superiores a 45%, só há potência térmica disponível com o auxílio do combustível suplementar para transferir calor suficiente para produzir 16kg·s<sup>-1</sup> de vapor sobreaquecido a uma pressão de 93bar(a) e a temperaturas de 460 a 485°C.

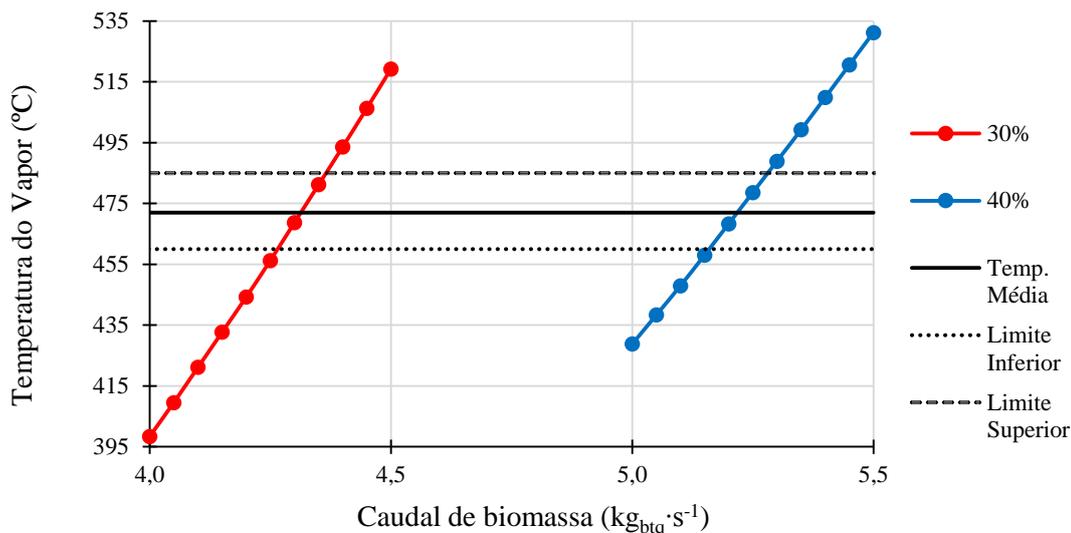


Figura 5.46 - Temperatura do vapor sobreaquecido em função do caudal e humidade de biomassa.

### 5.5.3 Rendimento térmico da central termoelétrica

Após a análise às condições de operação da central, fez-se o cálculo das respetivas entalpias através da sua consulta e interpolação nas tabelas termodinâmicas referentes a cada estado termodinâmico do fluido.

Para o caso do fluido se apresentar no estado de líquido ou de vapor saturado, realizou-se uma interpolação simples para o cálculo da respetiva entalpia em função da pressão do fluido, através de rotinas de interpolação programadas em Visual Basic (VBA) utilizando o programa *Microsoft Office – EXCEL*® e com a consulta da tabela termodinâmica A3 [54].

Para o caso do fluido de trabalho estar no estado de vapor sobreaquecido, realizou-se uma interpolação bidimensional para o cálculo da respetiva entalpia em função da pressão e da temperatura do fluido, através de rotinas de interpolação programadas em Visual Basic (VBA) utilizando o programa *Microsoft Office – EXCEL*® e com a consulta da tabela termodinâmica A4 [54].

Por fim, para a compressão do fluido de trabalho, o cálculo é realizado através da Equação 5.41 e Equação 5.52 no caso de o fluido ser comprimido pelas bombas compressoras e pelas bombas de condensados respetivamente. O volume específico do fluido é também calculado em função da pressão do fluido, através de rotinas de interpolação programadas em Visual Basic (VBA) utilizando o programa *Microsoft Office – EXCEL*® e com a consulta da tabela termodinâmica A3 [54].

Os resultados obtidos das respetivas entalpias para os diferentes estados considerados para o circuito de água-vapor da central termoelétrica a biomassa (CTB) do complexo industrial de Cacia (CIC) são apresentados na Tabela seguinte (Tabela 5.37).

**Tabela 5.37** - Entalpias dos diferentes estados considerados no circuito água – vapor da central.

1º e 2º Trimestres				
Estado nº:	Estado fluído:	Símbolo/Unidade	Parâmetro	Valor
Estado 1	Líquido saturado	$h_1$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	523,65
		$v_1$ (m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> )	Volume específico	0,001065
Estado 2	Líquido comprimido	$h_2$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	535,01
Estado 3	Vapor sobreaquecido	$h_3$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	3 309,31
Estado MP	Vapor sobreaquecido	$h_{MPS}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia ideal	2 837,83
		$h_{MP}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	3 037,60
Estado BP	Vapor sobreaquecido	$h_{BPS}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia ideal	2 790,18
		$h_{BP}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	2 855,40
Estado 4	Vapor saturado	$h_{4S}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia ideal	2 236,66
		$X_4$ (-)	Título real	0,90
		$h_4$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	2 345,41
Estado 5	Líquido Saturado	$h_5$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	191,83
		$v_5$ (m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> )	Volume específico	0,001010
Estado 6	Líquido Comprimido	$h_6$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	Entalpia real	192,32

A partir das entalpias obtidas é possível o cálculo dos parâmetros principais considerados na metodologia para a análise termodinâmica do ciclo de água-vapor da central termoelétrica (ciclo de *Rankine*). Os principais parâmetros considerados foram:

- Bombas (compressora e de condensados);
- Caldeira (Potência térmica total, útil, rendimento térmico da caldeira, percentagem de energia térmica renovável);
- Turbina (Potência elétrica ideal, real, monitorizada e eficiência isentrópica);
- Condensador (Potência térmica perdida para o exterior);
- Água de Refrigeração (Caudal mássico de água de refrigeração necessário para condensação do vapor saturado);
- *BWR*;
- Potência líquida da central;
- Rendimento da central;
- *FTE*.

**Tabela 5.38** - Resultados finais do circuito água - vapor da CTB de Cacia.

		<b>1º Trimestre</b>	<b>2º Trimestre</b>
Bomba Compressora	$\dot{W}_{b1}$ (kW <sub>e</sub> )	260,00	260,00
Caldeira (Potência Útil)	$\dot{Q}_{in}$ (MW <sub>th</sub> )	44,39	44,39
Caldeira (Potência Total)	$\dot{Q}_{LFB}$ (MW <sub>th</sub> )	50,05	50,48
Rendimento Caldeira	$\eta_{LFB}$ (%)	88,68	87,94
Potência Biomassa	$\dot{Q}_{in,bio}$ (MW <sub>th</sub> )	37,52	49,94
Combustível Auxiliar	-	Sim	Não
Potência Gás Natural	$\dot{Q}_{in,GN}$ (MW <sub>th</sub> )	12,23	0,00
Percentagem Renovável	$\eta_{ER}$ (%)	75,40	100,00
Caudal Admissão Turbina	$\dot{m}_{H2O}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	16,00	16,00
Caudal Extração MP	$\dot{m}_{YX}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	1,67	1,67
Fração de Vapor BP	y (%)	12,00	12,00
Caudal de Vapor BP	$\dot{m}_{YY}$ (kg·s <sup>-1</sup> )	1,78	1,78
Caudal Exaustão Turbina	( $\dot{m}_{H2O} - \dot{m}_{YX} - \dot{m}_{YY}$ )	12,55	12,55
Potência Ideal Turbina	$\dot{W}_{ST}$ (MW <sub>e</sub> )	18,85	18,85
Potência Turbina	$\dot{W}_T$ (MW <sub>e</sub> )	13,36	13,36
Potência Real Turbina	$\dot{W}_{RT}$ (MW <sub>e</sub> )	13,20	13,20
Rendimento Turbina	$\eta_T$ (%)	70,85	70,85
Condensador	$\dot{Q}_{out}$ (MW <sub>th</sub> )	27,02	27,02
Água de Resfriamento	$\dot{m}_r$ (kg·s <sup>-1</sup> )	646,75	646,75
Bomba Condensados	$\dot{W}_{b2}$ (kW <sub>e</sub> )	9,00	9,00
<i>Back Work Ratio</i>	<i>BWR</i> (%)	2,00	2,00
Potência Líquida	$\dot{W}_{net}$ (MW <sub>e</sub> )	12,93	12,93
Rendimento Central	$\eta_{CTB}$ (%)	25,84	25,62
<i>Fuel to Electricity</i>	<i>FTE</i> (kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>e</sub> <sup>-1</sup> )	3,87	3,90

## 6 PROPOSTAS DE SOLUÇÃO

Foram cotejados os seguintes cenários: uma situação padrão e duas propostas de solução.

A situação padrão servirá como situação de referência para comparação com as propostas de solução a equacionar. Todas as variáveis de entrada e considerações assumidas na situação padrão são de inteira responsabilidade do autor, não significando que correspondam ao cenário real da empresa. Os preços de custo de aquisição da biomassa ( $29 \text{ €}\cdot\text{ton}_{\text{btq}}^{-1}$ ), de gás natural ( $40 \text{ €}\cdot\text{MWh}^{-1}$ ), bem como o preço de venda de energia elétrica à rede ( $110 \text{ €}\cdot\text{MWh}^{-1}$ ), são reais.

Em relação às propostas de solução:

- A primeira consiste na criação de um algoritmo simples de decisão para otimização da exploração económica da caldeira – PSSI – Proposta de solução sem investimento;
- A segunda considera o investimento num secador de biomassa industrial de forma a reduzir os teores de humidade e valorizar o biocombustível calorificamente, prevenindo oscilações de potência térmica na fornalha/caldeira para se obter uma combustão mais eficiente e homogénea – PSCI – Proposta de solução com investimento.

### 6.1 Situação padrão

A situação padrão (SP) corresponde ao cenário estudado no presente trabalho, projetando para um semestre os valores recolhidos no 1ºT, que designa-se por “1ºS”. Para o segundo semestre os valores recolhidos do 2ºT, que designa-se por “2ºS”. Por outras palavras, admitimos simplificadaamente que a biomassa apresenta teores de humidade de 55% (massa) em metade do ano e de 40% (massa) noutra metade.

Na Tabela 6.1 estão as considerações para o 1ºS da SP e na Tabela 6.2 as considerações para o 2ºS da SP.

**Tabela 6.1** - Considerações do 1º semestre da situação-padrão.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	55,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente ( $\text{MJ}\cdot\text{kg}_{\text{btq}}^{-1}$ )	6,45
	Caudal mássico ( $\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$ )	5,80
Gás Natural	Potência auxiliar ( $\text{MW}_{\text{th}}$ )	12,23
	PCI médio do GN ( $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )	45,10
	Caudal mássico ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0,27
Energia Elétrica	Potência Turbina ( $\text{MWe}$ )	13,20
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida ( $\text{MWh}$ )	11,48

**Tabela 6.2** - Considerações do 2º semestre da situação-padrão.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	40,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	9,43
	Caudal mássico (kg <sub>btq</sub> ·s <sup>-1</sup> )	5,28
Gás Natural	Potência auxiliar (MW <sub>th</sub> )	0,00
Energia Elétrica	Potência Turbina (MWe)	13,20
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida (MWh)	11,48

Na Tabela 6.3 está representado o mapa de exploração da SP com os resultados obtidos para a previsão anual da situação-padrão tendo em conta as considerações anteriormente referidas.

Pode-se observar que o custo económico associado à aquisição do gás natural corresponde a cerca de 30% dos custos totais anuais, deixando a empresa com uma margem de aproximadamente 3,8 milhões de euros (M€).

**Tabela 6.3** – Mapa de Exploração da SP.

	Unidade	1º S	2ºS	Total	Custo unitário	Total (EUR)
Venda de Energia	MWh	49 594	49 594	99 188	110	10 910 680
Biomassa	ton	90 202	82 115	172 317	29	4 997 193
Gás Natural	MWh	52 834	0	52 834	40	2 113 360
Custos						7 110 553
Margem						<b>3 800 127</b>

## 6.2 Proposta de solução sem investimento

A proposta de solução sem investimento (PSSI) consiste na adaptação de carga de produção da turbina em função da potência térmica fornecida pela caldeira somente com a queima de biomassa através do rendimento da central ( $\eta_{CTB}$ ) de 25% (parâmetro anteriormente calculado na Tabela 5.38) de forma a nunca se utilizar o gás natural para compensação de falta de potência térmica.

É então analisada a possibilidade da “não-utilização” de gás natural (GN) para compensar a potência térmica em falta no 1ºS, adaptando a carga da turbina (9,4MW<sub>e</sub>) em função da carga da caldeira fornecida somente pela biomassa (37,5MW<sub>th</sub>).

Em relação ao 2ºS, uma vez que a queima é totalmente sustentável com a biomassa (49,94MW<sub>th</sub>), as condições permanecem exatamente iguais ao 2ºS da situação-padrão.

As considerações para o 1ºS da PSSI estão na Tabela 6.4 e na Tabela 6.5 as considerações para o 2ºS da PSSI.

**Tabela 6.4** - Considerações do 1º semestre da proposta de solução sem investimento.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	55,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	6,45
	Caudal mássico (kg <sub>btq</sub> ·s <sup>-1</sup> )	5,80
Gás Natural	Potência auxiliar (MW <sub>th</sub> )	0,00
Energia Elétrica	Potência Turbina (MWe)	9,40
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida (MWh)	8,20

**Tabela 6.5** - Considerações do 2º semestre da proposta de solução sem investimento.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	40,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	9,43
	Caudal mássico (kg <sub>btq</sub> ·s <sup>-1</sup> )	5,28
Gás Natural	Potência auxiliar (MW <sub>th</sub> )	0,00
Energia Elétrica	Potência Turbina (MWe)	13,20
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida (MWh)	11,48

Na Tabela 6.6 está representado o mapa de exploração da PSSI com os resultados obtidos para a previsão anual da proposta de solução sem investimento e tendo em conta que no 1ºS em vez de se recorrer ao gás natural, adapta-se a carga da turbina em função da carga da fornalha/caldeira com a queima exclusivamente de biomassa.

Pode-se observar que embora se tenha vendido menos energia no 1ºS, cerca de 70% da energia vendida em relação à SP, devido à carga de produção da turbina ser inferior, em relação ao gás natural não houve qualquer custo associado.

O 2ºS da PSSI permaneceu exatamente igual ao 2ºS da SP. Esta simples medida faz com que a empresa apresente uma margem de 4,35 M€, mais 0,55M€ face à SP como se verifica na Tabela 6.6.

**Tabela 6.6** -- Mapa de Exploração da PSSI.

	Unidade	1° S	2°S	Total	Custo unitário	Total (EUR)
Venda de Energia	MWh	35 424	49 594	85 018	110	9 351 980
Biomassa	ton	90 202	82 115	172 317	29	4 997 193
Gás Natural	MWh	0	0	0	40	0
Custos						4 997 193
Margem						<b>4 354 787</b>

### 6.2.1 Algoritmo simples de decisão

Como se observa na análise da SP, a margem de exploração económica estimada para o período de 1 ano ascende a 3,8M€. Caso se adapte a PSSI ela ascenderia a 4,35 M€, uma melhoria de margem de cerca de 0,55M€.

Este raciocínio faz sentido com o preço de GN em 40 EUR·MWh<sup>-1</sup>. A margem da SP tem como variável dependente o preço do GN, já a PSSI, apresenta uma menor produção de energia elétrica mas prescinde da utilização do GN, tendo uma função margem independente do preço de GN.

Ao igualar-se a margem da SP com a margem da PSSI, e fazer-se variar o preço do GN de 40 EUR·MWh<sup>-1</sup> (preço atual) até 0EUR·MWh<sup>-1</sup> observa-se que para o valor de 29 EUR·MWh<sup>-1</sup> é o preço de indiferença entre a SP e a PSSI. Para preços inferiores a este, a SP tem vantagem, ou seja compensa-se utilizar o gás natural como combustível auxiliar para produção máxima da turbina, mas para preços superiores a 29 EUR·MWh<sup>-1</sup> ao preço atual (40 EUR·MWh<sup>-1</sup>), a vantagem da PSSI é clara.

### 6.3 Proposta de solução com investimento

Por fim, equaciona-se também a possibilidade de introdução de um secador industrial de biomassa no processo, utilizando a informação recolhida de uma base de dados fornecido pela *AQUALOGY* [69].

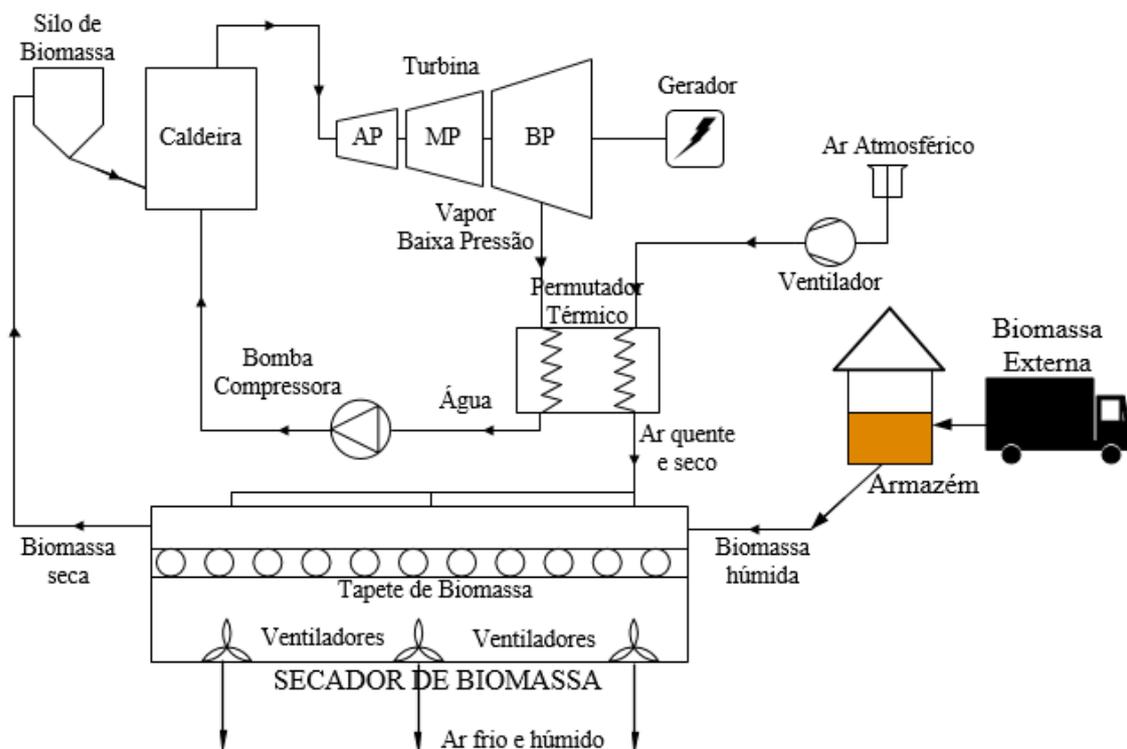
Esta proposta de solução com investimento (PSCI) apresenta um investimento de cerca de 3 milhões EUR e tem custos operacionais, incluindo de operação e manutenção (O&M), de cerca de 500mil EUR. O efeito principal do secador é reduzir o teor de humidade (%massa) contido na biomassa em base tal e qual. Esta medida faz com que o consumo de gás natural seja mínimo e também que o consumo de biomassa seja reduzido significativamente.

No cálculo do rendimento da CTB de Cacia no capítulo anterior, foi considerado para efeitos de cálculo, que a sopragem era feita constantemente. Na realidade, ela é feita apenas três vezes por dia e tem a duração de uma hora. Isto significa que durante vinte e uma horas por dia, a central apresenta cerca de  $1,5$  a  $1,7\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  de vapor disponível que normalmente é armazenado no coletor de média pressão ou purgado no ebulidor.

Com a fração de vapor disponível e através de uma extração de baixa pressão (5bar(a)) da turbina, é possível aproveitar a energia térmica e entalpia deste vapor para o aquecimento do ar e consequente evaporação da humidade contida na biomassa.

Após a sua secagem, a biomassa é transportada para o silo de alimentação como representado no esquema da Figura 6.1. No interior do silo e após o processo de secagem, a biomassa está pronta para ser queimada na fornalha/caldeira apresentando um poder calorífico superior e fornecendo desta forma maior potência térmica à fornalha/caldeira.

Na Tabela 6.7 estão apresentadas as considerações para a secagem da biomassa e na Tabela 6.8 estão apresentados os resultados obtidos da secagem de biomassa, ambos fornecidos pelo estudo da *AQUALOGY* [69].



**Figura 6.1** - Esquema de um secador de biomassa incorporado na CTB de Cacia [74].

**Tabela 6.7** - Considerações para dimensionamento da secagem [69].

Vapor baixa pressão	Caudal vapor de BP ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1,0 – 1,5
	Pressão do vapor (bar(a))	5,0
	Temperatura do vapor ( $^{\circ}\text{C}$ )	155,0 – 160,0
Água	Temperatura final ( $^{\circ}\text{C}$ )	90,0 – 100,0
Ar Atmosférico	Temperatura inicial ( $^{\circ}\text{C}$ )	5,0 – 25,0
	Temperatura final ( $^{\circ}\text{C}$ )	80,0 – 90,0

**Tabela 6.8** - Resultados da secagem.

Secagem	Teor de humidade evaporada (% massa)	10,00 – 15,00
1º Semestre	Caudal de biomassa ( $\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$ )	5,80
	Humidade inicial (% massa)	55,00
	Humidade evaporada (% massa)	15,00
	Humidade final (% massa)	<b>40,00</b>
2º Semestre	Caudal de biomassa ( $\text{kg}_{\text{btq}}\cdot\text{s}^{-1}$ )	5,28
	Humidade inicial (% massa)	40,00
	Humidade evaporada (% massa)	10,00
	Humidade final (% massa)	<b>30,00</b>

Com a informação apresentada na Tabela 6.8 é possível concluir que com um secador industrial de biomassa a vapor de baixa pressão, seria possível no 1ºS reduzir o teor de humidade da biomassa de 55% para 40% (massa), valor este que permite à biomassa obter um poder calorífico suficiente para fornecer a potência térmica exigida à fornalha/caldeira. Desta forma, anula-se a necessidade de recorrer ao gás natural para compensar a escassez de potência térmica fornecida pela biomassa.

Em relação ao 2ºS, é possível reduzir o teor de humidade dos 40% para 30% (massa), aumentando assim ainda mais o poder calorífico da biomassa de forma a reduzir o caudal mássico de alimentação de biomassa para uma mesma potência térmica a obter na fornalha/caldeira ( $49,75\text{MW}_{\text{th}}$ ). Desta forma, o consumo total anual de biomassa reduz e permite assim à empresa obter mais vantagens traduzidas em maiores poupanças económicas.

Após a informação e garantias fornecidas pelo estudo da *AQUALOGY*, apresentam-se na Tabela 6.9 e na Tabela 6.10 as considerações do 1º S e do 2º S respetivamente, para um balanço anual final da proposta PSCI apresentado na Tabela 6.11.

**Tabela 6.9** - Considerações do 1º semestre da proposta de solução com investimento.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	40,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	9,43
	Caudal mássico (kg <sub>btq</sub> ·s <sup>-1</sup> )	5,28
Gás Natural	Potência auxiliar (MW <sub>th</sub> )	0,00
Energia Elétrica	Potência Turbina (MW <sub>e</sub> )	13,20
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida (MWh)	11,48

**Tabela 6.10** - Considerações do 2º semestre da proposta de solução com investimento.

Biomassa	Teor de humidade (% massa)	30,00
	PCI <sub>btq</sub> correspondente (MJ·kg <sub>btq</sub> <sup>-1</sup> )	11,42
	Caudal mássico (kg <sub>btq</sub> ·s <sup>-1</sup> )	4,37
Gás Natural	Potência auxiliar (MW <sub>th</sub> )	0,00
Energia Elétrica	Potência Turbina (MW <sub>e</sub> )	13,20
	Rendimento gerador (%)	87,00
	Energia vendida (MWh)	11,48

**Tabela 6.11** – Mapa de Exploração da PSCI.

	Unidade	1º S	2º S	Total	Custo unitário	Total (EUR)
Venda de Energia	MWh	49 594	49 594	99 118	110	10 910 680
Biomassa	ton	82 115	67 692	150 077	29	4 352 233
Gás Natural	MWh	0	0	0	40	0
O&M						500 000
Custos						4 852 233
Margem						<b>6 058 447</b>

Na Tabela 6.12 apresenta-se a comparação entre a SP e a PSCI.

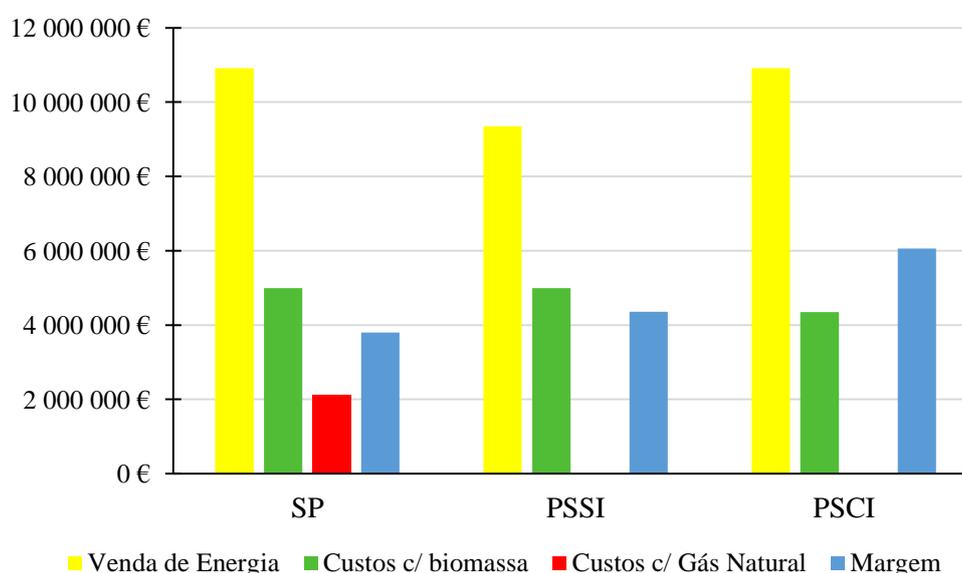
**Tabela 6.12** – *Cash-Flow* associado ao investimento.

	SP	PSCI	Diferencial
Venda de Energia	10 853 480	10 853 480	0
Biomassa	4 997 193	4 586 756	-410 437
Gás Natural	2 113 360	0	-2 113 360
O&M	0	500 000	500 000
Custos	7 110 553	5 086 756	-2 023 797
Margem	3 742 927	5 766 724	2 023 797

Considerando uma taxa de desconto de 5% e um tempo de vida de projeto de 10 anos, a PSCI apresentaria um Valor Atual Líquido (VAL) de cerca 14,4 M€, uma Taxa Interna de Retorno (TIR) de 75% e um *payback* inferior a 2 anos.

#### 6.4 Comparação de propostas

Na Figura 6.2 faz-se a comparação entre as três situações propostas e é possível observar que a PSCI apresenta a maior margem económica para a empresa uma vez que não apresenta custos com gás natural e tem custos associados ao consumo de biomassa inferiores às restantes propostas.



**Figura 6.2** – Margem de exploração económica das diferentes propostas apresentadas.

## 7 CONCLUSÕES

O teor de humidade da biomassa é um parâmetro fundamental a ter em atenção na sua caracterização. A quantidade de água contida num biocombustível sólido influencia inversamente o seu poder calorífico final associado. A média obtida referente ao teor de humidade do 1º trimestre foi de 55% (massa) e do 2º trimestre de 40% (massa). Esta diferença de teores de humidade são referentes à humidade extrínseca influenciada pelas condições climáticas do exterior. O poder calorífico superior em base seca obtido é de  $19 \text{ MJ}\cdot\text{kg}_{\text{bs}}^{-1}$ . Já o poder calorífico inferior em base tal e qual da biomassa no 2º trimestre foi de  $9,4 \text{ MJ}\cdot\text{kg}_{\text{btq}}^{-1}$ , valor este superior cerca de  $3 \text{ MJ}\cdot\text{kg}_{\text{btq}}^{-1}$  face ao 1º trimestre como seria de esperar.

A fornalha/caldeira LFB e os parâmetros ótimos da sua queima são diretamente influenciados pela qualidade da biomassa alimentada. No 1º trimestre, a fornalha/caldeira apresentou diferenças significativas em relação às potências térmicas obtidas derivadas ao poder calorífico da biomassa associado a cada trimestre,  $37 \text{ MW}_{\text{th}}$  no 1º trimestre e  $49 \text{ MW}_{\text{th}}$  no 2º trimestre.

Outro parâmetro influenciado pelo teor de humidade observado foram as temperaturas médias do leito, sendo que no 1º trimestre foi cerca de  $670^\circ\text{C}$  (cerca de  $80^\circ\text{C}$  inferior aos parâmetros normais) e no 2º trimestre foi de  $800^\circ\text{C}$ , temperatura dentro dos parâmetros normais de funcionamento.

De forma a fornecer a potência térmica em falta pela biomassa foi necessário recorrer-se ao combustível suplementar (gás natural) no 1º trimestre, contribuindo com uma potência térmica média de  $12 \text{ MW}_{\text{th}}$  para corresponder às exigências da central. Já no 2º trimestre, o mesmo cenário não se verificou, tendo-se observado uma produção de energia térmica 100% renovável.

O balanço mássico e o balanço energético à fornalha/caldeira apresentaram valores muito próximos aos valores monitorizados pela sala de controlo da central, tornando a metodologia adotada pelo autor válida e considerada assim uma metodologia apropriada para estes tipos de caso de estudo relacionados com a combustão de biomassa em leito fluidizado.

Em relação aos produtos gasosos emitidos, a caldeira apresentou valores de emissão inferiores aos valores limite de emissão, estando assim dentro dos parâmetros da legislação respetiva e a respeitar a boa qualidade do ar e do ambiente atmosférico.

O rendimento da caldeira LFB apresentou valores entre os 89%, valores estes idênticos à bibliografia consultada para este tipo de tecnologia. O rendimento observado no 1º trimestre é superior devido à estabilidade da queima do combustível suplementar. No 2º trimestre o rendimento é ligeiramente inferior devido à biomassa ter atingido uma potência térmica total superior à potência nominal enquanto as exigências do vapor e a potência útil se mantiveram as mesmas.

Em relação à análise energética e termodinâmica da central, as bombas compressoras e as bombas de condensados requerem uma potência elétrica total inferior a 0,3 MW<sub>e</sub> para a respetiva compressão da água.

A produção de potência elétrica ativa da turbina é de 13,2 MW<sub>e</sub> apresentando um rendimento isentrópico de 71% tendo em consideração todas as suas extrações para a sopragem e regeneração aberta. O caudal da extração para a regeneração aberta e respetivo pré-aquecimento do tanque de alimentação é de cerca de 1,8 kg·s<sup>-1</sup>, o que equivale a 12% do caudal total mássico de entrada na turbina.

No condensador há uma transferência de calor de cerca de 27 MW<sub>th</sub> e a necessidade de um caudal de refrigeração equivalente a 650 kg·s<sup>-1</sup> que possibilita essa permuta de calor. A potência líquida da central é de 12,9 MW<sub>e</sub> embora se deva considerar todos os equipamentos que consomem energia elétrica para o cálculo deste parâmetro. Neste caso só foi considerado a potência requerida pela bomba compressora e pela bomba de condensados.

O rendimento final da central é cerca de 26%. De acordo com a bibliografia consultada este valor é considerado um valor normal para um tipo de central termoelétrica desta natureza (em regeneração aberta). Tendo em consideração o rendimento da central e o rendimento da caldeira, estimou-se que a CTB de Cacia consome 3,90 unidades de combustível para a produção de uma unidade de energia elétrica.

Por fim, em relação às propostas de solução apresentadas foi possível concluir que:

- O valor de faturação de energia elétrica não deve ser um objetivo cego, sendo possível melhorar margens, faturando menos (adaptação da carga da turbina em relação à carga disponível da fornalha/caldeira somente a biomassa);
- O uso de combustível auxiliar para a compensação da falta de potência térmica fornecida pela biomassa, só deve ser efetuado em condições de preço de gás natural inferior a 29 EUR·MWh<sup>-1</sup>;
- O investimento sugerido possibilita reforços significativos da margem de exploração económica com uma elevada taxa de retorno, de 75%, um VAL de 14,4 M€ e um *payback* de 2 anos para um investimento de 3 M€ que se equacionou;
- Os custos operacionais e de manutenção associados ao investimento recomendado são recuperados quase de imediato com a redução do consumo de biomassa e poupança em gás natural.

As propostas de solução apresentadas pelo autor foram tecnicamente suportadas e economicamente validadas, mas os resultados finais dependem da situação padrão que se cria. Uma vez que a situação padrão considerada foi de um cenário extremamente negativo, as restantes propostas equacionadas foram facilmente validadas e justificáveis.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] C. M. de Monção, “Plano Municipal de Defesa da Floresta Contra Incêndios de Monção - Comissão Municipal de Defesa da Floresta Contra Incêndios de Monção,” Monção, 2008.
- [2] R. I. Singh, S. K. Mohapatra, and D. Gangacharyulu, “Studies in an atmospheric bubbling fluidized-bed combustor of 10 MW power plant based on rice husk,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 11, pp. 3086–3103, 2008.
- [3] A. A. Khan, W. de Jong, P. J. Jansens, and H. Spliethoff, “Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 90, no. 1, pp. 21–50, 2009.
- [4] D. Vamvuka and S. Sfakiotakis, “Combustion behaviour of biomass fuels and their blends with lignite,” *Thermochim. Acta*, vol. 526, no. 1–2, pp. 192–199, 2011.
- [5] R. Saidur, E. A. Abdelaziz, A. Demirbas, M. S. Hossain, and S. Mekhilef, “A review on biomass as a fuel for boilers,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 5, pp. 2262–2289, 2011.
- [6] DGEG, “Direção Geral de Energia e Geologia.” [Online]. Available: <http://www.dgeg.pt/>. [Accessed: 01-Jun-2016].
- [7] Resolução do Conselho de Ministros nº 29/2010, “Plano Energético 2020,” *Diário da República n.º 73 , 1ª série de 15 de Abril de 2010*, vol. 2020, no. Ene 2020. pp. 1289–1296, 2010.
- [8] Parlamento Europeu e do Conselho, “Directiva 2009/28/CE,” *Jornal Oficial da União Europeia*, vol. 2008, no. 2. pp. 16–62, 2009.
- [9] P. Mckendry, “Energy production from biomass ( part 1 ): overview of biomass,” *Bioresour. Technol.*, vol. 83, pp. 37–46, 2002.
- [10] A. Demirbas, “Potential applications of renewable energy sources , biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues,” vol. 31, pp. 171–192, 2005.
- [11] L. Rosendahl, *Biomass Combustion Science, Technology and Engineering*. 2013.
- [12] B. . Jenkins, L. . Baxter, T. . Miles, and T. . Miles, “Combustion properties of biomass,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 54, no. 1–3, pp. 17–46, 1998.
- [13] T. G. Bridgeman, J. M. Jones, A. Williams, and D. J. Waldron, “An investigation of the grindability of two torrefied energy crops,” *Fuel*, vol. 89, no. 12, pp. 3911–3918, 2010.
- [14] P. Quaak, H. Knoef, and H. Stassen, *Energy from Biomass: A review of combustion and gasification technologies*, no. 422. 1999.
- [15] R. García, C. Pizarro, A. G. Lavín, and J. L. Bueno, “Bioresource Technology Characterization of Spanish biomass wastes for energy use,” vol. 103, pp. 249–258, 2012.

- [16] L. De Fusco, H. Jeanmart, and J. Blondeau, "A modelling approach for the assessment of an air-dryer economic feasibility for small-scale biomass steam boilers," *Fuel Process. Technol.*, vol. 134, pp. 251–258, 2015.
- [17] S. V Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, and C. G. Vassileva, "An overview of the chemical composition of biomass," *Fuel*, vol. 89, no. 5, pp. 913–933, 2010.
- [18] L. Zhang, C. Charles, and P. Champagne, "Overview of recent advances in thermo-chemical conversion of biomass," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 5, pp. 969–982, 2010.
- [19] I. Obernberger, "Decentralized biomass combustion: state of the art and future development | Paper to the keynote lecture of the session "Processes for decentralized heat and power production based on combustion" at the 9th European Bioenergy Conference, June 1996, Copen," *Biomass and Bioenergy*, vol. 14, no. 1, pp. 33–56, 1998.
- [20] E. Akkaya, "ANFIS based prediction model for biomass heating value using proximate analysis components," *Fuel*, vol. 180, pp. 687–693, 2016.
- [21] Z. T. Yu, X. Xu, Y. C. Hu, L. W. Fan, and K. F. Cen, "Prediction of higher heating values of biomass from proximate and ultimate analyses," *Fuel*, vol. 90, no. 3, pp. 1128–1132, 2011.
- [22] C. Sheng and J. L. T. Azevedo, "Estimating the higher heating value of biomass fuels from basic analysis data," *Biomass and Bioenergy*, vol. 28, no. 5, pp. 499–507, 2005.
- [23] S. Van Loo and J. Koppejan, *Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*, vol. 1. 2008.
- [24] I. Obernberger, T. Brunner, and G. Barnthaler, "Chemical properties of solid biofuels - significance and impact," *Biomass Bioenergy*, vol. 30, no. 11. pp. 973–982, 2006.
- [25] J. P. Carroll and J. Finnan, "Physical and chemical properties of pellets from energy crops and cereal straws," *Biosyst. Eng.*, vol. 112, no. 2, pp. 151–159, 2012.
- [26] J. Selivanovs, D. Blumberga, J. Ziemele, A. Blumberga, and A. Barisa, "Research of woody biomass drying process in pellet production," *Environ. Clim. Technol.*, vol. 10, no. 1, pp. 46–50, 2012.
- [27] S. S. Pang and A. S. Mujumdar, "Drying of Woody Biomass for Bioenergy: Drying Technologies and Optimization for an Integrated Bioenergy Plant," *Dry. Technol.*, vol. 28, no. 5, pp. 690–701, 2010.
- [28] J. R. Couper, W. R. Penney, J. R. Fair, and S. M. Walas, *9 - Dryers and Cooling Towers*. 2012.
- [29] L. Fagernas, J. Brammer, C. Wilén, M. Lauer, and F. Verhoeff, "Drying of biomass for second generation synfuel production," *Biomass and Bioenergy*, vol. 34, no. 9, pp. 1267–1277, 2010.
- [30] W. a Amos, "Report on Biomass Drying Technology Report on Biomass Drying Technology," *SAE Trans.*, vol. 106, no. November, pp. 475–485, 1998.
- [31] S. S. Waje, B. N. Thorat, and a. S. Mujumdar, "An Experimental Study of the Thermal

- Performance of a Screw Conveyor Dryer,” *Dry. Technol.*, vol. 24, no. 3, pp. 293–301, 2006.
- [32] H. Li, Q. Chen, X. Zhang, and K. Finney, “Evaluation of a biomass drying process using waste heat from process industries: A case study,” *Appl. Therm. ...*, vol. 35, pp. 71–80, 2012.
- [33] A. Matos, “Capítulo 2 – Combustão de Combustíveis. Apontamentos da Disciplina de Conversão de Energias Convencionais do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.” 2014.
- [34] L. Tarelho, “Tecnologia de Combustão de Biomassa. Apontamentos da Disciplina de Conversão de Energias Renováveis do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.” 2014.
- [35] P. McKendry, “Energy production from biomass (part 2): Conversion technologies,” *Bioresour. Technol.*, vol. 83, no. 1, pp. 47–54, 2002.
- [36] E. Dahlquist and E. Dahlquist, *Technologies for Converting Biomass to Useful Energy*, 1st Editio. Stockholm: CRC Press, 2013.
- [37] P. Basu, *Combustion and Gasification of Fluidized Beds*. 2006.
- [38] F. Rosillo-Calle, *Biomass Assessment Handbook - Bioenergy for a Sustainable Environment*. Routledge, 2007.
- [39] J. E. Hustad, Skreiberg, and O. K. Sonju, “Biomass combustion research and utilisation in IEA countries,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 9, no. 1–5, pp. 235–255, 1995.
- [40] D. Kunii and O. Levenspiel, *Fluidization Engineering, 2nd Edition*, 2nd ed. 1991.
- [41] J. Koornneef, M. Junginger, and A. Faaij, “Development of fluidized bed combustion-An overview of trends, performance and cost,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 33, no. 1, pp. 19–55, 2007.
- [42] E. D. Vicente, L. A. C. Tarelho, E. R. Teixeira, M. Duarte, T. Nunes, C. Colombi, V. Gianelle, G. O. da Rocha, A. Sanchez de la Campa, and C. A. Alves, “Emissions from the combustion of eucalypt and pine chips in a fluidized bed reactor,” *J. Environ. Sci.*, vol. 42, pp. 246–258, 2016.
- [43] S. N. Oka, *Fluidized Bed Combustion*, vol. 30, no. 1. New York, 2004.
- [44] R. Yan, D. T. Liang, and L. Tsen, “Case studies-problem solving in fluidized bed waste fuel incineration,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 46, no. 7–8, pp. 1165–1178, 2005.
- [45] E. Teunou and D. Poncelet, “Batch and continuous fluid bed coating - Review and state of the art,” *J. Food Eng.*, vol. 53, no. 4, pp. 325–340, 2002.
- [46] K. L. Clarke, T. Pugsley, and G. A. Hill, “Fluidization of moist sawdust in binary particle systems in a gas-solid fluidized bed,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 60, no. 24, pp. 6909–6918, 2005.
- [47] L. A. C. Tarelho, D. S. F. Neves, and M. A. A. Matos, “Forest biomass waste combustion in a pilot-scale bubbling fluidised bed combustor,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 35, no. 4, pp.

- 1511–1523, 2011.
- [48] C. K. Gupta and D. Sathiyamoorthy, *Fluid Bed Technology in Materials Processing*. 1998.
- [49] M. Anusaya, S. S. Pande, and J. S. Khan, “Effect of Velocity and Particle Size on the Coefficient of Heat Transfer in Fluidized Bed Heat Exchanger,” vol. 2, no. 2, pp. 230–234, 2014.
- [50] J.-J. Li, M. Zhang, H.-R. Yang, J.-F. Lu, X.-X. Zhao, and J.-C. Zhang, “The theory and practice of NO<sub>x</sub> emission control for circulating fluidized bed boilers based on the re-specification of the fluidization state,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 150, no. x, pp. 88–93, 2016.
- [51] F. El-Mahallawy and S. El-Din Habik, *Fundamentals and Technology of Combustion*. New York: Elsevier, 2004.
- [52] European Commission, “Control Reference Document on Best Available Techniques for Large Combustion Plants,” *Eur. Comm.*, no. July, p. 618, 2006.
- [53] S. H. Kim, H. S. Park, and K. W. Lee, “Theoretical model of electrostatic precipitator performance for collecting polydisperse particles,” *J. Electrostat.*, vol. 50, no. 3, pp. 177–190, 2001.
- [54] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, vol. 181, no. 4615. 2006.
- [55] Z. K. Morvay and D. D. Gvozdenac, *Applied Industrial Energy and Environmental Management*. 2008.
- [56] R. Soltani, I. Dincer, and M. A. Rosen, “Thermodynamic analysis of a novel multigeneration energy system based on heat recovery from a biomass CHP cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 90–100, 2015.
- [57] R. F. Boehm, *Developments in The Design of Thermal Systems*. 1997.
- [58] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
- [59] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics - An Engineering Approach, 5th edition*, 5th ed. McGraw-Hill College, Boston, MA, 2006.
- [60] F. Neto, “Parte II– Aula 19 Ciclo de Rankine II. Apontamentos da Disciplina de Conversão de Energias Convencionais do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.” 2013.
- [61] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, and G. J. Van Wylen, *Fundamentos da Termodinâmica*, 5a ed. 1997.
- [62] V. Costa, “Transporte e Armazenamento de Energia. Capítulo I. Apontamentos Teóricos Da

- Disciplina de Transporte e Armazenamento de Energia Do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.” 2006.
- [63] H. Zebian and A. Mitsos, “A double-pinch criterion for regenerative Rankine cycles,” *Energy*, vol. 40, no. 1, pp. 258–270, 2012.
- [64] Portucel Soporcel, “The Navigator Company.” [Online]. Available: [www.thenavigatorcompany.com](http://www.thenavigatorcompany.com). [Accessed: 20-Jun-2006].
- [65] ANDRITZ, “Manual Caldeira ANDRITZ - Descrição e Operação da Caldeira.” 2009.
- [66] SIEMENS, “Manual Turbina SIEMENS - Descrição e Operação da Turbina SST-300.” 2009.
- [67] RAIZ, “Dados fornecidos pelo Laboratório Central do Instituto de Investigação de Floresta e Papel.” 2016.
- [68] The Navigator Company, “Dados monitorizados e fornecidos pela Sala de Controlo e Operação da CTB.” 2016.
- [69] AQUALOGY, “Secador de Biomassa através da Extração de Vapor de Baixa Pressão.” p. 19, 2016.
- [70] T. Nussbaumer, “Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction,” *Energy and Fuels*, vol. 17, no. 6, pp. 1510–1521, 2003.
- [71] Power Technology, “130 MW Biofuel Boiler Plant, Sweden.” [Online]. Available: <http://www.power-technology.com/projects/ornskoldsvik/ornskoldsvik2.html>. [Accessed: 02-May-2016].
- [72] B. Sustainable, “Foster Wheeler wins contract for a 105 MW circulating fluidized bed biomass plant in South Korea.” [Online]. Available: <http://www.besustainablemagazine.com/cms2/foster-wheeler-wins-contract-for-a-105mwe-circulating-fluidized-bed-biomass-plant-in-south-korea/>. [Accessed: 01-May-2016].
- [73] A. Sobrinho, “Foto real tirada no terreno pelo autor.” 2016.
- [74] A. Sobrinho, “Esquema realizado pelo autor através do programa Microsoft Visio 2013.” 2016.

#### **Legislação:**

Decreto-Lei n.º 78/2004, Diário da República I Série-A, n.º 80, de 3 de Abril de 2004, 21 36-2148.