

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUIZ GUSTAVO PELLISSARI ROSA LIMA**

**MELHORIA NA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR**  
**ALIMENTADA A CAVACO FLORESTAL**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2018**

**LUIZ GUSTAVO PELLISSARI ROSA LIMA**

**MELHORIA NA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR  
ALIMENTADA A CAVACO FLORESTAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel, do Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon J. R. Behainne

**PONTA GROSSA**

**2018**



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Câmpus Ponta Grossa  
Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Departamento Acadêmico de Mecânica  
Bacharelado em Engenharia Mecânica



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**MELHORIA NA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR  
ALIMENTADA A CAVACO FLORESTAL**

por

**LUIZ GUSTAVO PELLISSARI ROSA LIMA**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 27 de junho de 2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne**  
Orientador

**Prof. Dr. Gilberto Zammar**  
Membro Titular

**Prof. Gabriel Nunes Maia Junior**  
Membro Titular

**Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares**  
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de  
Carvalho**  
Coordenador do Curso

– O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso –

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus primeiramente por ter me dado saúde e força para superar todas as adversidades, e por nunca me desamparar.

Aos meus pais e irmãos pelos momentos de amor, alegria, companheirismo e apoio incondicional, ao longo de todos esses anos de vida e conquistas.

A minha querida Flávia, por todos esses anos de muito amor e dedicação ao meu lado.

A UTFPR, seu corpo docente, direção e administração pela oportunidade concedida a mim, que oportunizaram a janela que hoje vislumbro um horizonte superior, sustentado no mérito e ética aqui presentes e pregados.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jhon J. R. Behainne, pelo suporte no pouco tempo que lhe coube, pelas suas correções e incentivos que foram incondicionais para elaboração do mesmo.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

## RESUMO

LIMA, LUIZ GUSTAVO PELLISSARI ROSA. Melhoria na eficiência térmica de uma caldeira aquatubular alimentada a cavaco florestal. 2018. 58f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2018.

Neste trabalho, dados operacionais de uma caldeira aquatubular, locada na cidade de Ponta Grossa-PR, com capacidade de geração de 50t/h de vapor saturado e alimentada a cavaco florestal, foram utilizados para analisar o seu rendimento térmico através dos métodos direto e indireto. No método indireto, os cálculos foram realizados a partir da energia fornecida pelo combustível e das perdas envolvidas no processo. Os resultados do diagnóstico inicial determinaram a presença de um excesso de ar na combustão de apenas 19%, sendo reconhecida a deficiência de ar para o combustível empregado e também uma perda de rendimento devido ao alto teor de umidade presente no combustível. Após providas as melhorias necessárias como o aumento do fornecimento de ar disponível para a queima na fornalha e a garantia da alimentação de uma biomassa com menor teor de umidade, verificou-se um ganho na eficiência térmica, passando de 82,85% para 85,33% a partir do ajuste do excesso de ar para o valor de aproximadamente 60%. Assim, as modificações operacionais garantiram uma melhor oxidação do combustível, levando ao melhor aproveitamento da energia fornecida ao gerador de vapor e a uma redução de custos em função da diminuição de até 20% no consumo de combustível.

**Palavras-chave:** Geração de vapor, rendimento térmico, caldeira, caldeira aquatubular.

## ABSTRACT

LIMA, LUIZ GUSTAVO PELLISSARI ROSA. Thermal efficiency improvement in a water-tube boiler fed by wood chip. 2018. 58p. Undergraduate thesis (Bachelor's degree in Mechanical Engineering) – Federal Technology University – Parana. Ponta Grossa, 2018.

In this work, operational data of a water-tube boiler, located at the city of Ponta Grossa-PR, with production capacity of 50 t/h of saturated steam and fed by wood chip, was used to analyze its thermal yields through direct and indirect methods. In the indirect method, the calculations were realized based on the energy supplied by the fuel and the losses related to the process. The results from the initial diagnosis identified the presence of combustion's air excess of just 19%, recognizing the air deficiency for the employed fuel and also a big yield loss due to the high tax of humidity in the fuel. After the necessary improvements as the rise of the available air supply for the furnace burn and ensuring the supplies of a biomass with lower tax of humidity, there was a gain in thermal efficiency from 82.85% to 85.33% since the excess air setting to about 60%. Thus, the operational modifications ensured a better oxidation of the fuel, leading to the best use of the energy supplied to the steam generator and a reduction of costs due to the decrease of up to 20% in fuel consumption.

**Keywords:** Steam generation, thermal efficiency, boiler, water-tube boiler.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação esquemática caldeira flamotubular .....	14
Figura 2 – Vista em corte de uma caldeira flamotubular de cilindro horizontal .....	15
Figura 3 – Caldeira flamotubular de concepção vertical.....	16
Figura 4 – Esquema de uma caldeira aquatubular de dois tubulões.....	17
Figura 5 – Perfis típicos de monóxido de carbono e dióxido de carbono nos gases de exaustão.....	24
Figura 6 – Gerador de vapor ICA-05021 .....	25
Figura 7 – Moega de fundo móvel.....	26
Figura 8 – Balanço de massa em uma caldeira .....	28
Figura 9 – Analisador de gases “tempo real” .....	38
Figura 10 – Ventilador secundário antes e após reforma e instalação.....	45
Figura 11 – Dados dos gases de combustão .....	48
Figura 12 – Boca de visita para posicionamento da sonda .....	49
Figura 13 - Curva característica do ventilador primário .....	56
Figura 14 – Curva característica do ventilador secundário .....	57
Figura 15 – Curva característica do novo ventilador secundário.....	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição típica de alguns combustíveis em % de base seca .....	23
Tabela 2 – Reações básicas de combustão .....	23
Tabela 3 – Dados operativos 1º cenário.....	35
Tabela 4 – Propriedade elementar do combustível .....	36
Tabela 5 – Propriedade elementar do combustível .....	36
Tabela 6 – Resultados Balanço real.....	39
Tabela 7 – Energia fornecida, perdas e rendimento térmico para o cenário 1 .....	44
Tabela 8 – Dados operativos 2º cenário.....	46
Tabela 9 – Análise elementar do combustível com 37% de umidade .....	46
Tabela 10 – Resultados do Balanço real para o cenário 2 .....	49
Tabela 11 – Energia fornecida, perdas e rendimento térmico para o cenário 2 .....	51



## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	10
1.1 OBJETIVO GERAL .....	12
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
1.3 JUSTIFICATIVA.....	12
2 REFERENCIAL TEÓRICO .....	13
2.1 GERADORES DE VAPOR.....	13
2.1.1 Tipos de Caldeiras .....	13
2.1.1.1 Caldeiras Flamotubulares .....	14
2.1.1.2 Caldeiras Aquatubulares .....	16
2.2 COMPONENTES DAS CALDEIRAS .....	18
2.2.1 Câmara de Combustão ou Fornalha.....	18
2.2.2 Cinzeiro.....	19
2.2.3 Economizadores .....	19
2.2.4 Desaerador .....	19
2.2.5 Pré-aquecedores de Ar .....	20
2.2.6 Super-aquecedores de vapor.....	20
2.2.7 Ar Primário e Secundário .....	20
2.2.8 Chaminé .....	21
2.2.9 Equipamentos de Limpeza dos Gases .....	21
2.2.10 Sopradores de Fuligem .....	22
2.3 COMBUSTÃO .....	22
2.3.1 Composição Típica dos Combustíveis .....	22
2.3.2 Análise Estequiométrica da Combustão .....	23
2.3.3 Excesso de Ar.....	24
3 METODOLOGIA.....	25
3.1 ANÁLISE DO RENDIMENTO .....	27
3.2 METODO DIRETO.....	28
3.3 METODO INDIRETO .....	29

3.3.1 Energia Total do Sistema.....	29
3.3.2 Perda Por Gases Secos e Vapores Presentes Nos Gases de Combustão ....	30
3.3.3 Perdas Por Radiação E Convecção.....	31
3.3.4 Perdas De Calor Por Purgas Contínuas E Intermitentes .....	32
3.3.5 Perda De Calor Pelas Cinzas .....	32
3.3.6 Perda De Calor Por Combustão Parcial Do Combustível .....	33
3.3.7 Rendimento Térmico.....	34
3.4 MÉTODO DE ANÁLISE DOS RENDIMENTOS .....	34
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	41
4.1 RESULTADO DOS RENDIMENTOS CENÁRIO 1.....	41
4.1.1 Método direto .....	41
4.1.2 Método indireto .....	42
4.2 RESULTADOS DOS RENDIMENTOS CENÁRIO 2 .....	44
4.2.1 Resultados Dos Rendimentos.....	50
4.2.1.1 Método direto .....	50
4.2.1.2 Método indireto .....	50
5 CONCLUSÃO .....	52
REFERÊNCIAS.....	53
ANEXO A – curvas características dos ventiladores primário, secundário e novo ventilador secundário. ....	55

## 1 INTRODUÇÃO

Desde meados do século XVIII, a utilização de vapor como fonte de calor em sistemas industriais tornou-se indispensável. Atuando como substituto da energia térmica obtida diretamente dos gases da queima do carvão mineral utilizado até essa época, que trazia consigo inúmeros inconvenientes, o vapor representa ainda uma das formas de energia mais empregadas, devido à alta disponibilidade, facilidade de obtenção e custo atrativo da água. Além do uso como fluido de aquecimento, o vapor também pode ser utilizado em sistemas de umidificação, em atividades de higienização, na geração de energia elétrica, no acionamento mecânico de máquinas, ou até mesmo como matéria prima para produção industrial e beneficiamento de produtos.

De acordo com a aplicação, o vapor pode ser gerado nos estados saturado e superaquecido. No ramo industrial, é mais usual a utilização de vapor saturado, também conhecido como “vapor úmido”, pois é comum que o mesmo possa carregar consigo umidade oriunda de gotículas que não foram vaporizadas ainda quando a temperatura é aproximada da temperatura de saturação do fluido. Esta forma do vapor possui utilidade na transferência de calor para sistemas sem promover mudança na temperatura do fluido (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2008).

O vapor superaquecido ou “vapor seco”, é obtido através do sobreaquecimento do vapor saturado, obtendo-se vapores com temperaturas cada vez maiores e densidades menores. Este vapor apresenta menor capacidade de transferir calor e, por isso, em sua maioria é utilizado na movimentação de turbinas e sistemas de propulsão, diminuindo drasticamente os efeitos da erosão por cavitação, ou até mesmo a corrosão que possa atuar no sistema (BAZZO, 1995).

O vapor é gerado em caldeiras. As caldeiras são basicamente trocadores de calor capazes de aproveitar a energia térmica gerada por uma fonte de calor qualquer, para produzir vapor a pressão superior à da pressão atmosférica, nas configurações aquatubular, flamotubular ou mistas.

As caldeiras aquatubulares são aquelas nas quais o fluido a ser evaporado é mantido no interior dos tubos do trocador de calor, que pela sua vez são expostos ao escoamento externo dos gases de combustão (BIZZO, 2003). Já, nas caldeiras flamotubulares, os gases de combustão são confinados no interior dos tubos, transferindo calor a reservatórios externos que contém o líquido a evaporar

(ELETROBRÁS, 2005). Adicionalmente, tem-se os modelos mistos, que são caldeiras flamotubulares com associação de fornalha envolta com “paredes d’água” para pré-aquecimento da mesma, na intenção de alcançar um melhor aproveitamento térmico e, conseqüentemente, obter um ganho de rendimento (ALTAFINI, 2008).

Os combustíveis utilizados na geração de vapor são aqueles capazes de liberar grandes quantidades de energia térmica ao reagir com o oxigênio presente no ar atmosférico. Segundo Bizzo (2003), combustíveis podem ser líquidos, gasosos ou sólidos, sendo a escolha definida preferencialmente com base na disponibilidade e no fator econômico de acordo com a necessidade de geração e quantidade a ser consumida.

Nos processos industriais que empregam a geração de vapor, o combustível utilizado na caldeira é o responsável pela maior parcela do custo operacional. Portanto, de maneira a minimizar o impacto gerado pelos elevados consumos de combustível, se faz necessário avaliar os índices de rendimento térmico do equipamento, a fim de aumentar o controle e prover as reformas necessárias para um gasto gerido com a máxima eficiência.

De acordo com Bazzo (1995), dois métodos são praticados para calcular o rendimento térmico de uma unidade geradora de vapor, sendo estes, o método direto e o método indireto. No método direto, leva-se em consideração a relação entre o calor útil associado ao vapor produzido pela caldeira e a energia fornecida pelo combustível ao sistema. Já, no método indireto, o cálculo leva em consideração as perdas térmicas associadas ao processo de geração de vapor. Este método apresenta maior confiabilidade em relação ao método direto, uma vez que desconsidera as flutuações temporárias relacionadas à medida da energia do vapor produzido.

Mediante a avaliação periódica do rendimento térmico das caldeiras é possível identificar deficiências operacionais que podem ser sanadas com a implementação de reformas ou mudanças das condições de trabalho do sistema gerador de vapor. Assim, a prática dessa avaliação torna-se um mecanismo eficiente na garantia de uma operação econômica do equipamento. O presente trabalho mostra um caso prático da avaliação do rendimento térmico de uma caldeira pertencente a uma empresa da região dos Campos Gerais, no estado do Paraná.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Propor melhorias na operação de uma caldeira aquatubular alimentada com cavaco florestal a partir da avaliação da sua eficiência térmica.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Constituem objetivos específicos deste trabalho:

- Determinar, com base em resultados experimentais, a eficiência térmica atual da caldeira pelos métodos direto e indireto.
- Identificar as deficiências operacionais do sistema gerador de vapor e propor ações de melhoramento das suas condições operacionais.
- Quantificar os ganhos obtidos na eficiência térmica da caldeira com a implementação das reformas adotadas.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

Com a crescente busca por competitividade de mercado e a necessidade de adequação nos requisitos ambientais e de responsabilidade social por parte das empresas, faz-se necessário o emprego de melhorias que garantam a alto rendimento das operações industriais na gestão de custos e na eficiência energética.

A produção de vapor, de uma maneira geral, traz consigo um alto custo de instalação de equipamentos, da própria geração do vapor e na manutenção dos sistemas. Por isso, a busca por métodos e melhorias que garantam uma operação eficiente são indispensáveis, motivam pesquisadores e profissionais a trabalharem de forma a encontrar maneiras de tornar o processo mais limpo e rentável.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Com base nas literaturas de apoio, buscou-se encontrar as discussões abordadas sobre o tema, e também uma base de sustentação argumentativa que sirva de embasamento aos resultados obtidos a partir do trabalho desenvolvido.

### 2.1 GERADORES DE VAPOR

Segundo Pera, (1990), geradores de vapor são equipamentos complexos capazes de absorver a energia térmica fornecida por um dado combustível, ar ou até mesmo fontes térmicas residuais de processos industriais ou de combustão, com a intenção de usá-la na troca térmica para geração de vapor à pressão superior à pressão atmosférica.

Dentro desse conceito destacam-se as ditas caldeiras de vapor, que transferem o calor fornecido pela fonte geradora à água de trabalho a fim de transforma-la em vapor saturado ou superaquecido, seja ela pela combustão direta de combustíveis propriamente dita ou até mesmo por fontes alternativas como a energia elétrica.

#### 2.1.1 Tipos de Caldeiras

A classificação de caldeiras com geração de vapor pela queima de combustíveis, mais usual, é dada em dois grandes grupos gerais, e é definida basicamente pelo conteúdo dos tubos de troca térmica, ou seja, pela posição de gases/água nos tubos, sendo dividido em Flamotubulares e Aquatubulares (PERA, 1984).

Segundo Eletrobrás (2005), as caldeiras podem ser divididas de maneira mais específica, pela energia de aquecimento, sendo as de combustão: Combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. E as ditas elétricas: Jatos de água, eletrodos submersos e resistores. E finalmente as caldeiras de recuperação: Gases de outros processos ou recuperação química.

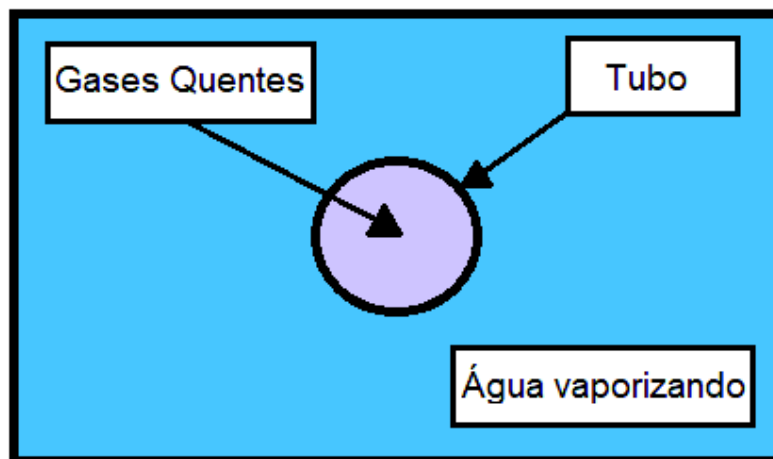
Podem ser classificadas também quanto a montagem: Se são compactas ou implementadas a campo, quanto a sustentação: Autossustentadas, suspensas ou mistas.

Classificam-se também pela circulação da água de aquecimento, se operam de maneira natural pela convecção do fluido aquecido, ou forçada através de bombas de injeção. Finalmente, as caldeiras podem ser classificadas quanto à tiragem dos gases de combustão, se possuem fluxo natural pela chaminé, forçado através de exaustores ou induzida.

### 2.1.1.1 Caldeiras Flamotubulares

As caldeiras Flamotubulares, chamadas também de caldeiras de tubos de chama ou fumaça, são aquelas aonde os gases provenientes da combustão, ou fumos quentes, atravessam o equipamento pelo interior de tubos, envoltos por água, fornecendo calor ao fluido até alcançar a condição de ebulição (ELETROBRÁS, 2005). Uma representação esquemática deste tipo de caldeira apresenta-se na Figura 1.

Figura 1 - Representação esquemática caldeira flamotubular



Fonte: Autoria própria.

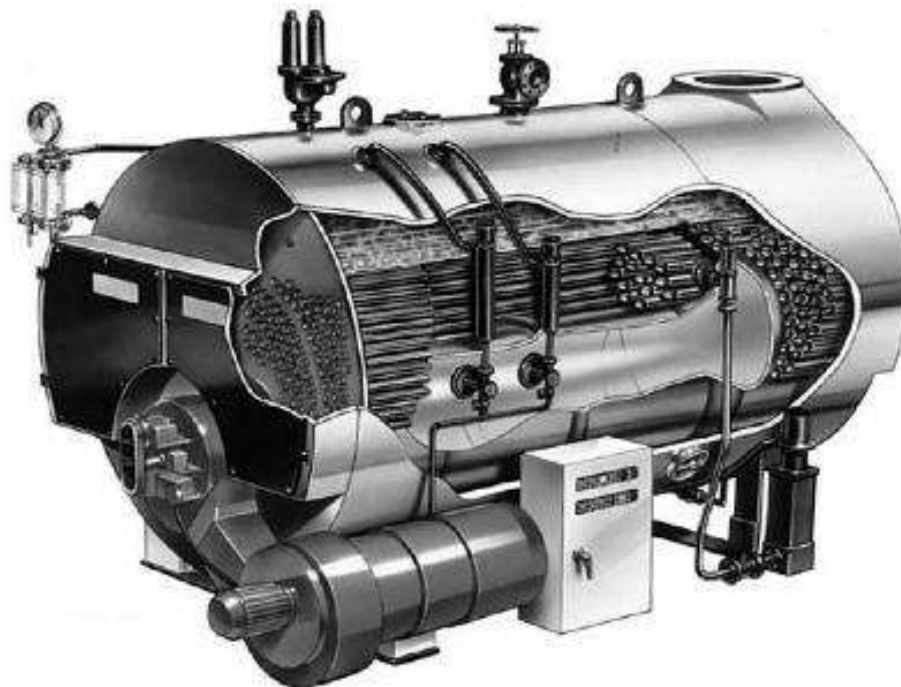
Conforme afirma Bazzo (1995), os tubos são dispostos de maneira horizontal ou vertical em um corpo cilíndrico, que possui as extremidades fechadas por placas planas, usualmente chamadas de espelhos. Os espelhos possuem a função de refletir o calor da chama localizada abaixo dos espelhos laterais ou inferiores para o interior do cilindro, garantindo-se assim que os gases gerados pela combustão se

movimentem através dos tubos, proporcionando o aquecimento e a vaporização da água.

Bazzo (1995) afirma que a capacidade de produção do vapor e a sua pressão de trabalho estão diretamente relacionadas com o comprimento, diâmetro e capacidade do cilindro que abriga a água para vaporização. Esses geradores, segundo Pera (1990), podem ser classificados em duas categorias principais: geradores de chama de retorno de passe simples ou duplo, no caso do uso de cilindros horizontais, e geradores de chama direta para cilindros verticais.

As caldeiras flamotubulares são de fácil construção e de baixo custo, e normalmente são utilizadas para casos onde os combustíveis utilizados possuem baixa qualidade ou baixos teores de PCI. A Figura 2 apresenta uma vista de corte de uma caldeira flamotubular típica. Uma versão de concepção vertical deste tipo de caldeira é ilustrada na Figura 3.

**Figura 2 – Vista em corte de uma caldeira flamotubular de cilindro horizontal**



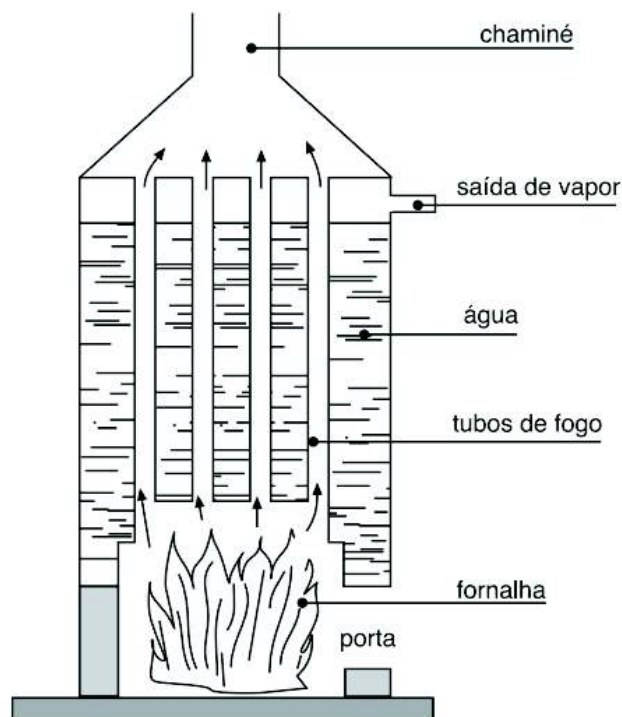
**Fonte: RAE Electric (2013).**

Apesar dos benefícios supracitados, as caldeiras flamotubulares apresentam uma pressão de trabalho limitada em aproximadamente 15 bar e capacidade de vazão e geração também limitada em até 30t/h de vapor de acordo com cada modelo. Adicionalmente, o fluxo interno de água no corpo cilíndrico é deficiente pelo fato da



geração de vapor ocorrer preferencialmente nas superfícies de contato com as chamas, e não são indicadas para casos de operação intermitente, devido à dificuldade em aquecer o grande volume de água no interior do equipamento.

**Figura 3 – Caldeira flamotubular de concepção vertical**



Fonte: (ELETROBRÁS, 2005).

### 2.1.1.2 Caldeiras Aquatubulares

Segundo Altafini (2008), as caldeiras Aquatubulares podem ser também chamadas de caldeiras de parede d'água ou caldeira de tubos d'água. De maneira oposta as flamotubulares, a água irá passar pelo interior dos tubos, que estão expostos ao calor proveniente das chamas que envolvem os tubos externamente.

São dotadas de uma câmara de combustão, aonde irá ocorrer a queima do combustível com a consequente produção dos gases de combustão. Estes gases fornecem calor à água que está contida nos tubos, que servem para que a circulação da água e vapor seja efetiva no interior da fornalha para ganho de entalpia.

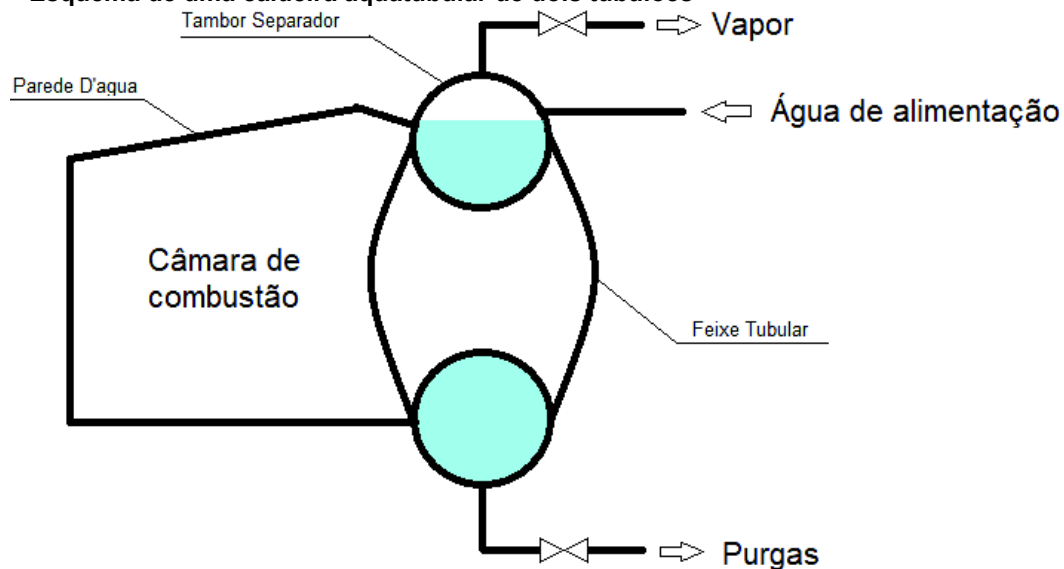
Existem também os coletores, que recebem os conjuntos de tubos e fazem a ligação dos feixes de troca térmica ao tubulão localizado na parte superior (figura 4).

Este tubulão é um dispositivo localizado no ponto mais alto do corpo principal da caldeira e que tem como função armazenar o vapor para distribuição e fornecer nível para circulação ininterrupta da água em estado líquido. Esse líquido irá descer pelos tubos externos (downcomers) para o interior da fornalha e retornar pelos tubos internos para o tubulão.

Em alguns casos, existe também um tubulão localizado na parte inferior do sistema, para caldeiras que possuem dois tubulões. Este tubulão tem como função a purga de eventuais partículas sólidas que possam acabar se acumulando no interior da mesma.

A circulação natural que ocorre dentro do sistema de tubos, coletores e tubulão, se dá pela diferença de pressão exercida pelas colunas d'água, em função da diferença de peso específico entre a água nas partes mais frias em estado líquido existentes nos downcomers, e aquelas contidas nas zonas de maior temperatura dos gases de combustão e também pelas correntes de convecção no interior (BIZZO, 2003).

**Figura 4 – Esquema de uma caldeira aquatubular de dois tubulões**



Fonte: (BAZZO, 1995).

As caldeiras aquatubulares, se possuírem sistemas de circulação forçada pelo uso de bombas, dependendo do tamanho do equipamento e do arranjo dos tubos na confecção que podem ser retos ou curvos, podem atingir capacidade de geração na faixa de 600 a 750t/h, com pressões de 150 a 200 kgf/cm<sup>2</sup> (ELETROBRÁS, 2005).

As caldeiras aquatubulares, possuem grande autonomia de instalação de componentes que atuam no aumento do rendimento térmico do equipamento, como economizadores, ventiladores primários e secundário e pré-aquecedores de ar, tornando o seu processo mais eficiente se comparado ao das caldeiras flamotubulares.

## 2.2 COMPONENTES DAS CALDEIRAS

A seguir são descritos os principais componentes que podem fazer parte de uma caldeira aquatubular convencional, alguns deles, indispensáveis para garantir uma boa eficiência na geração de vapor.

### 2.2.1 Câmara de Combustão ou Fornalha

A fornalha é o local aonde o combustível vai ser consumido. Tem como função permitir a expansão dos compostos voláteis liberados no aquecimento do combustível e a posterior formação da chama pela oxidação dos mesmos e do carbono fixo, garantindo que a energia química do combustível seja inteiramente transformada em energia térmica (BAZZO, 1995).

De acordo com cada tipo de combustível utilizado, a fornalha pode ser encontrada em diferentes configurações. No caso da queima de óleo combustível, carvão mineral pulverizado e gás natural, são indicadas as queimas em suspensão com uso de queimadores, que em casos adaptados podem até servir para a queima de biomassas como serragem e casca de arroz moídas.

Já para combustíveis sólidos de maiores dimensões, como carvão mineral não pulverizado, lenha, cavaco florestal, bagaços e biomassas em geral, é adotado o modelo de fornalha com queima em grelha, sejam elas fixas, móveis (basculantes), inclinadas ou até mesmo automatizadas em relação a avanço e recuo, e também a queima em leito fluidizado (PERA, 1990).

No interior da fornalha localiza-se o evaporador, distribuído em duas seções principais de troca térmica: primariamente, tem-se a seção de irradiação, composta por paredes d'água ao redor da câmara de combustão, que recebem calor por radiação direta da chama e do calor irradiado pelos tijolos refratários que compõem a

base da câmara de combustão. Numa segunda região, tem-se a seção de convecção, composta por feixes de tubos d'água que recebem calor pela convecção forçada dos gases de combustão, sendo de passe simples ou de passes múltiplos dos gases.

### 2.2.2 Cinzeiro

Durante a queima do combustível na fornalha, as cinzas ou inertes precisam ser evacuados usando um cinzeiro ou dispositivo para depósito (BAZZO, 1995). O cinzeiro serve como fonte de coleta de amostras para a análise do rendimento da combustão, permitindo a observação da passagem de carbono não convertido, seja pela queima incompleta, baixo tempo de permanência na fornalha ou até mesmo pela falta de ar para a oxidação total do combustível.

### 2.2.3 Economizadores

De forma a garantir maior eficiência na geração de vapor, a água é pré-aquecida através da troca térmica com os gases de combustão oriundos da fornalha, através do fluxo contínuo de água no interior de feixes tubulares aletados, de maneira a minimizar o salto térmico da água ao entrar no sistema após a passagem pelo desaerador, promovendo a redução do consumo de combustível. Estima-se que a cada 6°C elevados na temperatura da água de alimentação, reduz-se o consumo de combustível em até 1% (BUECKER, 2002).

### 2.2.4 Desaerador

Segundo Bizzo (2003), o desaerador é um importante equipamento aliado a garantir a maior durabilidade dos componentes da caldeira. Tem como função aquecer a água a temperaturas ligeiramente superiores a 100°C, através da injeção de vapor direto em contracorrente e gerar turbulência na mesma, que aliados a produtos químicos como sulfito dosados na água, agem na intenção de reduzir a sua solubilidade e promover a eliminação do oxigênio e demais gases que possam estar dissolvidos na água, eliminando-os para a atmosfera juntamente com um residual de vapor.

### 2.2.5 Pré-aquecedores de Ar

O pré-aquecedor de ar tem a função de absorver o calor residual dos gases de combustão para aquecer o ar insuflado na câmara de combustão. Na sua configuração, pode ser do tipo rotativo, tubular ou de placas. Ao promover o aumento da temperatura do ar de combustão, contribui na obtenção de uma chama mais estável (BIZZO, 2003).

Por se tratar de um dispositivo de troca de calor entre o ar atmosférico e o gás de combustão, ou seja, envolvendo duas correntes gasosas, este equipamento normalmente ocupa um grande volume. No entanto, a sua presença torna-se útil o aumento do rendimento térmico do sistema.

### 2.2.6 Super-aquecedores de vapor

Os super-aquecedores, segundo Bazzo (1995), são trocadores de calor instalados no interior da fornalha, em uma seção posterior ao tubulão superior. Tem a função de transferir energia ao vapor saturado inicialmente gerado no evaporador, na intenção de leva-lo ao estado de vapor superaquecido. O vapor superaquecido, pela sua maior entalpia, é indicado na geração de potência mecânica ou energia elétrica ao passar por turbinas em ciclos Rankine, não sendo recomendado para operações de troca térmica.

### 2.2.7 Ar Primário e Secundário

Segundo Buecker (2002), o ar primário mais comum em caldeiras aquatubulares, provê a insuflação de ar forçado na parte inferior ao grelhado, normalmente após passagem pelo pré-aquecedor de ar, através da utilização de ventiladores de alta vazão.

As fornalhas de tipo grelha possuem furos capazes de permitir a passagem do ar de baixo para cima, aonde este irá reagir com o combustível alimentado. O ar primário fornece o ar suficiente para a combustão inicial do combustível, promovendo a liberação dos voláteis e a precipitação das partículas em queima.

O ar secundário é injetado no topo da chama, a fim de promover, por um lado, a turbulência necessária dos gases de combustão, para que não sejam prontamente arrastados pelo exaustor, garantindo a manutenção da temperatura no interior do equipamento e prevenindo o arraste excessivo de partículas (fuligem) juntamente com os gases, e por outro, de fornecer a quantidade necessária de ar para que a queima ocorra de forma completa no interior da fornalha.

### 2.2.8 Chaminé

A chaminé é responsável pela liberação dos gases de combustão na atmosfera, atendendo a normas específicas quanto ao seu dimensionamento em relação a sua altura, diâmetro médio e afunilamento. A chaminé, em conjunto com exaustores, deve fornecer a tiragem necessária para que os gases sejam retirados de maneira eficiente do sistema e facilite a boa dispersão deles na atmosfera.

### 2.2.9 Equipamentos de Limpeza dos Gases

De acordo com Bizzo (2003), uma caldeira pode ser equipada com equipamentos como: filtros de mangas, ciclones e lavadores de gases, que atuam na intenção de separar a fuligem carregada nos gases de combustão e garantir que não sejam lançados na atmosfera. Atuam como prevenção a riscos ambientais e à saúde dos colaboradores na operação.

Os filtros mangas retém as partículas por filtração, através da utilização de telas que interceptam o fluxo dos gases, aonde são limpas periodicamente e tem seu teor descartado com as cinzas (CARVALHO; LACAVA, 2003).

Os ciclones imprimem força centrífuga aos gases de combustão, fazendo com que a desaceleração das partículas sólidas contidas na corrente gasosa leve as mesmas a se depositarem, sendo retidas em válvulas rotativas para descarte.

Já os lavadores de gases, atuam com o cionamento dos gases de combustão através de dutos que possuem chuveiros d'água com jatos direcionados em contracorrente. Assim, as partículas retidas na suspensão são levadas juntamente com a água a piscinas de decantação, aonde a água é filtrada e retorna ao sistema em fluxo contínuo, com as cinzas sendo descartadas (CARVALHO; LACAVA, 2003).

### 2.2.10 Sopradores de Fuligem

Segundo Bizzo (2003), os sopradores de fuligem, injetam vapor a alta pressão no interior da fornalha através de bicos rotativos, sobre os tubos de troca térmica, garantindo a limpeza de suas superfícies e garantindo que os mesmos não sejam sobrecarregados com acúmulo de fuligem que pode depositar-se sobre eles, dificultando a capacidade de troca térmica.

Os sopradores de fuligem podem ser fixos, ou móveis com avanço sobre os dutos de acordo com o dimensionamento do equipamento. Tem seu funcionamento intermitente e são programados os intervalos de atuação e duração da sopragem conforme necessidade. A sua utilização precisa ser moderada, pois pode levar ao resfriamento das superfícies de troca térmica e, conseqüentemente, na perda de rendimento do sistema gerador de vapor.

## 2.3 COMBUSTÃO

A combustão é uma reação de oxidação na qual um determinado combustível libera a sua energia química em calor (ÇENGEL, 2013). Segundo Bizzo (2003), os principais elementos químicos que constituem um combustível são o carbono, o hidrogênio e o enxofre, aonde após reação com o oxigênio liberam calor para uso industrial.

### 2.3.1 Composição Típica dos Combustíveis

Os combustíveis podem ser encontrados nos estados sólido, líquido e gasoso. Entre os combustíveis sólidos, se destacam o carvão mineral, o carvão vegetal, o xisto, a turfa e as biomassas. Nos combustíveis líquidos se destacam a gasolina, o querosene, o diesel e os óleos combustíveis. Finalmente, nos combustíveis gasosos tem-se, entre os mais importantes, o gás natural, o GLP e o biogás (BAZZO, 1995).

Cada combustível apresenta uma base elementar própria, conforme observado na Tabela 1.

**Tabela 1 – Composição típica de alguns combustíveis em % de base seca**

	C	H	O	N, S e outros.
Gás Natural	~75	~25	-	-
Petróleo	84 a 86	11 à 14	0 à 3	0 à 5
Carvão Mineral	78 à 95	~7	1 à 15	1 à 5
Madeira (eucalipto)	49 à 51	~6	43 à 44	~1

Fonte: (BIZZO, 2003).

O gás de combustão liberado pelos combustíveis pode conter os seguintes compostos:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $SO_x$  e  $NO_x$ . A composição destes no gás de exaustão dependerá do teor dos elementos químicos do combustível e das condições nas quais acontece a queima do mesmo.

### 2.3.2 Análise Estequiométrica da Combustão

A partir do conhecimento das reações básicas de combustão (Tabela 2), pode-se estimar a necessidade requerida de ar para a queima do combustível. Esta quantidade também é influenciada pela análise imediata, que inclui a umidade do combustível e frações inertes ou cinzas.

**Tabela 2 – Reações básicas de combustão**

Reagentes		Produtos	Energia Liberada
$C + O_2$	→	$CO_2$	+8.100 kcal/kg C
$C + \frac{1}{2}O_2$	→	$CO$	+2.400 kcal/kg C
$2H_2 + O_2$	→	$2H_2O$	+34.100 kcal/kg $H_2$
$S + O_2$	→	$SO_2$	+2.200 kcal/kg S

Fonte: (ELETROBRÁS, 2005).

Nota-se que em cada uma das reações existe uma demanda particular de oxigênio e, em face disso, a combustão pode ser considerada “completa” quando a necessidade teórica de ar é satisfeita, obtendo-se produtos de combustão com o máximo aproveitamento térmico. A razão teórica da massa de ar requerida para a queima completa do combustível é conhecida como relação estequiométrica ar/combustível, podendo ser realizada em termos de base mássica ou molar (BAZZO, 1995).

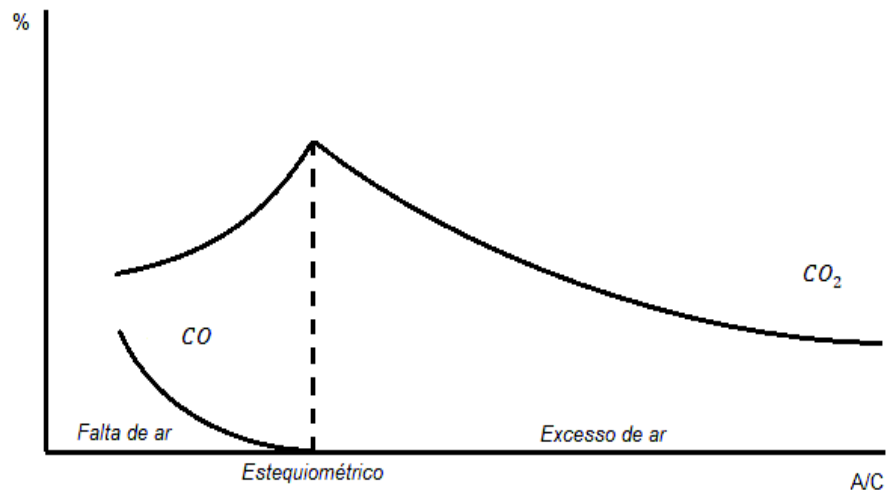


### 2.3.3 Excesso de Ar

No processo real de combustão, as moléculas de oxigênio não se combinam perfeitamente com os elementos combustíveis na proporção estequiométrica de ar. Assim, um excesso de ar precisa ser utilizado para evitar o aparecimento de teores significativos de monóxido de carbono e fuligem nos gases de combustão, e com isso, amenizar a perda por queima incompleta (Figura 5).

Por outro lado, deve-se atentar para que o excedente de ar não seja muito elevado, a fim de evitar o resfriamento excessivo dos gases de combustão e a consequente perda de potencial de troca térmica no interior da fornalha, (ELETROBRÁS, 2005).

**Figura 5 – Perfis típicos de monóxido de carbono e dióxido de carbono nos gases de exaustão**



Fonte: (BIZZO, 2003).

Segundo Bizzo (2003), um excesso de ar de até 10% é usado para combustíveis gasosos, de 2 a 30% para combustíveis líquidos e superiores a 50% para combustíveis sólidos, variando conforme características de cada combustível, queimador ou fornalha.

### 3 METODOLOGIA

A caldeira objeto de estudo é do tipo aquatubular, com paredes d'água contendo apenas um tubo superior (Figura 6). Localizada na cidade de Ponta Grossa – Paraná, esta caldeira é responsável pela geração de vapor de uma unidade fabril moageira de soja, com taxa de produção de aproximadamente 3200 toneladas por dia de soja beneficiada. A caldeira foi fabricada pela empresa ICAVI – (Indústria de caldeiras Vale do Itajaí S/A), sendo colocada em operação no ano de 2015.

Figura 6 – Gerador de vapor ICA-05021



Fonte: Autoria própria.

O gerador de vapor possui capacidade para produzir 50 t/h na pressão máxima de trabalho de 21 bar (2,1 MPa). Apesar de operar com apenas 15 bar de pressão, sua capacidade térmica é de aproximadamente 32.475.122 kcal/h (aproximadamente 10,5 MW), segundo o fabricante.

Construída conforme norma ASME (*The American Society of Mechanical Engineers*) 2013 *Section I - Rules for Construction of Power Boilers* e normativas de categoria de risco da norma regulamentadora A-NR13, utiliza cavaco florestal como combustível. O combustível é alimentado mediante um sistema automatizado, que conta com a utilização de moega de fundo móvel (Figura 7) para abastecimento através de pá-carregadeira, com gavetas que promovem o abastecimento de um silo pulmão através de correias transportadoras. Este procedimento de fornecimento de combustível mantém a estabilidade da carga a ser dosada internamente na fornalha.

**Figura 7 – Moega de fundo móvel**



**Fonte: Aatoria própria.**

A fornalha é do tipo de queima em grelha, onde o grelhado é composto de vigas, chapas, perfis e placas laterais de ferro fundido, também formado por grelhas móveis e fixas posicionadas sobre cavaletes acionados por unidades hidráulicas. Com a movimentação do grelhado, as grelhas fazem um movimento cascata onde o combustível vai caindo, assim ocorrendo a combustão com o auxílio de injeção de ar primário sob as grelhas. Todas as cinzas provenientes da queima do combustível serão retiradas por um sistema de extração de resíduos sólidos.

A fim de aumentar a eficiência, o sistema possui pré-aquecedores de ar e um sistema de economizador, aonde se utiliza a alta temperatura dos gases que saem da caldeira para aquecer o ar atmosférico insuflado na queima do combustível, bem como a água de alimentação (*make-up*) que se junta ao retorno de condensado da fábrica para bombeamento nos tubos de evaporação.

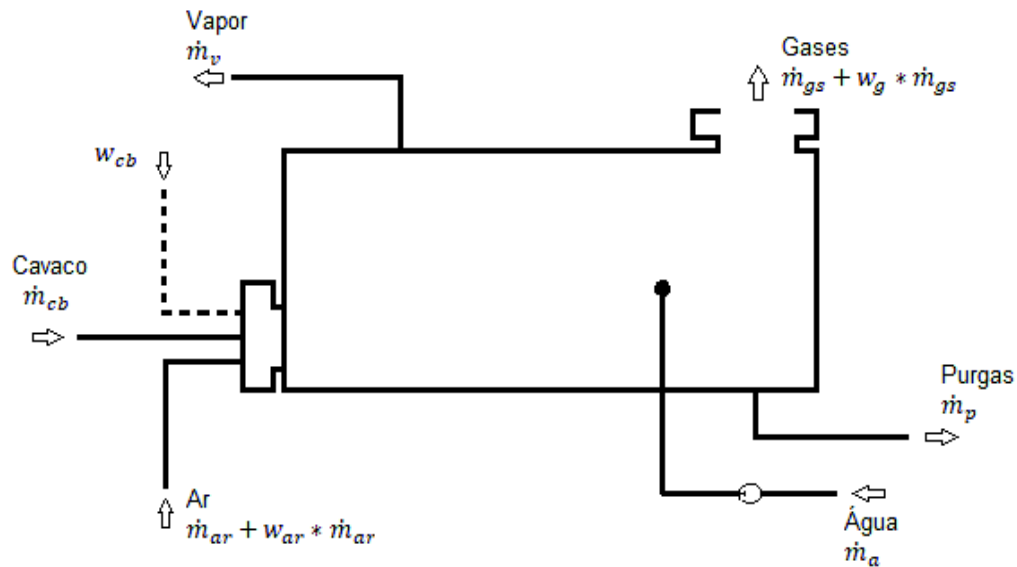
A tiragem dos gases do sistema é do tipo forçada, feita com o auxílio de um exaustor que fornece uma vazão de até 30,88 kg/s de gases de combustão a 165°C, direcionando-os para a chaminé. Os gases de exaustão são previamente filtrados por um lavador de gases com sistema de sifonamento, por onde os gases passam através de jatos d'água em aspensão gerados por chuveiros. As partículas sólidas arrastadas pela tiragem são retidas internamente em um cone com selo d'água, aonde são purgadas com regularidade de 30 minutos, a fim de evitar o seu lançamento para a atmosfera.

Conta-se também com um sistema de tratamento de água, que aplica diversos produtos químicos como agentes passivantes para proteção dos tubos de agentes oxidantes e corrosivos, aliado a um sistema desaerador com vapor em contracorrente para liberar moléculas de oxigênio em solução na água de alimentação. Utiliza-se também amônia e soda para o controle do pH da água, entre outras propriedades.

### 3.1 ANÁLISE DO RENDIMENTO

A análise do rendimento térmico da caldeira em estudo foi realizada a partir de um balanço de massa e de energia, em conjunto com a aplicação dos procedimentos de cálculo estabelecidos nos métodos direto e indireto. Na Figura 8 identificam-se as principais correntes envolvidas para a realização dos balanços de massa e de energia na caldeira.

Figura 8 – Balanço de massa em uma caldeira



Fonte: Bazzo (1995).

### 3.2 METODO DIRETO

Pelo método direto calcula-se a razão entre a vazão mássica de vapor e seu ganho de entalpia para transformação da água de alimentação em vapor, e a vazão mássica de combustível associada ao seu respectivo poder calorífico (BIZZO, 2003). Assim, o cálculo é realizado seguindo a relação:

$$\eta_{MD} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_a)}{\dot{m}_{cb} * (PC)} \quad (1)$$

Onde,

$\eta_{MD}$  - Eficiência pelo método direto;

$\dot{m}_v$  - Vazão mássica de vapor, [kg/s];

$h_v$  - Entalpia do vapor, [KJ/kg];

$h_a$  - Entalpia da água, [KJ/kg];

$\dot{m}_{cb}$  - Vazão mássica de combustível, [kg/s];

$PC$  - Poder calorífico inferior do combustível, [kJ/kg].

Este método traz uma rápida análise do rendimento do gerador, porém sua confiabilidade é menor devido a não compreender as diversas variações que podem ocorrer no processo, como variação na umidade do cavaco que pode afetar diretamente o seu poder calorífico ou variações bruscas de vazão de vapor que podem ocorrer ao longo do tempo de operação de unidades fabris.

De forma a garantir uma análise mais confiável faz-se necessário uma análise que possa abranger as perdas de calor no sistema, sendo, portanto, indicado o método indireto.

### 3.3 METODO INDIRETO

Mediante este método, todas as perdas de energia envolvidas no processo são subtraídas diretamente da energia disponível (BIZZO, 2003), obtendo-se assim:

$$Q_{\text{útil}} = \sum E_1 - \sum \text{perdas} \quad (2)$$

Onde,

$Q_{\text{útil}}$  = energia útil produzida;

$\sum E_1$  = energia total do sistema;

$\sum \text{perdas}$  = soma de todas as perdas envolvidas no sistema.

Com base no balanço de massa e de energia, são quantificadas as perdas de calor mais significativas e que impactam diretamente na geração de vapor. Portanto, mediante essa análise, é possível identificar os pontos de melhorias e garantir o aumento do desempenho do equipamento em relação ao aproveitamento da energia contida no combustível.

#### 3.3.1 Energia Total do Sistema

A energia disponível representa a energia liberada na própria combustão e a energia associada aos fluxos de massa do combustível e de ar úmido fornecido na queima. Segundo Bizzo (2003), expressa-se essa energia disponível ao sistema através da equação:

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{cb} * (PCI + \Delta h_{cb}) + \dot{m}_{ar} * (\Delta h_{ar} + w_{ar} * \Delta h_v) \quad (3)$$

Onde,

$\dot{q}_d$  = Energia disponível na fornalha, [kW];

$\dot{m}_{cb}$  = Vazão mássica de combustível, [kg/s]

$PCI$  = Poder calorífico inferior do combustível, [kJ/kg]

$\Delta h_{cb}$  = Entalpia do combustível, [kJ/kg];

$\dot{m}_{ar}$  = Fluxo de ar de combustão, [kg/s];

$\Delta h_{ar}$  = Entalpia do ar de combustão, [kJ/kg];

$w_{ar}$  = Umidade do ar, [kg/kg de ar seco];

$\Delta h_v$  = Entalpia da umidade do ar, [kJ/kg].

### 3.3.2 Perda Por Gases Secos e Vapores Presentes Nos Gases de Combustão

Segundo Eletrobrás (2005), a perda de calor pelos gases de combustão em fuga pela chaminé pode ser dividida em duas parcelas: a dos gases secos e a do vapor de água presentes nos gases de combustão.

A energia dos gases secos está representada pela entalpia dos seus componentes, associada à taxa mássica de cada um deles gerada na combustão.

Nas perdas pelo gás seco, são analisados os componentes predominantes na reação de combustão, sendo estes: o dióxido de carbono, o dióxido de enxofre, o oxigênio e o nitrogênio, mediante a equação:

$$P_{GS} = (m_{CO_2} * C_{PCO_2} + m_{SO_2} * C_{PSO_2} + m_{O_2} * C_{PO_2} + m_{N_2} * C_{PN_2})(T_{CH} - T_R) \quad (4)$$

Onde,

$m_n$  = Massa do componente “n” presente no gás de combustão, ([kg/kg] de combustível);

$C_{P_n}$  = Calor específico médio do componente “n”, entre as temperaturas  $T_{CH}$  e  $T_R$ , [kJ/kg.°C];

$T_{CH}$  = Temperatura dos gases na chaminé, [°C];

$T_R$  = Temperatura de referência conforme adotada, [°C].

Uma aproximação deste cálculo é realizada assumindo o calor específico do gás de combustão igual ao do ar atmosférico na temperatura real dos gases. Assim, pode ser aplicada a equação:

$$P_{GS} = \dot{m}_{GS} * C_{PAR} * (T_{CH} - T_R) \quad (5)$$

$\dot{m}_{GS}$  = Vazão mássica dos gases de combustão secos, ([kg/kg] de combustível);

$C_{PAR}$  = Calor específico médio do ar atmosférico entre as temperaturas  $T_{CH}$  e  $T_R$ , [kJ/kg°C];

Por outro lado, as perdas em relação ao vapor de água presente nos gases em fuga pela chaminé, podem ser calculadas pela equação:

$$P_V = \dot{m}_P * C_{PV} * (T_{CH} - T_R) + m'_V * h_V \quad (6)$$

$\dot{m}_P$  = Vazão mássica total de vapor nos sopradores, ([kg/kg] de combustível);

$C_{PV}$  = Calor específico do vapor entre as temperaturas  $T_{CH}$  e  $T_R$ , [kJ/kg.°C];

$m'_V$  = Vazão mássica de vapor presente no combustível e formado após a combustão, ([kg/kg] de combustível);

$h_V$  = Entalpia de vaporização da água na  $T_R$ , [kJ/kg].

### 3.3.3 Perdas Por Radiação E Convecção

Conforme Bazzo (1995), para caldeiras de pequeno a médio porte, providas de grande aporte de isolamento térmico em suas partes, paredes d'água parciais no costado e fornalhas herméticas com refratários que mantenham o calor interno, levam a uma perda por radiação e convecção natural aproximada de 1 a 3% da energia disponível.



### 3.3.4 Perdas De Calor Por Purgas Contínuas E Intermitentes

Com base na quantidade de água purgada do tubulão, na intenção de diminuir a concentração de sais e também prover a retirada de possíveis impurezas decantadas no interior do vaso de pressão, estima-se a perda de energia envolvida nesse processo, quantificando a vazão média de água purgada e analisando a perda através da equação abaixo (BIZZO, 2003).

$$P_p = \dot{m}_{pr} * (h_t - h_e) \quad (7)$$

Onde,

$P_p$  = Perdas por purga, [kJ/kg];

$\dot{m}_{pr}$  = Vazão média de água purgada, [kg/s];

$h_t$  = Entalpia da água a pressão de trabalho da caldeira [kJ/kg];

$h_e$  = Entalpia da água de alimentação do sistema [kJ/kg].

### 3.3.5 Perda De Calor Pelas Cinzas

Com base na análise das temperaturas medidas nas cinzas nos pontos de extração do grelhado e no cinzeiro coletor final, levando em consideração a quantidade de cinza gerada em relação a um determinado consumo de combustível e conhecido também como teor de cinzas do combustível, estima-se a perda de calor através do calor sensível perdido pelas mesmas quando retiradas da fornalha (BAZZO, 1995). Com base na equação abaixo, quantificamos essa perda.

$$P_{CZ} = z * \dot{m}_{CB} * h_{CZ} \quad (8)$$

Onde,

$P_{CZ}$  = Perda de calor sensível através das cinzas, [kJ/kg];

$z$  = Teor de cinzas do combustível. [cerca de 1%];

$\dot{m}_{CB}$  = Vazão mássica de combustível. [kg/h];

$h_{CZ}$  = Entalpia sensível das cinzas, [kJ/kg].

### 3.3.6 Perda De Calor Por Combustão Parcial Do Combustível

De acordo com Bazzo (1995), a queima parcial do combustível não é comum em equipamentos com ajuste fino de operação, porém deve ser considerada em uma análise geral. Dependendo dos teores obtidos de gás CO (monóxido de carbono) nos gases de combustão, quando medidos na base da chaminé e também a quantidade de carbono não convertido arrastado para o coletor de cinzas, é possível diagnosticar falhas operacionais que afetam o rendimento do sistema e promovem alta poluição ambiental.

A presença de fuligem segundo Bizzo (2003), nos gases de combustão que deixam a chaminé pode ser facilmente identificável a olho nu, porém é de difícil quantificação, sendo necessário uma amostragem dos gases de combustão que deixam a chaminé para determinação das suas respectivas concentrações. Essa amostragem pode ser realizada em conjunto com equipamentos que provém uma análise de material particulado em tempo real.

Da mesma forma que alguns gases indicam falhas operacionais, a fuligem que sai junto possui um limite de emissão que deve ser respeitado, segundo portaria do CONAMA, (2006). Se a concentração de fuligem for alta, deve-se adotar o uso de métodos de controle como lavadores de gases e filtros de mangas para conseguir manter o nível de emissão tolerável.

Assim, as perdas de energia pela queima parcial do combustível podem ser calculadas pela expressão:

$$\dot{P}_{CP} = \dot{m}_{cb} * (qC_{nq} + qCO) \quad (9)$$

Ou,

$$P_{CP} = cnq * [33900 + \Delta hc] + 126 * Vgs * \%CO \quad (10)$$

Onde,

$\dot{P}_{CP}$  = Calor perdido por combustão parcial, [KW];

$P_{CP}$  = Calor perdido por combustão parcial, [kg/kg combustível];

$cnq$  = Relação carbono não queimado no combustível;

$\Delta hc$  = Entalpia do carbono, [kJ/kg];

$\%CO$  = Porcentagem de monóxido de carbono em volume;

$Vgs$  = Volume de gases na base seca, (m<sup>3</sup>n/kg de combustível).

### 3.3.7 Rendimento Térmico

Computando o somatório das perdas do sistema e analisando a totalidade da energia fornecida pelo combustível, encontra-se o valor do rendimento térmico em %, mediante a equação:

$$\eta_{MI} = 100 * \left[ 1 - \frac{\sum P}{\sum E_d} \right] \quad (11)$$

Onde,

$\eta_{MI}$  = Eficiência pelo método indireto, [%];

$\sum P$  = Somatório das perdas do processo;

$\sum E_d$  = Energia disponível pelo combustível.

## 3.4 MÉTODO DE ANÁLISE DOS RENDIMENTOS

Inspeções periódicas prévias já indicavam possíveis anomalias de funcionamento. Observaram-se, por exemplo, a falta de verificação da qualidade da biomassa que era consumida, a deficiência de ar de combustão refletida nos altos níveis de CO (monóxido de carbono) nos gases da chaminé, juntamente com as altas temperaturas nas cinzas extraídas do cinzeiro. Com base nas condições de operação nesse primeiro cenário, e nos relatórios gerados pelo sistema de operação automatizada, identificaram-se alguns dados médios de funcionamento, apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados operativos 1º cenário

Temperatura de referência	25°C
Pressão de referência	1 bar
Pressão de trabalho da caldeira	15 bar
Temperatura dos gases secos	325,15°C
Temperatura das purgas de condensado	181,5°C
Temperatura da água após desaerador	105°C
Concentração de O <sub>2</sub>	3,7% b.s
Concentração de CO	5500ppm
Umidade da biomassa	52%
Poder calorífico inferior do combustível	16605,79kJ/kg
Vazão mássica de combustível	4,16kg/s
Vazão mássica de vapor	9,79kg/s
vazão de água de alimentação	10,40 L/s
temperatura da água após o economizador	122,6°C

Fonte: Autoria própria

A quantidade de cavaco foi monitorada mediante o estabelecimento de uma tara padrão para a pá-carregadeira utilizada, que era aferida diariamente, primeiramente vazia, e depois com a concha cheia de cavaco, em balança padrão rodoviária, sendo essa diferença a capacidade aproximada de carregamento por concha. Os números de conchas indicavam a estimativa do consumo final turno a turno, determinando-se a vazão mássica em kg/s. Ao final de cada período de 30 dias era realizado um “*clean-up*” do estoque para contemplar os desvios associados à incerteza da operação.

A quantificação da umidade e poder calorífico inferior do combustível era obtida mediante uma amostragem padrão do cavaco realizada em até 6 pontos da carga de cavaco contida na caçamba, realizada após a descarga de cada um dos caminhões dos fornecedores externos. Assim, eram enviadas amostras de aproximadamente 500 g seladas hermeticamente em sacos plásticos para os laboratórios da ESALQ, localizada no estado de São Paulo. A ESALQ retornava os relatórios das análises, contendo as informações pertinentes referentes a cada um dos fornecedores do combustível.

Após a quantificação de todos os dados necessários, foi realizado o cálculo para identificar a quantidade de ar estequiométrica para a queima de todo o combustível. A análise elementar do combustível em base seca é apresentada na Tabela 4.

**Tabela 4 – Propriedade elementar do combustível**

Elemento	Composição (%)
Carbono	50,2
Hidrogênio	6,1
Oxigênio	43,4
Nitrogênio	0,2

Fonte: (Bizzo, 2003).

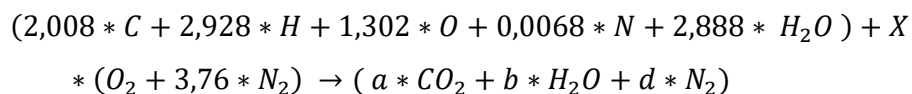
Com base na umidade do combustível de 52%, considera-se a compensação da composição do combustível em base seca para a base úmida ou de trabalho, conforme apresentado na Tabela 5.

**Tabela 5 – Propriedade elementar do combustível**

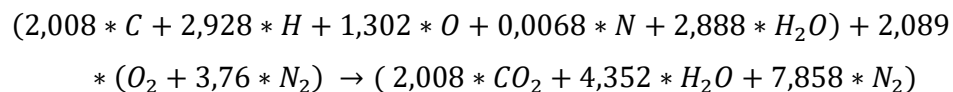
Elemento	Composição (%)
Carbono	24,096
Hidrogênio	2,928
Oxigênio	20,832
Nitrogênio	0,096
$H_2O$	52

Fonte: Autoria própria.

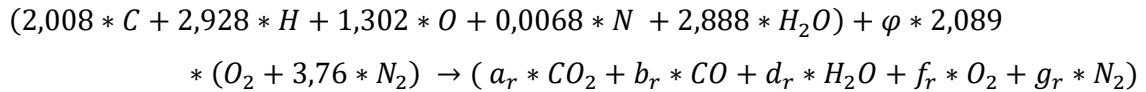
Após a transformação para base molar, e considerando o uso de 100 kg de combustível, a equação de combustão é escrita como:



O balanço molar por elemento químico forneceu o valor dos coeficientes estequiométricos respectivos, sendo estes:



Com a identificação da equação estequiométrica, procedeu-se ao cálculo da reação real de combustão, a qual contempla o excesso de ar necessário para a queima completa do combustível, sendo esta:



Onde o balanço molar por elemento fornece:

$$2,008 = a_r + b_r \text{ (Carbono);}$$

$$2,928 + 2,888 * 2 = 2 * d_r \text{ (Hidrogênio);}$$

$$1,302 + 2,888 + 2,089 * \varphi * 2 = 2 * a_r + b_r + d_r + 2 * f_r \text{ (Oxigênio);}$$

$$0,0068 + 2,089 * \varphi * 3,76 * 2 = 2g_r \text{ (Nitrogênio).}$$

Para a solução deste sistema de equações foi preciso consultar os dados obtidos pelos instrumentos do sistema de automação da caldeira. Especificamente, foram verificados os dados experimentais coletados pelo monitor de gases de combustão (sensor OMS 420-RT, observado na figura 9), fornecido pela empresa alemã MRU – *Emission Monitoring Systems*. Este sensor fornece dados em tempo real e relatórios médios das medidas de concentração volumétrica de oxigênio e monóxido de carbono nos gases de combustão, conforme apresentado na Tabela 3.

Figura 9 – Analisador de gases “tempo real”



Fonte: A autoria própria

Considerando o valor medido de 3,7% de oxigênio nos gases de combustão, obtém-se a equação adicional:

$$0,037 = \frac{f_r}{a_r + b_r + f_r + g_r}$$

Também, com base nos valores médios que o aparelho forneceu em relação à concentração de CO (5500 ppm), a seguinte equação é satisfeita:

$$0,0055 = \frac{b_r}{a_r + b_r + f_r + g_r}$$

Os valores dos coeficientes estequiométricos resultantes da solução do sistema de equações anteriormente descrito são apresentados na Tabela 6.

**Tabela 6 – Resultados Balanço real**

$a_r$	1,943
$b_r$	0,06505
$d_r$	4,352
$f_r$	0,4376
$g_r$	9,381
$\varphi$	1,194

Fonte: Aatoria própria.

Assim, a massa de ar utilizada para a queima de 100 kg de combustível nesse cenário, considerando o excesso de ar, é:

$$2,089 * 1,194 * (32 + 3,76 * 28) = 342,41kg$$

Com isso, a razão ar/combustível em massa foi:

$$342,41/100 = 3,424 \text{ kgar/kgcom}$$

Levando em consideração a vazão mássica de combustível descrito na tabela 3, é estimado teoricamente a quantidade de ar seco necessária, tem-se:

$$\dot{m}_{ar\text{seco}} = 3,424 * 4,16 = 14,24kg/s$$

onde, para uma umidade específica do ar de  $w_{ar} = 0,014kg \text{ de água}/(kg \text{ de ar seco})$  e densidade do ar de aproximadamente  $\rho = 1,205kg/m^3$ , levando em conta temperatura de referência do ambiente de 25°C, tem-se aproximadamente 11,82 m<sup>3</sup>/s de ar seco e 11,98 m<sup>3</sup>/s de ar atmosférico úmido.

A fornalha é insuflada por dois ventiladores, um primário e um secundário, fabricados pela empresa Projelmec – Ventilação Industrial, localizada no Rio Grande do Sul. Os equipamentos operam com sistema de inversor de frequência, com ajuste automático da rotação de acordo com o oxigênio presente nos gases de combustão.

Com base nos valores de suas respectivas rotações máximas de trabalho, foi possível estimar a quantidade de ar insuflada na fornalha, mediante a curva



característica dos modelos ILS 1400 e ILS 800 para o ventilador primário e secundário, respectivamente, conforme ilustrado nas figuras 13 e 14.

Com a rotação de trabalho de 890 rpm para o modelo ILS-1400 e 1690 rpm para o modelo ILS-800 identificados na plaqueta dos motores, para uma perda de carga prevista no projeto de aproximadamente  $200 \text{ mmH}_2\text{O}$  na tubulação, tem-se uma insuflação de aproximadamente  $90 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $36 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$  respectivamente, totalizando  $126 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$ , ou  $35 \text{ m}^3/\text{s}$  de ar.

Com base nos dados levantados anteriormente, são calculadas as perdas de energia e rendimento térmico associadas a operação.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com base nos métodos direto e indireto descritos, colhem-se resultados capazes de descrever a eficiência na operação, com dados que traduzem potencial de melhoria no processo. Estes resultados são expressos em forma de dois cenários: pré e pós melhorias descritos a seguir.

### 4.1 RESULTADO DOS RENDIMENTOS CENÁRIO 1

Os resultados finais da análise do cenário 1, são expressos pelos cálculos de eficiência térmica do gerador de vapor realizados pelos métodos direto e indireto, conforme dados obtidos pelo supervisor de operação e análise dos fluxos envolvidos neste cenário.

#### 4.1.1 Método direto

Como descrito anteriormente, o cálculo do rendimento pelo método direto utiliza dados de entalpia do vapor gerado, e da água de alimentação. Para vapor saturado seco a 15kgf/cm<sup>2</sup>, tem-se  $h_v = 2792,15\text{kJ/kg}$ , e a pressão ambiente de 1atm tem-se líquido saturado, com entalpia de  $h_a = 417,44\text{kJ/kg}$ , (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNACKE, 2008).

Estima-se um rendimento através do método direto de aproximadamente  $\eta_{MD} = 36,6\%$ .

O equipamento conta com uma câmara de secagem do cavaco, localizada ainda no primeiro grelhado de avanço hidráulico, bloqueando acesso à chama e, conseqüentemente, evitando a ignição do material, garantindo a redução da sua umidade até níveis de maior aproveitamento energético do combustível. Em face dessa afirmação, foi realizada uma correção, atribuindo ao combustível um valor de poder calorífico útil (PCU) em relação à umidade do material, conforme análise externa realizada por laboratório (ESALQ), sendo:

$$PCU = PCI * \left[ \frac{100-U}{100} \right] - 6 * H \quad (13)$$

Onde,

$PCU$  = Poder calorífico útil a umidade do material, [kJ/kg];

$PCI$  = Poder calorífico inferior base peso seco, [kJ/kg];

$U$  = Umidade do material em base de peso úmido, [%];

$H$  = Teor de hidrogênio no material, [%].

Utilizando um valor de PCU de 7322kJ/kg médio para as amostras, obteve-se pelo método direto um valor corrigido da eficiência, sendo este igual a  $\eta_{MD_{PCU}} = 83\%$ .

#### 4.1.2 Método indireto

O método indireto requer o cálculo das perdas de energia do sistema gerador de vapor, além do valor da energia disponível composto pelas correntes de combustível e do ar pré-aquecido.

Para estimativa da energia disponível no sistema, fazendo-se uso de valores atualizados de umidade específica do ar, do ganho de entalpia do ar de combustão desde a sua temperatura inicial ( $T_i = 25^\circ C$ ) até aquela obtida após a sua passagem pelo pré-aquecedor de ar ( $T_f = 235^\circ C$ ) e do poder calorífico do combustível, a aplicação da equação 3 forneceu uma potência térmica disponível de  $\dot{q}_d = 72121,76kW$ .

Para se obter as perdas pelos gases de combustão, foi necessário calcular as vazões mássicas de gases secos e do vapor de água presente nos gases (BAZZO, 1995). A razão mássica relacionando a quantidade de gás seco por massa de combustível é determinada pela relação:

$$R\dot{m}_{gs} = \frac{a_r*44+b_r*28+f_r*32+g_r*28}{100} \quad (14)$$

que, multiplicada pela vazão mássica de combustível  $\dot{m}_{cb}$ , fornece a vazão mássica de gases secos  $\dot{m}_{gs} = 15,14kg/s$ .

Para o cálculo da vazão mássica de vapor de água produzida na combustão, leva-se em conta a quantidade estequiométrica molar calculada nos gases de combustão (BAZZO, 1995), conforme a equação:

$$\dot{m}'_v = d_r * \frac{18}{100} \quad (15)$$

Ao incluir a umidade contida no combustível (52% base úmida), obtém-se o valor de  $\dot{m}'_v = 3,26kg/s$ . No cálculo foram também considerados os vapores provenientes dos sopradores de fuligem, com uma vazão de aproximadamente  $\dot{m}_p = 0,33kg/s$  conforme manual de operação e considerando 4 unidades do mesmo. Assim, com a temperatura dos gases pré lavador de gases de 175°C, as perdas pelos gases secos totalizaram  $P_{gs} = 2280,32kW$  e a perda pelo vapor de água  $P_v = 8054,562kW$ . Portanto, a soma destas parcelas totalizou o valor de  $P_{ch} = 10334,88kW$  nos gases de exaustão.

Em relação às perdas por convecção e radiação térmica, conforme afirmação de Bazzo (1995), devido ao equipamento possuir pouco mais de 2 anos de funcionamento, possuir todas as partes externas com isolamento de lã de rocha ao longo de todos os fluxos e cobertura com chapas de alumínio no exterior e a fornalha com revestimento de tijolos refratários, considerou-se uma perda de 1% do calor fornecido, totalizando uma perda por paredes de  $P_{CR} = 721,22kW$ .

Para um volume de purga de aproximadamente  $m_{pg} = 0,45kg/s$  de vapor, tendo em conta a entalpia da água na temperatura de trabalho e de alimentação pós desaerador, obteve-se uma perda de energia pelos purgadores de aproximadamente  $P_p = 1058,409kW$ .

A partir da temperatura de saída das cinzas, obteve-se a entalpia média igual a  $\Delta h_{cz} = 1170kJ/kg$ . Considerando a taxa mássica das cinzas retiradas da fornalha, obteve-se uma perda de aproximadamente  $P_{cz} = 48,672 kW$ .

Após análise de amostras das cinzas em laboratório externo, foi encontrado um teor de carbono não convertido de aproximadamente 56%. Uma vez que as cinzas representam aproximadamente 1% da composição do combustível, tem-se um teor de carbono residual no combustível “*in natura*” após a queima de cerca de 0,56%. Além disso, considerou-se o teor de monóxido de carbono encontrado na chaminé

nos gases de combustão. Assim, foi possível encontrar a perda por combustão parcial, sendo estimada em  $P_{CP} = 200,33kW$ .

Com base nos resultados anteriores, determinou-se o rendimento da caldeira, fazendo-se uso da equação (11). Os resultados resumidos das perdas de energia são resumidos na Tabela 7.

**Tabela 7 – Energia fornecida, perdas e rendimento térmico para o cenário 1**

$\dot{q}_d$	72121,76kW
$P_{gs}$	2280,32kW
$P_v$	8054,562kW
$P_{CR}$	721,2kW
$P_p$	1058,40kW
$P_{Cz}$	48,672 kW
$P_{CP}$	200,33kW
$\eta_{MI}$	82,85%

**Fonte: Autoria própria**

#### 4.2 RESULTADOS DOS RENDIMENTOS CENÁRIO 2

Na tentativa de diminuir os níveis de CO que estavam elevados, o que também poderia impactar na renovação do licenciamento ambiental da fábrica, bem como, na busca pela diminuição do consumo de cavaco, decidiu-se pelo aumento da insuflação de ar de combustão no interior da fornalha. Assim, o valor do excesso de ar na queima foi aumentado.

A empresa colocou em uso um antigo ventilador com capacidade de atender as demandas de vazão de ar (Figura 10), ou que ao menos se aproximasse da demanda mínima necessária, a fim de diminuir os valores de CO no gás de combustão. O ventilador em questão é o modelo ILS – 1120 da Projelmec, de aspiração livre e descarga dutada, com a curva característica ilustrada na figura 15. Com pouco custo e utilizando um motor reconicionado, foi restaurado e instalado em substituição ao modelo anterior ILS – 800 com um motor de 75cv.

Com a relação de polias readequadas, conseguiu-se uma rotação de 1225rpm, que de acordo com a curva característica para uma perda de carga prevista

em projeto para a tubulação de  $200\text{mmH}_2\text{O}$ , garantiu uma vazão de ar secundário de aproximadamente  $75 * 10^3\text{m}^3/\text{h}$ .

**Figura 10 – Ventilador secundário antes e após reforma e instalação**



Fonte: Autoria própria.

Juntamente com a instalação desse novo ventilador, foi incorporada à operação um novo procedimento de fornecimento de cavaco, com as cargas sendo agora amostradas e auditadas no ato do recebimento, tendo a sua umidade e poder calorífico aferida através de um balde de análise, UMILOG M-75 fornecido pela empresa MARRARI – Automação industrial, localizada na cidade de Curitiba. Adicionalmente, foi mantida a análise em laboratório externo para melhor aparelhamento jurídico, e também juntamente com a análise da umidade, as amostras são analisadas em uma peneira vibratória própria aonde são identificadas as impurezas presentes, tais como terra, areia e serragem excessiva presente no combustível.

Esse procedimento evita o fornecimento de combustível com alto teor de umidade e de impurezas, afetando consequentemente o poder calorífico. Como resultado desse procedimento, obteve-se um ganho no poder calorífico inferior do combustível ao diminuir o teor de umidade, que antes estava ao redor de 52% para aproximadamente 39%. Com o manejo adequado do estoque e a implantação de um sistema de “FIFO - First in, first out” de ordenação de consumo, executado com sucesso observa-se a umidade do combustível reduzida a um valor próximo de 37%.

Com base nas melhorias aplicadas e na instalação do novo ventilador, foram colhidos os novos dados operativos, conforme apresentados na Tabela 8.

**Tabela 8 – Dados operativos 2º cenário**

Temperatura de referência	25°C
Pressão de referência	1 bar
Pressão de trabalho da caldeira	15 bar
Temperatura dos gases secos	362,3°C
Temperatura das purgas de condensado	183,4°C
Temperatura da água após desaerador	105°C
Concentração de O <sub>2</sub>	7,9% b.s.
Concentração de CO	456ppm
Umidade da biomassa	37%
Poder calorífico inferior do combustível	19572,7kJ/kg
Vazão mássica de combustível	3,29kg/s
Vazão mássica de vapor	10,65kg/s
vazão de água de alimentação	11,48 L/s
temperatura da água após o economizador	128,36°C

Fonte: Autoria própria

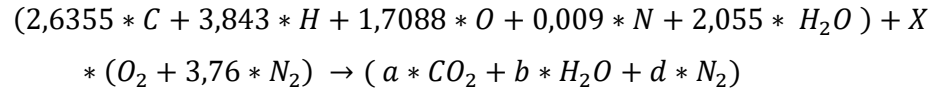
Com os novos dados do processo, foram recalculadas as exigências teóricas, o excesso de ar e os rendimentos térmicos pelo método direto e as perdas associadas que compreendem ao método indireto, agora com base na umidade atual do combustível de 37%. A compensação da análise elementar do combustível para base úmida é apresentada na Tabela 9.

**Tabela 9 – Análise elementar do combustível com 37% de umidade**

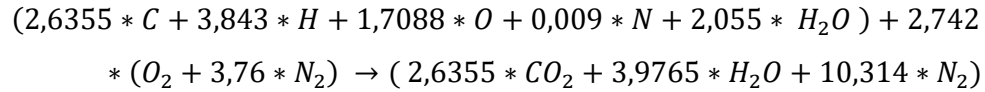
Elemento	Composição (%)
Carbono	31,626
Hidrogênio	3,843
Oxigênio	27,342
Nitrogênio	0,126
H <sub>2</sub> O	37

Fonte: Autoria própria.

Após transformação para base molar, em uso da equação a seguir, obtem-se:



Efetuando o balanço molar por elemento encontra-se que:



Além do analisador de gases de combustão em tempo real, que fornece os dados para a malha de programação da caldeira, faz-se uso de um analisador não contínuo, modelo AMPRO 2000, fornecido pela empresa alemã MRU – *Emission Monitoring Systems*. Este instrumento forneceu os dados apresentados na Figura 11, durante a inserção da sua sonda em pontos de amostragem como o mostrado na Figura 12.



Figura 11 – Dados dos gases de combustão



Fonte: Autoria própria

**Figura 12 – Boca de visita para posicionamento da sonda**



**Fonte: Autoria própria**

Com os dados fornecidos pelo aparelho, e pela análise estequiométrica da equação de combustão, foram encontradas as proporções volumétricas dos gases de combustão, bem como o correspondente excesso de ar (Tabela 10).

**Tabela 10 – Resultados do Balanço real para o cenário 2**

$a_r$	2,626
$b_r$	0,009451
$d_r$	3,977
$f_r$	1,637
$g_r$	16,45
$\varphi$	1,595

**Fonte: Autoria própria.**

De forma análoga ao caso do Cenário “1”, foram encontradas as vazões de ar seco ( $\dot{m}_{ar\ seco} = 19,753\text{kg/s}$ ) e de ar úmido ( $\dot{m}_{ar\ úmido} = 20,03\text{kg/s}$ ), para uma umidade do ar específica de  $w_{ar} = 0,014\text{kg}/(\text{kg de ar seco})$  e densidade do ar de aproximadamente  $\rho = 1,205\text{kg}/\text{m}^3$ , levando-se em conta a temperatura de referência do ambiente de  $25^\circ\text{C}$ . O resultado foi de  $16,39\text{ m}^3/\text{s}$  de ar seco e  $16,62\text{ m}^3/\text{s}$  de ar atmosférico úmido. Assim, considerando o ventilador primário original e o novo secundário instalado, foi obtida uma insuflação de aproximadamente  $90 \times 10^3\text{m}^3/\text{h}$  e  $75 \times 10^3\text{m}^3/\text{h}$ , respectivamente, totalizando  $165 \times 10^3\text{m}^3/\text{h}$ , ou  $45,83\text{ m}^3/\text{s}$  de ar de combustão.

Com base nos dados levantados anteriormente, foram calculadas as perdas de energia associadas a esta nova condição de operação.

#### 4.2.1 Resultados Dos Rendimentos

A seguir são apresentados os resultados finais pelos métodos direto e indireto, conforme dados obtidos pelo supervisor de operação e a análise dos fluxos envolvidos no segundo cenário após implementação das melhorias.

##### 4.2.1.1 Método direto

A estimativa do rendimento térmico pelo método direto foi de aproximadamente  $\eta_{MD} = 39,27\%$ , para um PCI de aproximadamente  $19572\text{kJ}/\text{kg}$  e vazão mássica de combustível de  $3,29\text{kg}/\text{s}$ . No entanto, fazendo-se uso do poder calorífico útil, com o aproveitamento total da energia disponível na fornalha, obteve-se um rendimento de  $\eta_{MD\ PCU} = 80,03\%$ .

##### 4.2.1.2 Método indireto

Recalculando a energia disponível no sistema, com base no novo poder calorífico e o ajuste na vazão de alimentação, estimou-se o fornecimento de energia no interior da fornalha e as perdas associadas na operação para os novos padrões operativos, levando-se em conta as perdas pelos gases secos e do vapor de água na

chaminé, a perda por dissipação de calor por meio da radiação e convecção, a perda pelos purgadores, a perda pelas cinzas e, finalmente, as perdas pelo carbono não convertido nas cinzas. Os resultados para o “Cenário 2” podem ser observados na Tabela 11.

Levando-se em consideração a redução da vazão da purga contínua e intermitente para  $\dot{m}_{pr} = 0,30\text{kg/s}$ , devido à melhoria da qualidade da água de alimentação com o uso de produtos químicos realizados por empresa externa, da análise da água para o controle do teor de sílica, o que acaba impactando diretamente na perda pelos purgadores. Também, na reanálise do teor de carbono não convertido no combustível após a implementação das melhorias, resultou em uma redução de 56 para 43% nas cinzas.

**Tabela 11 – Energia fornecida, perdas e rendimento térmico para o cenário 2**

$\dot{q}_d$	68859,107kW
$P_{gs}$	2700,1kW
$P_v$	5819,71kW
$P_{CR}$	688,6kW
$P_p$	705,606kW
$P_{CZ}$	38,493 kW
$P_{CP}$	146,95kW
$\eta_{MI}$	85,33%

**Fonte: Autoria própria**

Com base no resultado, nota-se um ganho de aproximadamente 2,5% em eficiência térmica em relação ao Cenário 1, o que representa uma importante economia no consumo de combustível e um menor impacto ambiental.

## 5 CONCLUSÃO

Uma análise do rendimento térmico de uma caldeira aquatubular foi realizada seguindo os métodos de cálculo direto e indireto, antes e após implementação de melhorias na operação do sistema gerador de vapor. Ao comparar o resultado obtido pelos dois métodos, os resultados de rendimento foram similares entre eles, porém, com apenas o método indireto sendo coerente em razão do aumento esperado da eficiência com as melhorias implementadas. Portanto, como descrito na literatura, o método indireto confirmou-se como mais confiável.

Considerando-se apenas o resultado obtido pelo método indireto, as melhorias operacionais realizadas no sistema gerador de vapor permitiram um incremento na eficiência térmica da caldeira em aproximadamente 2,5 pontos percentuais, o que representa uma melhora considerável em termos de eficiência e economia operacional.

Com base nas melhorias realizadas e na adequação da insuflação de ar, notou-se uma drástica redução na emissão de monóxido de carbono na atmosfera, pelo aumento da quantidade de ar disponível na fornalha para completar a queima do combustível, garantindo a manutenção da operação dentro dos limites legais vigentes pela legislação atual.

Os resultados obtidos neste estudo também mostraram a redução do carbono não convertido nas cinzas de 56% para 43%, conforme análise laboratorial externa das cinzas, fato atribuído à maior disponibilidade de oxigênio e ao menor índice de umidade do combustível.

O consumo de cavaco que antes era mantido a uma média de 360t por dia, caiu para aproximadamente 285t, para manutenção da mesma geração e vazão de vapor demandada pela fábrica, garantindo uma taxa de evaporação continua acima de 3kg de vapor gerado para cada 1kg de cavaco consumido. Levando-se em conta um preço médio de R\$115,00 por tonelada de cavaco, com essa economia média de 75 tons/dia, garante-se uma economia de aproximadamente R\$8.625,00 por dia de operação, que para uma operação contínua de 30 dias gera um total de R\$258.750,00 ao mês. Lembra-se que, de maneira proporcional ao consumo de cavaco, com o melhor aproveitamento do combustível, a geração de cinzas também diminuiu cerca de 20%, reduzindo assim o custo efetivo de sua retirada.

## REFERÊNCIAS

ALTAFINI, C.R.; **Tipos e Aplicações de Caldeiras**, 1ª Edição, Ed. Prominp, São Paulo – SP, 2008.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: UFSC, 1995.

BIZZO, W.A. **Apostila Geração, Distribuição e Utilização de vapor**. Unicamp, 2003.

BUECKER, B. **Basics of Boiler and HRSG Design**. Oklahoma: Penn Well Corporation, 2002

CARVALHO Júnior, J. A., LACAVALA. P. T., **Emissões em Processos de Combustão**, Editora UNESP, 2003.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre, RS: AMGH, 2013. 1018 p.

CONAMA, Conselho Nacional do Meio Ambiente. **Resolução n. 382/06 - Estabelece os limites máximos de emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas**. MMA: Brasília, 2006.

ELETROBRAS. **Eficiência Energética no uso do vapor**. Rio de Janeiro, 2005.

ICAVI. **Industria de caldeiras vale do Itajaí – Catálogo de produtos**. Disponível em: <<https://www.icavi.ind.br/produtos/caldeiras-aquatubulares/#aquatubulares>>. Acesso em 23/05/2018.

PERA, Hildo. **Geradores de vapor de água**. [S.l.]: [s.n.], 1984. 288 p.

PERA, Hildo. **Geradores de vapor; um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. São Paulo: Fama, 1990.

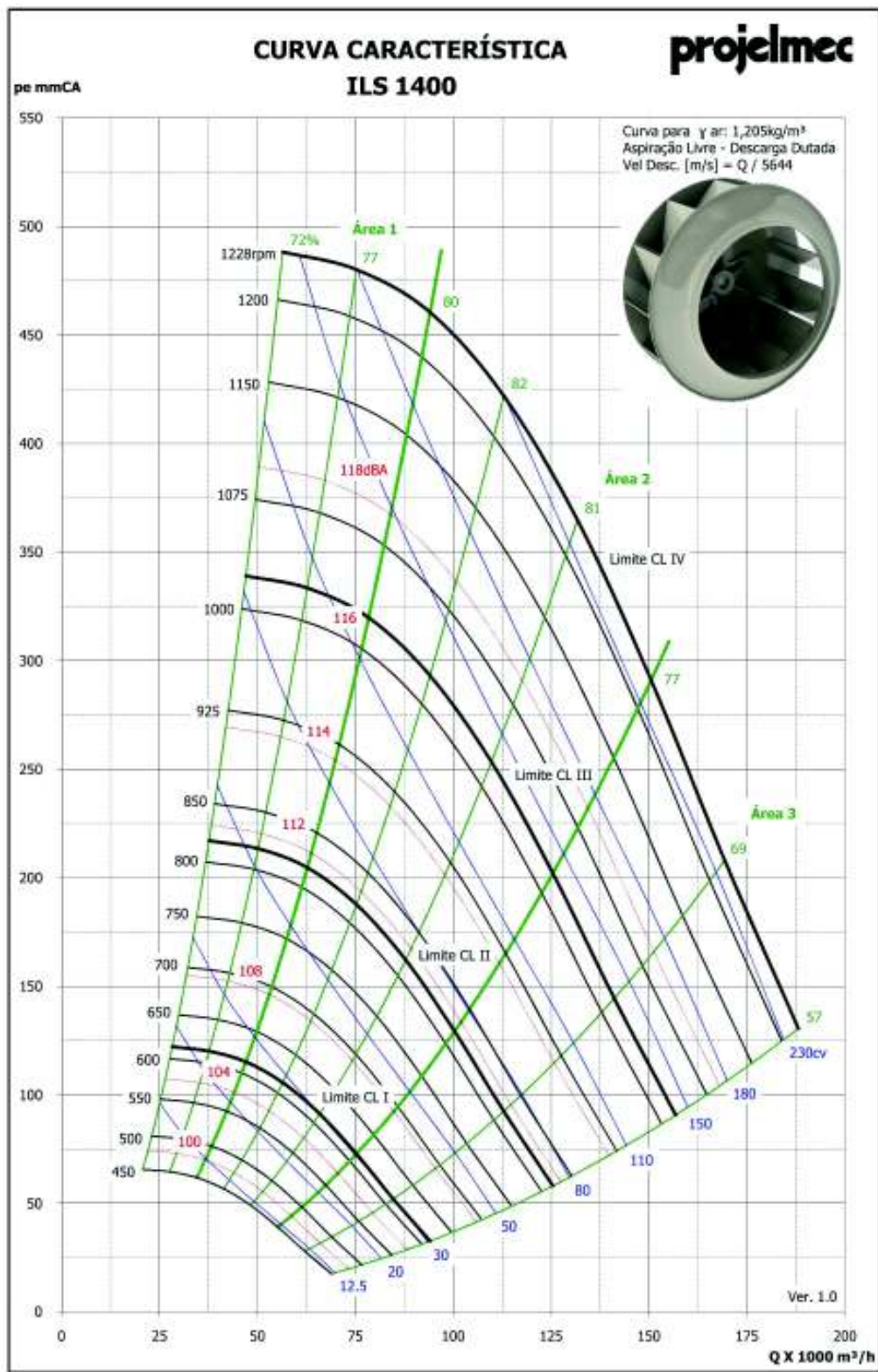
VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: E.Blucher, 2008. iix, 589 p.

RAE ELETRIC, Automação. **Caldeira flamotubular**. 1 figura (Figura 1). Disponível em: <<http://www.raelectric.com.br/18601.html>>.

**ANEXO A** – Curvas características dos ventiladores primário, secundário e novo ventilador secundário.

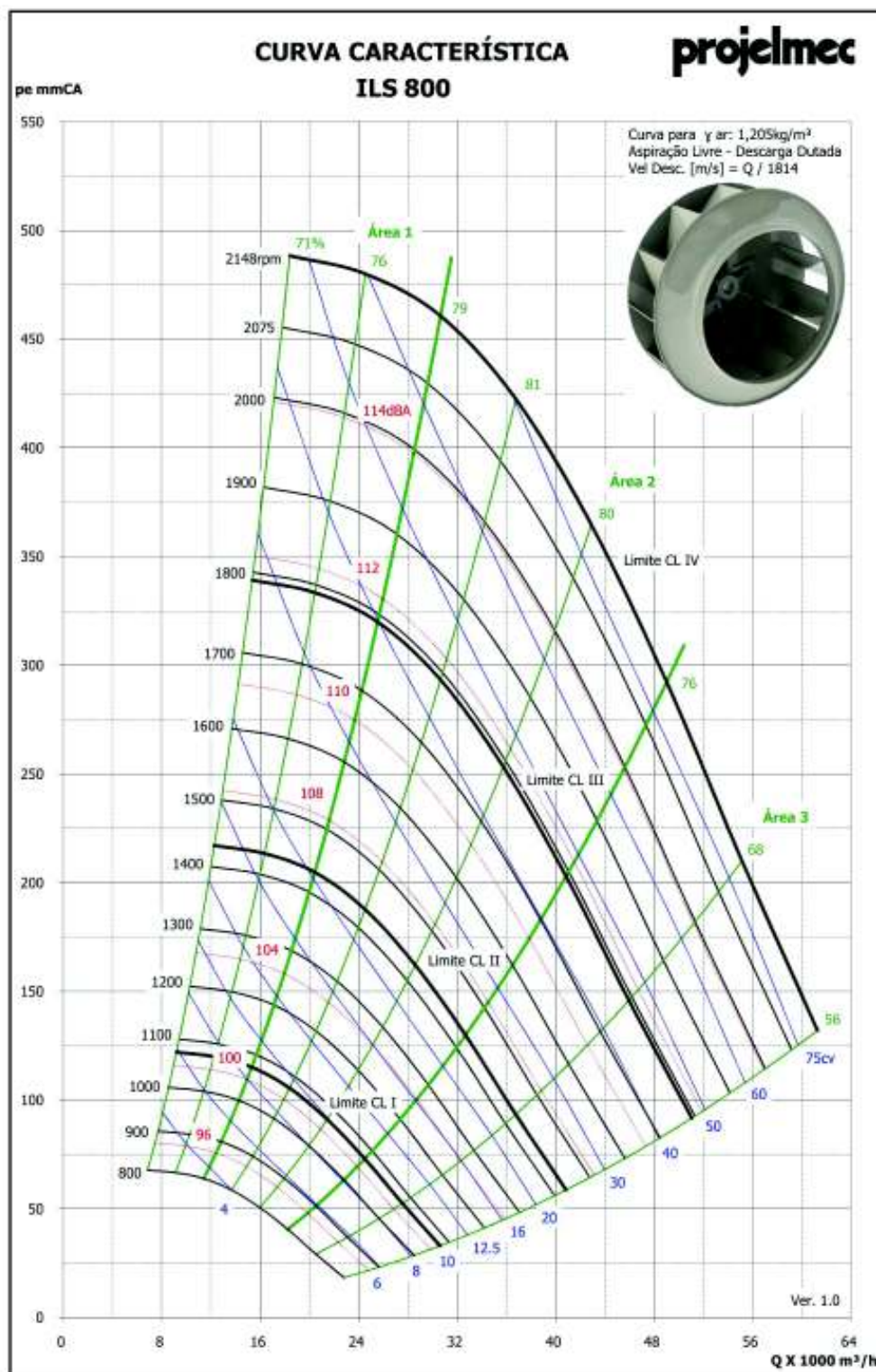


Figura 13 - Curva característica do ventilador primário



Fonte: Catálogo de curvas de desempenho – Projelmec (2016).

Figura 14 – Curva característica do ventilador secundário



Fonte: Catálogo de curvas de desempenho – Projelmec (2016).